

Kurvenquietschen: Untersuchung des Quietschvorgangs und Wege der Minderung

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Yacin Ben Othman
aus Berlin

Fakultät für Verkehrs- und Maschinensysteme (Fakultät V)
Technische Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften
- Dr.-Ing. -

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss

Vorsitzender:	Prof. Dr.-Ing. Utz von Wagner
Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. Markus Hecht
Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 08.07.2009

Berlin 2009

D83

Inhalt

Inhalt.....	iii
Tabellen.....	vii
Abbildungen.....	ix
1 Einführung.....	1
1.1 Schienennahverkehr – Lärminderung als Voraussetzung für nachhaltige Wettbewerbsfähigkeit.....	1
1.2 Kurvenquietschen schienengebundener Fahrzeuge.....	3
1.3 Bisherige Arbeiten zum Thema Kurvenquietschen.....	4
1.4 Exkurs Bremsenquietschen.....	11
1.4.1 Arten von selbsterregten Schwingungen.....	11
1.4.2 Die Modellierung von Bremsenquietschen	12
1.4.3 Fazit für das Kurvenquietschen.....	15
1.5 Ziele und Gliederung dieser Arbeit	15
2 Messung von Kurvenquietschen	17
2.1 Übersicht.....	17
2.2 Messort	18
2.2.1 Allgemeine Angaben über den Messort	18
2.2.2 Randparametermessungen am Messort.....	19
2.2.3 Akzeleranzmessungen am Messort	21
2.3 Messfahrzeug.....	22
2.3.1 Allgemeine Angaben über das Fahrzeug	22
2.3.2 Fahrzeugspezifische Messungen	23
2.3.3 Radabsorber.....	25
2.3.4 Messung der Akzeleranz der Messräder	25

2.4	Messkonzept	28
2.4.1	Ortsfeste Messungen	28
2.4.2	Fahrzeugfeste Messungen	29
2.5	Messergebnisse	32
2.5.1	Dopplereffekt – Identifikation des quietschenden Radsatzes	32
2.5.2	Ergebnisse der Messung der Drehgestellauslenkung und Vergleich der Ergebnisse mit MKS-Simulation der Bogenfahrt	36
2.5.3	Beschleunigungsergebnisse der Messräder während des Quietschvorgangs	43
2.5.4	Rotierende oder stehende Quietschmode?	45
2.5.5	Beschleunigungsergebnisse der Schienenmessungen während des Quietschvorgangs	53
2.5.6	Mikrofonergebnisse – Ortsfest und mitgeführt	54
2.5.7	Messergebnisse der Fahrten mit Radschallabsorbern	56
2.5.8	Einfluss der Witterung	59
2.5.9	Zusammenfassung und Fazit der Messergebnisse	59
2.6	Messkonfigurationsempfehlungen für Messungen im Bogen von Quietschgeräuschen 63	
2.6.1	Einleitung und Problematik bei der Empfehlung einer Messvorschrift	63
2.6.2	Intentionen bei der Messung von Kurvenquietschen	65
3	Rechnergestützte Modellierung des Messszenarios	71
3.1	Einleitung	71
3.2	Beschreibung der Modellierung und Eingabeparameter	72
3.2.1	Fahrzeugdaten	72
3.2.2	Fahrwegdaten	74
3.2.3	Sonstige notwendige Eingabedaten	74
3.3	Ergebnisse der Simulationsrechnungen und Vergleich mit den Messergebnissen	75
3.4	Variationsrechnungen	77
3.4.1	Berechnung und Ergebnisse der Rad- und Schienenvariationen	77
3.4.2	Zusammenfassung und Ergebnisdiskussion der Variationsrechnungen	79
3.5	Zusammenfassung	80
4	Konzepte zur Minderung von Kurvenquietschen	83
4.1	Minderungsmaßnahmen am Fahrzeug	83
4.1.1	Fahrzeugkonstruktion	83
4.1.2	Radschallabsorber-Konzepte	85
4.1.3	Radbedämpfungen	87
4.1.4	Gummigefederte Räder	88
4.1.5	Werkstoffwahl der Räder	88
4.1.6	Radgeometrie	88

4.1.7	Oberflächenbehandlung der Radfahrflächen.....	89
4.1.8	Sekundäre Maßnahmen	89
4.1.9	Zusammenfassung.....	89
4.2	Kontaktfläche Rad/ Schiene	90
4.2.1	Schmierstoffe und Flüssigkeiten	90
4.2.2	Reibwert-Modifizierer.....	91
4.2.3	Zusammenfassung.....	91
4.3	Ortsfeste Minderungsmaßnahmen am Fahrweg	92
4.3.1	Oberbauformen, Trassierung und Gleisgeometrie	92
4.3.2	Schienenrauheit, Schienenprofil und Schienenbeschichtung.....	93
4.3.3	Werkstoff der Schienen.....	94
4.3.4	Schienenstegbedämpfung.....	94
4.3.5	Schienenabsorber	94
4.3.6	Auftragsschweißungen	94
4.3.7	Zusammenfassung.....	95
4.4	Sonstige Maßnahmen	95
4.4.1	Geschwindigkeitseinfluss.....	95
4.4.2	Aktive Maßnahmen an Rad und / oder Schiene.....	95
4.5	Fazit und Maßnahmenkombinationen	96
5	Zusammenfassung.....	99
6	Ausblick	103
7	Anhang.....	105
7.1	Schienenrauheiten im Bogen von Luther Kirche	105
7.2	Tabellarisch aufgeführte Radrauheiten des Messradsatzes; grafisch dargestellte Rauheiten aller Räder	106
7.3	Tabellarisch aufgeführte Werte der Schienenprofile.....	108
7.4	Tabellarisch aufgeführte Werte des Radprofils	111
7.5	Gesamter Bogen in Luther Kirche.....	113
7.6	Fahrzeugansichten	114
7.7	Fahrzeugdatenblätter	115
7.8	Tabellarische Ergebnisse der Akzeleranzmessung.....	124
7.9	Schnellespektren der bogeninneren Schiene bei 20km/h während des Quietschvorgangs.....	127
7.10	Alternative Berechnungssoftware für Kurvenquietschen – TWINS (Modul SLYNX).....	132
8	Literatur.....	135

Tabellen

Tabelle 2.1	Überblick über die charakteristischen Fahrzeugdaten	23
Tabelle 2.2	Mittelwerte der berechneten Dämpfungswerte der Quietschfrequenzen mit und ohne Absorber	26
Tabelle 2.3	Mechanische Daten von Metallen bei Normalbedingungen (ca. 20°C) [16].....	26
Tabelle 2.4	Frequenzänderung bei bewegter Schallquelle oder bewegtem Beobachter; f_e vom Beobachter empfundene Frequenz, f_s vom Sender abgestrahlte Frequenz, v Geschwindigkeit von Beobachter bzw. Schallquelle, c Schallgeschwindigkeit [72]	32
Tabelle 2.5	Ausgewählte MKS-Simulationsergebnisse [11]	42
Tabelle 2.6	Vergleich der Quietschfrequenz in Abhängigkeit von Geschwindigkeit und Ort. Die Bereiche 1 bis 3 schließen sich im Bogen einander an. Bereich 4 wählt eine doppelt so hohe Linienanzahl der FFT-Auswertung und beginnt wie Bereich 1. Bereich 5 wählt eine dreifach so hohe Linienanzahl der FFT-Auswertung und beginnt wie Bereich 1. Frequenzauflösung: Bereich 1-3: 0,79 Hz; Bereich 4: 0,4 Hz; Bereich 5: 0,3 Hz. *MW: Mittelwert.	47
Tabelle 2.7	Mittelwerte der Ergebnisse der Quietschfrequenzen bei unterschiedlichen Sollgeschwindigkeiten über mehrere ortsfeste Luftschallmessungen in 1,5 m Entfernung und 0,3 m Höhe	48
Tabelle 2.8	Ausgewählte Ergebnisse der mitgeführten Luftschallmessung mit dem Ziel einer möglichst genauen Quietschfrequenzangabe. Bei den Bereichen 1-3 handelt es sich um verschiedene Bereiche im Bogen; die Geschwindigkeiten sind die vorgegebenen Sollgeschwindigkeiten; Mikro1 wurde an der Außenseite des Bogens mitgeführt, Mikro2 innen.	48
Tabelle 2.9	Körperschallergebnisse der Quietschfrequenzen bei unterschiedlichen Sollgeschwindigkeiten aus Beschleunigungsmessungen in vertikaler und lateraler Richtung am Schienenkopf	49

Tabelle 2.10	Berechnete Frequenzdifferenz zwischen Luftschallmessung und Körperschallmessung aufgrund der Amplitudenmodulation, die durch die Rotation des Rades zu beobachten ist	52
Tabelle 3.1	Übersicht über die verwendeten Schienenvarianten	78
Tabelle 3.2	Übersicht über die verwendeten Radvariationen	79
Tabelle 3.3	Schwarz: Mögliche Quietschfrequenzen, die im Messbogen nicht quietschen; Rot: Quietschen im Messbogen; Angabe in Terzen.....	79
Tabelle 7.1	Tabellarische Schienenrauheiten im Messbogen bei Luther Kirche; Auswertung mithilfe der Software von Odegard & Danneskiold-Samsoe.....	105
Tabelle 7.2	Tabellarisch aufgeführte Werte der mittleren Radrauheiten des Messfahrzeugs; gemessen von Odegard & Danneskiold-Samsoe	106
Tabelle 7.3	Werte der bogenäußeren Schiene im Messquerschnitt, die mit dem Messgerät MiniProf gemessen wurden	108
Tabelle 7.4	Werte der bogeninneren Schiene im Messquerschnitt, die mit dem Messgerät MiniProf gemessen wurden	109
Tabelle 7.5	Werte des bogeninneren Messrades, die mit dem Messgerät MiniProf gemessen wurden.....	111
Tabelle 7.6	Ergebnisse der Akzeleranzmessung mit einer Abtastung von 50 kHz und einer Fensterbreite von 8.192 Linien	125
Tabelle 7.7	Ergebnisse der Akzeleranzmessung mit einer Abtastung von 50 kHz und einer Fensterbreite von 8.192 Linien	126

Abbildungen

Abbildung 1.1	Durchschnittlicher Reibkoeffizient als Funktion über dem Anfahrwinkel, bei mit Wasser benetzter Schiene (blaue Linie) und trockener Schiene (rote Linie) [40]	9
Abbildung 1.2	Veränderung der Eigenfrequenzen dreier Schwingungsformen am Beispiel eines Vollbahnrades [21]	11
Abbildung 1.3	Blockschema eines selbsterregten Systems (a) Schwinger-Typ (b) Speicher-Typ [49].....	11
Abbildung 1.4	Zwei-Freiheitsgrad-Modell von Shin et al. [75] (a) Modell (b) zugrunde gelegter dynamischer Reibkoeffizient	13
Abbildung 1.5	Einmassen-Minimal-Modell mit zwei Freiheitsgraden von Hoffmann et al. [34]	14
Abbildung 1.6	Minimal-Modell von Popp et al. [92]	15
Abbildung 2.1	Versuchsbogen in Bielefeld, kurz vor der Haltestelle Luther Kirche, Quelle [5]	18
Abbildung 2.2	Schematische Darstellung der Messstelle in der Geraden und im Bogen, Quelle: moBiel GmbH	19
Abbildung 2.3	Schienenprofile im Bogen der Messstelle; links: bogenäußere Schiene; rechts bogeninnere Schiene (ehemals bogenäußere Schiene, die aufgrund des Verschleißzustandes nach innen verlegt wurde), Quelle [5]	19
Abbildung 2.4	Bogenäußere Schiene Testabschnitt Luther Kirche, zur Verkabelung und Messgerätemontage wurde der Schotter vor der Messung im Messquerschnitt kurzzeitig entfernt, Quelle TU-Berlin	20
Abbildung 2.5	Schienenrauheiten über der Wellenlänge; zusätzliche Angabe der Grenzen nach ISO 3095 [56] und der TSI Noise [1].....	20

Abbildung 2.6	Akzeleranz <i>La re 1 · 10 – 6ms²</i> der bogeninneren Schiene am Messquerschnitt bei vertikaler Anregung in 0,3 m Entfernung; grün: vertikale Beschleunigung am Schienenkopf außen in Schwellenfachmitte; blau: vertikale Beschleunigung am Schienenkopf innen in Schwellenfachmitte; gelb: vertikale Beschleunigung am Schienenkopf außen über der Schwelle; rot: vertikale Beschleunigung am Schienenkopf innen über der Schwelle	21
Abbildung 2.7	M8C Zeichnung Quelle moBiel.....	22
Abbildung 2.8	Messfahrzeug moBiel, Wagen 529; der vordere Fahrzeugteil auf diesem Bild ist der B-Wagen; das zweiachsige Messdrehgestell (ungebremstes Jakobs-Drehgestell) befand sich zwischen B- und C-Wagen.	23
Abbildung 2.9	Radprofil des bogeninneren Messrades, bestimmt mit dem Messgerät MiniProf.	24
Abbildung 2.10	Radrauheit über der Wellenlänge; zusätzliche Angabe der Grenzen nach ISO 3095 [56] und der TSI Noise [1].....	24
Abbildung 2.11	Segment des normalerweise montierten Absorbers der Firma Schrey & Veit GmbH.....	25
Abbildung 2.12	Eingebauter Absorber am Messrad.....	25
Abbildung 2.13	Vergleich der Akzeleranz <i>La re 1 · 10 – 6ms²</i> am inneren Radkranz in axialer Richtung eines Rades des Messradsatzes bei axialer Anregung ohne (gelb) und mit (grün) Absorber.....	26
Abbildung 2.14	Vergleich des axialen Ausschwingvorgangs am Radkranz des freien Messrades bei 1.586 Hz ohne Absorber (gelb) und mit Absorber (grün) bei axialer Hammeranregung.....	27
Abbildung 2.15	Gemessene Verformung der niedrigeren Quietschfrequenz bei ca. 585 Hz, Darstellung mit MSC Patran/Nastran	28
Abbildung 2.16	Gemessene Verformung der höheren Quietschfrequenz bei ca. 1.586 Hz, Darstellung mit MSC Patran/Nastran	28
Abbildung 2.17	Messanordnung der Körperschallmessung an der Schiene; hier bogeninnere Schiene mit Beschleunigungsaufnehmern an Schienenkopf, -steg und -fuß, jeweils in Schwellenfachmitte und über der Schwelle. Außerdem ist die Lichtschranke zur Radidentifizierung sichtbar.	29
Abbildung 2.18	Anordnung der Messaufnehmer; links Messrad ohne Absorber, rechts Messrad mit Absorber.....	30
Abbildung 2.19	Komponenten zur Erfassung der Beschleunigungen auf der Radoberfläche des Messradsatzes	30
Abbildung 2.20	Mitgeführte Schalldruckmessung vor dem Messradsatz	31

Abbildung 2.21	Schematische Anordnung der Wegaufnehmer zur Messung der Drehgestellauslenkung relativ zu den angrenzenden Wagenkästen B und C; Fahrt in Richtung B-Wagen	31
Abbildung 2.22	Befestigung der Wegaufnehmer und Schnüre am Messfahrzeug	32
Abbildung 2.23	Dopplereffekt - Spektren der Schienenkopfbeschleunigungsmessungen in lateraler (links) und vertikaler (rechts) bei etwa 10km/h (erste Zeile), 20km/h (zweite Zeile) und 30km/h (dritte Zeile).....	34
Abbildung 2.24	Ortsfestes Luftschallspektrum aufgenommen in 1,5 m Entfernung von Gleismitte; Signal bei 30 km/h.....	35
Abbildung 2.25	Vergleich der Drehgestellbewegung zum vorderen (größere Auslenkung) und hinteren Wagenkasten (kleinere Auslenkung) von vier Fahrten bei Quietschen bei einer Geschwindigkeit von 30 km/h; Messquerschnitt der ortsfesten Messung bei 10 m.....	37
Abbildung 2.26	Vergleich der Drehgestellbewegung bei Geschwindigkeiten von 10, 20 und 30 km/h bei Quietschen.....	38
Abbildung 2.27	MKS-Modell des Testfahrzeugs [11].....	39
Abbildung 2.28	Detaildarstellung des MKS-Modells des Messdrehgestells [11]	39
Abbildung 2.29	Mögliche Berührungspunkte in Abhängigkeit der Querverschiebung des Radsatzes im Gleis [11]	40
Abbildung 2.30	Ausgewählte MKS-Simulationsergebnisse [11]	41
Abbildung 2.31	Vergleich der gemessenen und berechneten Ausdrehwege zwischen den angrenzenden Wagenkästen und des Drehgestells [65]	42
Abbildung 2.32	Farbkarte der Schwingschnelle L_v re 5 · 10 – 8ms am bogenäußeren Radkranz in radialer Richtung; Fahrt bei 20 km/h bei Quietschen.....	43
Abbildung 2.33	Farbkarte der Schwingschnelle L_v re 5 · 10 – 8ms am bogenäußeren Radkranz in axialer Richtung; Fahrt bei 20 km/h bei Quietschen	43
Abbildung 2.34	Farbkarte der Schwingschnelle L_v re 5 · 10 – 8ms am bogeninneren Radkranz in radialer Richtung; Fahrt bei 20 km/h bei Quietschen.....	44
Abbildung 2.35	Farbkarte der Schwingschnelle L_v re 5 · 10 – 8ms am bogeninneren Radkranz in axialer Richtung; Fahrt bei 20 km/h bei Quietschen	44
Abbildung 2.36	Körperschallspektren der Schwingschnelle L_v re 5 · 10 – 8ms an den Rädern des Messradsatzes bei Fahrt durch den Messbogen, zeitlich gemittelt; grün: Schnelle des bogeninneren Radkranzes in axialer Richtung; rot: Schnelle des bogeninneren Radkranzes in radialer Richtung; blau: Schnelle des bogenäußeren Radkranzes in axialer Richtung; gelb: Schnelle des bogenäußeren Radkranzes in radialer Richtung	45

Abbildung 2.37	Mitgeführte Luftschallmessung einer beschleunigten Messfahrt mit Quietschen; Einsetzen des Quietschens bei etwa 14km/h, Endgeschwindigkeit bei etwa 28km/h; etwa lineare Geschwindigkeitszunahme.....	49
Abbildung 2.38	Koordinatentransformation von einem mitrotierenden (y' , z') in ein ortsfestes (y , z) System	50
Abbildung 2.39	oben links: Eigenschwingung im mitrotierenden Koordinatensystem im Zeitbereich; oben rechts: Eigenschwingung im mitrotierenden Koordinatensystem im Frequenzbereich; unten links: Modulierte Schwingung im ortsfesten Koordinatensystem im Zeitbereich; unten rechts: Modulierte Schwingung im raumfesten Koordinatensystem im Frequenzbereich	51
Abbildung 2.40	Farbkarte der Schwingschnelle $Lv_{re} 5 \cdot 10 - 8ms$ am bogeninneren Schienenkopf in lateraler Richtung; Fahrt bei 20 km/h bei Quietschen	53
Abbildung 2.41	Farbkarte der Schwingschnelle $Lv_{re} 5 \cdot 10 - 8ms$ am bogeninneren Schienenkopf in vertikaler Richtung; Fahrt bei 20 km/h bei Quietschen	53
Abbildung 2.42	Körperschallspektren der Schwingschnelle $Lv_{re} 5 \cdot 10 - 8ms$ an der bogeninneren Schiene; gelb: Schnelle des Schienenkopfes in lateraler Richtung; grün: Schnelle des Schienenkopfes in vertikaler Richtung.....	54
Abbildung 2.43	Farbkarte des Schalldruckpegels $Lp_{re} 2 \cdot 10 - 5Nm^2$ am Messpunkt vor dem bogenäußeren Rad, Fahrt bei 20 km/h bei Quietschen	55
Abbildung 2.44	Farbkarte des Schalldruckpegels $Lp_{re} 2 \cdot 10 - 5Nm^2$ am Messpunkt vor dem bogeninneren Rad, Fahrt bei 20 km/h bei Quietschen	55
Abbildung 2.45	Luftschallspektren $Lp_{re} 2 \cdot 10 - 5Nm^2$ an je einem Messpunkt vor den beiden Rädern eines Radsatzes, zeitlich gemittelt	56
Abbildung 2.46	Luftschallspektrum $Lp_{re} 2 \cdot 10 - 5Nm^2$ ortsfeste Mikrofonmessung in 1,5 m Entfernung von der Gleismitte und 0,3 m Höhe, peak hold	56
Abbildung 2.47	Vergleich der Winkelauslenkung zwischen Wagenkasten (WK) und Drehgestell (DG) während der Bogenfahrt zwischen Fahrten bei Quietschen und ohne Quietschen bei etwa 30 km/h; hohe Amplituden: Auslenkung zwischen B-Wagen und Drehgestell; niedrige Amplitude: Auslenkung zwischen C-Wagen und Drehgestell	57
Abbildung 2.48	Körperschallspektren der Schwingschnelle $Lv_{re} 5 \cdot 10 - 8ms$ am bogeninneren Rad mit montierten Radschallabsorbern bei 30 km/h; gelb: Schnelle am Radkranz in radialer Richtung, grün: Schnelle am Radkranz in axialer Richtung	58
Abbildung 2.49	Farbkarte Schalldruckpegel $Lp_{re} 2 \cdot 10 - 5Nm^2$ des mitgeführten Mikrofons am bogeninneren Rad bei etwa 30 km/h und montierten Radschallabsorbern	58

Abbildung 2.50	Bogenabschnitte mit Quietschen bei zwei unterschiedlichen Geschwindigkeiten zu zwei verschiedenen Messzeitpunkten	61
Abbildung 3.1	Vernetzung eines für die Berechnungen herangezogenen Finite-Element-Modells.....	73
Abbildung 3.2	Abstrahlfläche eines Rades des Radsatzes.....	73
Abbildung 3.3	Finite-Elemente-Modell des verwendeten Fahrweges ²⁵	74
Abbildung 3.4	Abstrahlflächen der Mikrofon zugewandten Seite des Fahrzeug-Fahrweg-Modells.....	75
Abbildung 3.5	Ergebnisanimation einer Fahrzeug-Fahrweg-Konfiguration. Farbige Darstellung der Schwingungsform der höheren Quietschfrequenz, Pegelverteilung auf der Ebene in 7,5 m Entfernung, links untereinander die Pegelverläufe der Rad- und Schienenabstrahlung und der kombinierten Abstrahlung.....	76
Abbildung 3.6	Ergebnis der Zeitschrittberechnung der Fahrzeug-Fahrweg-Konfiguration mit den Parametern aus der zuvor beschriebenen Messung, deutlich tonales Geräusch bei etwa 1.600 Hz zu erkennen	76
Abbildung 4.1	Veränderung der Eigenfrequenzen dreier Schwingungsformen am Beispiel eines Vollbahrades [21]	86
Abbildung 4.2	Radabsorber vom Bochumer Verein.....	86
Abbildung 4.3	Sichelabsorber der Firma Schrey & Veit GmbH	87
Abbildung 4.4	Prinzipskizze der Auftragsschweißung.....	95
Abbildung 7.1	Energetische Mittelwerte jeweils dreier aufgenommener Spuren pro Rad des Messfahrzeugs.....	107
Abbildung 7.2	Gesamter Bogen in Luther Kirche	113
Abbildung 7.3	Messfahrzeug Seiten- und Draufsicht.....	114
Abbildung 7.4	Körperschallspektrum der Schwingschnelle $L_v re 5 \cdot 10 - 8ms$ an der bogeninneren Schiene in vertikaler Richtung an der Außenseite des Schienenkopfes in Schwellenfachmitte	127
Abbildung 7.5	Körperschallspektrum der Schwingschnelle $L_v re 5 \cdot 10 - 8ms$ an der bogeninneren Schiene in vertikaler Richtung an der Innenseite des Schienenkopfes in Schwellenfachmitte	127
Abbildung 7.6	Körperschallspektrum der Schwingschnelle $L_v re 5 \cdot 10 - 8ms$ an der bogeninneren Schiene in lateraler Richtung an der Außenseite des Schienenkopfes in Schwellenfachmitte	128

Abbildung 7.7	Körperschallspektrum der Schwingschnelle <i>Lv re 5 · 10 – 8ms</i> an der bogeninneren Schiene in vertikaler Richtung an der Außenseite des Schienenfußes in Schwellenfachmitte	128
Abbildung 7.8	Körperschallspektrum der Schwingschnelle <i>Lv re 5 · 10 – 8ms</i> an der bogeninneren Schiene in vertikaler Richtung an der Außenseite des Schienenkopfes über der Schwelle	129
Abbildung 7.9	Körperschallspektrum der Schwingschnelle <i>Lv re 5 · 10 – 8ms</i> an der bogeninneren Schiene in vertikaler Richtung an der Innenseite des Schienenkopfes über der Schwelle	129
Abbildung 7.10	Körperschallspektrum der Schwingschnelle <i>Lv re 5 · 10 – 8ms</i> an der bogeninneren Schiene in lateraler Richtung an der Außenseite des Schienenkopfes über der Schwelle	130
Abbildung 7.11	Körperschallspektrum der Schwingschnelle <i>Lv re 5 · 10 – 8ms</i> an der bogeninneren Schiene in lateraler Richtung an der Außenseite des Schienensteges über der Schwelle	130
Abbildung 7.12	Körperschallspektrum der Schwingschnelle <i>Lv re 5 · 10 – 8ms</i> an der bogeninneren Schiene in vertikaler Richtung an der Außenseite des Schienenfußes über der Schwelle	131
Abbildung 7.13	TWINS und SLYNX Arbeitsprinzip; das Rad/Schiene Interaktionsmodul für das Rollgeräusch (links) wird durch das SLYNX Modul für das Kurvenquietschen ersetzt	133

1 Einführung

1.1 Schienennahverkehr – Lärminderung als Voraussetzung für nachhaltige Wettbewerbsfähigkeit

Der schienengebundene Nahverkehr steht aktuell vor vielen Herausforderungen, die über seine Wettbewerbsfähigkeit in der Zukunft entscheiden werden: Durch sinkende Kommunesubventionen [20] muss eine höhere Kostendeckung durch die Betreiber erreicht werden [44]. Gleichzeitig werden erhöhte Anforderungen an die passive und aktive Sicherheit gestellt und die Bevölkerung erwartet ein abnehmendes Lärm- und Erschütterungsaufkommen bei stetig wachsendem Fahrzeugeinsatz [59], [61].

Die richtigen Ansätze, diesen Herausforderungen zu begegnen, sind nicht vollständig bekannt und bekannte Ansätze wurden bislang nur teilweise umgesetzt. Eine höhere Kostendeckung wird beispielsweise durch eine höhere verlässliche Reisegeschwindigkeit erreicht. Hierzu tragen kurze Haltezeiten durch die Niederflurtechnik genauso bei wie schnellere und sichere Türsteuerungen und Ampelvorrechtsschaltungen.

Die Prognosen für den Verkehr und damit auch den öffentlichen Nahverkehr gehen von einem in den nächsten Jahren weiter anhaltenden stetigen Wachstum aus [2], [44], [61], [63]. Vor diesem Hintergrund und einer damit verbundenen zunehmenden Fahrzeug-Mensch-Interaktion spielen weiterreichende Sicherheitsmaßnahmen eine wichtige Rolle. Diese sollen helfen, potenzielle Personenschäden zu vermeiden und abzuschwächen und damit die Beliebtheit des schienengebundenen Nahverkehrs nachhaltig zu gewährleisten. Nur auf diesem Wege kann der Anteil des Verkehrswachstums des schienengebundenen Nahverkehrs gegenüber dem Pkw-Verkehr beibehalten oder sogar erhöht werden.

Auch im Bereich der Umweltverträglichkeit darf sich der schienengebundene Nahverkehr nicht auf seiner im aktuellen Vergleich mit anderen Personentransportfahrzeugen vorteilhaften Bilanz ausruhen [20], [61]. Die Hauptvorteile liegen in

Einführung

- der großen Energieeffizienz, die vor allem durch
 - den kleinen Rollwiderstand zwischen Rad und Schiene,
 - den vergleichsweise leichten Fahrzeugen
 - und der Möglichkeit der Rückspeisung der Bremsenergie gegeben ist,
- der geringen CO₂-Emission durch
 - die hohe Energieeffizienz
 - und der Möglichkeit, den benötigten Strom aus erneuerbaren Energiequellen (Windenergie, Kleinwasserkraftwerke usw.) zu beziehen; somit wäre hier sogar die Möglichkeit der Realisierung eines Zero-Emissions-Systems denkbar [25],
- und der hohen Zuverlässigkeit.

Dem stehen nicht nur die hohen Investitionskosten für Strecke und Fahrzeuge gegenüber, sondern im Bereich der Umweltverträglichkeit auch das Lärm- und Erschütterungsaufkommen.

Die Geräuschemission von schienengebundenen Nahverkehrsfahrzeugen ist verschiedenen Quellen zuzuordnen. Besonders im unteren Geschwindigkeitsbereich sind die Aggregatgeräusche dominierend, hierzu gehören beispielsweise die Geräusche von Motoren, Lüftern und Klimaanlage. Bei höheren Geschwindigkeiten wird das Rollgeräusch zunehmend dominant. Bestimmt wird dieses vor allem durch die effektive Rauheit von Rad und Schiene. Zusammen mit der Schwelle sind diese drei Komponenten die Hauptquellen der Schallabstrahlung des Rollgeräusches. Hinzu kommt die Überlagerung von Traktionsgeräuschen, also Geräuschen, die beispielsweise beim Anfahren oder Bremsen entstehen, und anderen Geräuschen, wie zum Beispiel den zusätzlichen Geräuschen in Gleisbögen. Diese Kurvengeräusche sind häufig die Hauptursache für Anwohnerbeschwerden.

Kurvengeräusche lassen sich unterteilen [42] in:

- Rumpelgeräusche, die durch Ausbröckelungen am Schienenkopf entstehen, durch Aufschlagen der Magnetschienenbremse oder durch Auflaufen des Rades auf den Spurrillenboden,
- Zwangsgeräusche, die als Ursache die Drehbewegung des Drehgestells im Gleisbogen haben,
- Zischelgeräusche, deren Entstehung auf die Reibung infolge des Anlaufens des Spurranzes an der Schienenkopfflanke zurückzuführen ist und
- Quietschen bzw. Kreischen (im Folgenden Kurvenquietschen genannt), das durch die Reibung zwischen Rad und Schiene bei Bogenfahrt hervorgerufen wird.

Immissionsseitig ist Kurvenquietschen ein hochfrequentes, tonales und lautes, vom Menschen als stark störend empfundenen Geräusch. Der Begriff der Tonhaltigkeit beschreibt hierbei die Hörbarkeit von Einzeltönen in einem Geräusch [70].

Emissionsseitig kann Kurvenquietschen zum jetzigen Zeitpunkt nur phänomenologisch beschrieben werden. Es gibt kein präzises Modell, welches imstande ist, Kurvenquietschen komplett zu erfassen. Dennoch existieren bereits Modelle, die versuchen, den Entstehungsmechanismus des Quietschens zu erklären. In diesem Zusammenhang lohnt sich ein Blick in die Automobilindustrie, die mit dem Bremsenquietschen mit einer sehr ähnlichen Problematik zu kämpfen hat. Auch hier existieren verschiedene Modellansätze, die versuchen, den Entstehungsmechanismus zu erfassen. Und auch hier existiert kein Modell, welches das Problem mit allen relevanten Parametern beschreiben könnte [39].

Ohne die Kenntnisse aller relevanten Einflussparameter gleicht die Maßnahmenergreifung zur Vermeidung des Kurvenquietschens in der Regel einem Try-and-Error-Verfahren. Und selbst nach Finden einer probaten Lösung kann diese Maßnahme unter vermeintlich gleichen Bedingungen an anderer Stelle wirkungslos bleiben.

Bei Geräuschbelastungen durch Kurvenquietschen sind Betreiber zu Recht zunehmend zur Maßnahmenergreifung, die nach Möglichkeit eine Vermeidung, zumindest aber eine deutliche Verminderung, der Quietschgeräusche zur Folge hat, gezwungen. Hierfür wäre eine Handlungsanweisung wünschenswert, die vor allem sowohl wirksame als auch wirkungslose Maßnahmen aufführt. Bisher gibt es eine solche Handlungsanweisung leider nicht. Derzeit werden daher nicht selten bekanntermaßen unwirksame Maßnahmen ergriffen, die auf der einen Seite unnötige Kosten für den Betreiber verursachen und auf der anderen Seite die Lärmexposition der Anwohner nicht reduzieren.

Führt man sich aktuelle Untersuchungen vor Augen, etwa [52] und [64], leben etwa 1,5 Millionen Menschen in weniger als 250 m Entfernung zu Bögen mit Kurvenquietschen, durchschnittlich sind das 1.000 Personen pro Bogen mit Kurvenquietschen, so wird das ständig steigende Interesse von Betreibern nachvollziehbar, das Kurvenquietschen und damit die Beschwerden der Anwohner zu vermeiden.

Resümierend hängt die Attraktivität des schienengebundenen Nahverkehrs, vor allem unter Berücksichtigung seines Wachstums, stark von seinen zukünftigen Umwelteigenschaften ab. Nur falls die Gesamtumweltbelastung trotz wachsender Fahrzeugzahlen reduziert werden kann, kann eine Wettbewerbsfähigkeit nachhaltig sichergestellt werden.

1.2 Kurvenquietschen schienengebundener Fahrzeuge

Kurvenquietschen entsteht nur in Bögen mit kleinem Radius. Im Bogen können die Räder, außer bei speziellen Fahrwerken, nicht ausschließlich rollen, um den Schienen zu folgen, sondern es tritt zusätzlicher Schlupf in verschiedenen Richtungen auf. Dazu gehören der Schlupf in lateraler und in longitudinaler Richtung und der Bohrschlupf. Longitudinaler Schlupf entsteht im Bogen vor allem bei starren Radachsen: Hier muss das bogenäußere Rad einen längeren Weg zurücklegen als das bogeninnere. Bei engen Bögen kann dieser unterschiedliche Weg nicht mehr durch die Profilpaarung von Rad und Schiene ausgeglichen

werden. Mit Bohrschlupf wird der Schlupf bezeichnet, der durch Drehen des Rades um die Normale zur Berührfläche entsteht. Der laterale Schlupf entsteht durch die zwangsweise Querbewegung des Radsatzes im Bogen [10].

In engen Bögen läuft zumindest das vordere bogenäußere Rad mit dem Spurkranz an die Innenseite des Schienenkopfes an. Auch das hintere bogeninnere Rad kann anlaufen. Diese Räder geben die eingeprägte Führungskraft in Querrichtung über die Radsatzwelle oder das Fahrwerk an das jeweils gegenüberliegende Rad. Dieses Rad wird in der Folge gegenüber der Schiene verspannt. Die Entspannung erfolgt unter einer reibbehafteten Querbewegung des jeweiligen Rades auf der Schiene. Diese Querbewegung dient als Energiequelle für selbst-erregte Reibschwingungen, die sich hörbar als Kurvenquietschen äußern. Dabei handelt es sich um hohe Pegel stark tonaler Geräusche. Oft ist nur ein einziger Ton zu hören, genauso können aber auch mehrere einzelne Töne hörbar sein. Dies ist aus psychoakustischer Sicht für den Menschen besonders störend [70].

Bemerkung: Im Bogen treten zusätzlich zum Rollgeräusch und dem Kurvenquietschen auch weitere Geräuscharten auf. Beispielhaft sei hier das Zischeln erwähnt, welches durch den Flankenanlauf eines Rades an der inneren Schienenkopfseite entsteht. Hierbei handelt es sich aber um ein breitbandiges Geräusch, das besonders im Spektrum leicht vom Kurvenquietschen zu unterscheiden ist.

1.3 Bisherige Arbeiten zum Thema Kurvenquietschen

Rudd [69] entwickelte ein Modell zur Prognose des Kurvenquietschpegels in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit, des Bogenradius und der Länge des Fahrwerkes. Er macht das Quergleiten des Rades für das Kurvenquietschen verantwortlich. Die Verhinderung der anderen in seinen Augen möglichen Anregemechanismen für das Kurvenquietschen, nämlich des Längsschlupfs oder des Radkranzanlaufs des vorderen äußeren Rades eines zweiachsigen Fahrwerkes, führt nach seinen Untersuchungen nicht zur Vermeidung des Quietschens. Als einer der wenigen Autoren validiert er seine Überlegungen mithilfe von Messungen. Ab einem Verlustfaktor im Rad von 20 Prozent schließt er die Entstehung von Kurvenquietschen bei jeder Fahrzeug-Fahrweg-Kombination aus. Des Weiteren schlägt er die Verwendung von sich radial einstellenden Fahrwerken und die Befeuchtung der Schienen mit Kerosin vor, um ein Quietschen zu vermeiden.

Lipinsky macht in [48] den Roll-Slip-Effekt in der Kontaktzone beim Quergleiten, der eine selbsterregte Schwingung in einer Eigenfrequenz des Systems auslöse, für das Kurvenquietschen verantwortlich. Dieser Effekt beruhe auf der bekannten Tatsache einer abfallenden Kraftschluss/Schlupf-Funktion. Um das Quietschen zu vermeiden, seien Veränderungen der Radkranzbiegesteifigkeit, die Minimierung des Anfahrwinkels zwischen Rad und Schiene sowie eine Angleichung der Haft- und Gleitreibungskoeffizienten, die durch eine höhere Beständigkeit des Radmaterials gegen Reiboxidation erreicht werden könne, sinnvoll.

Schneider entwickelt in [73] Modelle für die Berechnung der Eigenschwingungen von Schienenfahrzeugrädern, für das Rollgeräusch und für das Kurvenquietschen. Als Ergebnis gibt er die Schalldruckverteilung im Raum und die Schallleistungsabstrahlung aus. Da er für die Modellierung des Kurvenquietschens eine starre Schiene annimmt, benötigt er eine abfallende Kraftschluss/Schlupf-Funktion. Er verwendet hier die Vorschläge von Metzkow, Kraft und Tross [73] sowie eine eigene lineare Variante und vernachlässigt die Berücksichtigung von Raddämpfungen. Seine Berechnungen vergleicht er mit den Messergebnissen an einem Rad der Berliner Verkehrsbetriebe und findet zwei von in der Realität drei auftretenden dominierenden Frequenzen. Aus seinen Variationen empfiehlt er die Vermeidung von hohen Radlasten und hohen Quergleitgeschwindigkeiten. Er sieht in der geeigneten Wahl von Fahrzeug- und Fahrwegparametern die Möglichkeit, bevorzugt niedrige Eigenfrequenzen anzuregen, die einen kleineren Pegel im Gesamtgeräusch verursachen würden.

Van Ruiten [84] führte selbst Messungen in Niederländischen Städten durch und überprüfte mit den Ergebnissen erfolgreich das Modell von Rudd [69]. Er bestimmte die Dämpfungen der axialen Eigenfrequenzen und berechnet mithilfe des Modells die nötige einzubringende Dämpfung in die relevanten Eigenfrequenzen. Als Minderungsmaßnahmen schlägt er die Einbringung von zusätzlicher Dämpfung in das Rad durch Radschallabsorber vor und die Verwendung von sich radial einstellenden Radsätzen.

Fingberg führt in [19] Stabilitätsbetrachtungen an einem von ihm entwickelten Modell durch, das Fahrweg, Radsätze und Kontakt berücksichtigt. Die Eingangsgrößen waren die Kontaktgeometrie und ein konstanter Schlupfzustand, wobei eine abfallende Kraftschluss/Schlupf-Funktion angenommen wurde. Als Maßnahme gegen das Quietschen führt Fingberg vor allem eine hohe Dämpfung des Rades an. Eine Geometrievariation beeinflusse den Gesamtpegel der Radkontaktpunktgeschwindigkeit zwar kaum, aber die Schallleistung lasse sich durch die Veränderung der Geometrie in einem Bereich von 30 dB bewegen.

Periard entwickelte in seiner Dissertation [66] das Modell von Fingberg weiter. Er berücksichtigte nicht nur den Radsatz, sondern betrachtete ein komplettes Wagenmodell mit zwei Drehgestellen, die jeweils zwei Radsätze fassen. Genau wie Fingberg benötigt er eine abfallende Kraftschluss/Schlupf-Funktion zur Generierung von Quietschen. Als Maßnahmen gegen das Kurvenquietschen schlägt er eine Erhöhung der Dämpfung der wenigen Moden, die quietschen können, vor, wobei er einräumt, die Höhe der durch Absorber eingebrachten Dämpfung könne unzureichend sein. Darüber hinaus sei die Optimierung der Radgeometrie, die zu einer geringeren Schallabstrahlung führen würde, sinnvoll. Radial einstellende Radsätze können die Quietschproblematik beseitigen. Allerdings seien aktive Varianten den passiven vorzuziehen, da so auch Quietschen während der Ein- und Ausfahrphase des Bogens verhindert werden könne. Als letztes sind noch passive Maßnahmen angeführt.

Heckl und Abrahams fassen in [28], [29] und [30] den Mechanismus des Kurvenquietschens mithilfe eines mathematischen Modells einer flachen runden Scheibe, die an einem Punkt auf der Außenseite mit einer geschwindigkeitsabhängigen Trockenreibungskraft beaufschlagt

wird. Die gewählte Kraftschluss/Schlupf-Funktion fällt nach der Sättigung ab und ist in diesem Modell notwendig für die Generierung des Quietschens. Der zweite wichtige Parameter ist der modale Dämpfungsfaktor, dessen Höhe entscheidend die Neigung zur Instabilität beeinflusst. Als Maßnahmen zur Vermeidung von Kurvenquietschen wird, neben der Erhöhung des modalen Dämpfungsfaktors, die Verwendung von radial einstellenden Fahrwerken vorgeschlagen.

Thompson und Monk-Steel des Institute of Sound & Vibration Research der Universität of Southampton (isvr) entwickelten in [83] ein theoretisches Modell zur Prognose von Kurvenquietschen einer Rad/Schiene-Paarung. Das Modell baut auf dem Modell der TNO¹ auf, welches in [4] beschrieben wird. Grob werden im Frequenzbereich die instabilen Eigenmoden bestimmt, um dann in einem Zeitschrittverfahren zu berechnen, bei welcher Frequenz die höchste Amplitude der zuvor berechneten instabilen Eigenmoden zu erwarten ist.

Als Neuerung zum Modell der TNO berücksichtigt das isvr auch den Längs- und Bohrschlupf. Es benötigt eine abfallende Kraftschluss/Schlupf-Funktion, um ein instabiles Verhalten und damit Kurvenquietschen zu berechnen. In die Berechnung gehen, neben Quer-, Längs- und Bohrschlupf, die Schnellen des Rades, des Oberbaus und des Kontakts ein. Diese Größen werden aus dem Prognosetool TWINS², das auch am isvr entwickelt wurde, um das Rollgeräusch zu prognostizieren, berechnet. Die laufdynamischen Parameter, wie Schlüpf, Kontaktpunktdimensionen, Normalkräfte, Kontaktwinkel und -positionen müssen hinterlegt sein. Dies geschieht üblicherweise durch eine Berechnung mit SIMPACK³. Für die Beurteilung der Stabilität der Eigenmoden wird das Wurzelortskurvenverfahren verwendet.

Das Rechenmodell wurde in einem Zusatzmodul für TWINS namens SLYNX (vergleiche hierzu auch Abschnitt 7.10) programmiert. Allerdings existiert bisher nur eine Betaversion, die damit noch nicht kommerziell verfügbar ist. Die Anwendung wird in [37] beschrieben. Bisher wurde in der Softwareversion des Rechenmodells weder der Längs- noch der Bohrschlupf berücksichtigt.

Die Ergebnisse des in [83] veröffentlichten Beispiels, in dem ein Standard UIC⁴ 920 mm Güterwagenrad auf einer kontinuierlich gelagerten Standard UIC 60 Schiene simuliert wird, zeigen, dass im Wesentlichen die Eigenmoden des vorderen inneren Rades mit keiner kreisförmigen Knotenlinie und mindestens zwei radialen Knotenlinien zum Quietschen neigen. Das äußere vordere Rad im simulierten Drehgestell zeigte Quietschen, das durch den Spurrkranzlauf hervorgerufen wurde. Hier wurden aber radiale Radmoden angeregt, die die

¹ <http://www.tno.nl/> Netherlands Organization for Applied Scientific Research. Überprüft am 29. Dezember 2008.

² <http://www.isvr.soton.ac.uk/DG/RailwayRollingNoise.HTM> Track Wheel Interaction Noise Software. Überprüft am 29. Dezember 2008.

³ <http://www.simpack.com/> SIMPACK ist eine dreidimensionale Mehrkörpersimulationssoftware. Überprüft am 29. Dezember 2008.

⁴ <http://www.uic.asso.fr/> Union internationale des chemins de fer. Überprüft am 29. Dezember 2008.

höhere Frequenz mit im Vergleich zum durch lateralen Schlupf verursachten Quietschen kleineren Amplituden plausibel erscheinen lassen.

Oertli fasst in [64] die Ergebnisse eines UIC Projektes, das sich mit der Vermeidung von Kurvenquietschen befasst, zusammen. Vor allem werden verschiedene Schmierstoffe sowohl auf verschiedenen Versuchsständen als auch in der Praxis getestet. Bemerkenswerterweise funktionieren die Schmierstoffe ausnahmslos auf den verschiedenen Versuchsständen, versagen aber häufig in der Praxis. Das zuverlässigste Mittel bei den zahlreichen Untersuchungen war das Wasser.

Thallemer gibt in [79] einen Überblick über bekannte Maßnahmen gegen das Kurvenquietschen und beschreibt die Vorstellung verschiedener Autoren über den Entstehungsmechanismus von Kurvenquietschen. Als Schlussfolgerung bieten sich in seinen Augen für die Nachrüstung von bestehenden Fahrzeugen besonders der Einsatz von Radschallabsorbern und / oder die Installation von ortsfesten Schmieranlagen an. Beide Maßnahmen können die Geräuschabstrahlung in hohem Maße verringern.

Stefanelli beurteilt in [78] das Kurvenquietschen vor dem Hintergrund eines Langzeitversuchs an verschiedenen S-Bahnfahrzeugen in der Schweiz. Er konnte Kurvenquietschen an dem vorlaufenden inneren Rad und an dem nachlaufenden hinteren Rad zweiachsiger Drehgestelle im Luftschall und im Körperschall der Schiene messen. Beide Messergebnisse zeigten den Dopplereffekt. Er legte ein besonderes Augenmerk auf die Veränderung des Raddurchmessers und des –profils und der damit veränderlichen Quietschanfälligkeit des Fahrzeugs. Er macht die Veränderung dieser beiden Parameter für das plötzliche Verschwinden von Kurvenquietschen bei manchen Fahrzeugen verantwortlich. Aus dieser Vermutung schließt er, dass Veränderungen am Rad oder am Kontakt zwischen Rad und Schiene, zu einer Vermeidung des Kurvenquietschens führen können. Erfolg verspricht er sich auch durch die Erhöhung der Dämpfung in den für das Quietschen relevanten Moden und durch die gezielte Verstimmung der Eigenfrequenzen des Rades.

In [86] beschreibt Vincent die im Rahmen eines französischen Forschungsprojektes des Ministeriums generierten Ergebnisse einer groß angelegten Messkampagne, die die Schlüsselparameter des Kurvenquietschens erfassen sollte. Gemessen wurden die mitgeführten Mikrofonpegel unmittelbar vor den vier Rädern eines zweiachsigen Drehgestells. Darüber hinaus wurden die Geschwindigkeit, die Anfahrwinkel und die laterale Position der Räder eines Radsatzes und die modale Dämpfung der relevanten Radmoden bestimmt. Als Testfahrzeuge wurden einmal ein U-Bahn-Fahrzeug in Paris und einmal eine Straßenbahn in Grenoble verwendet. Das U-Bahn-Fahrzeug zeigte Quietschgeräusche am vorlaufenden inneren Rad des zweiachsigen Fahrwerks. Für geringe Geschwindigkeiten von 10 und 20 km/h ließen sich auch Quietschgeräusche am hinteren inneren Rad messen, allerdings mit kleineren Amplituden. Im Straßenbahnfahrzeug quietsche nach seinen Beobachtungen im zweiachsigen Motordrehgestell ausschließlich das vorlaufende innere Rad; im Laufdrehgestell quietsche bei niedrigen Geschwindigkeiten ausschließlich das vorlaufende innere Rad und bei

höheren Geschwindigkeiten ausschließlich das nachlaufende äußere Rad. Während der ganzen Messkampagne wurde nie Quietschen am vorlaufenden äußeren Rad, das mit dem Spurkranz anläuft, beobachtet. Die in den Mikrofonpegeln gefundenen Quietschfrequenzen entsprachen jeweils zuvor gemessenen axialen Radmoden. Vincent konnte den Schallpegel seiner Messergebnisse bei dem ungedämpften U-Bahn-Rad bei Quietschen mithilfe der Formel $p = \rho_0 c \alpha V_x$ recht gut abschätzen. Dabei ist p der Schalldruckpegel in der Nähe (weniger als 0,1 m) des Rades, $\rho_0 c$ die akustische Impedanz der Luft, α der Anfahrwinkel und V_x die Geschwindigkeit in longitudinaler Richtung. Für das gedämpfte Straßenbahnrad wurden durchweg zu hohe Pegel berechnet.

Koch studiert in [40] den Einfluss verschiedener Parameter auf das Kurvenquietschen an einen Versuchsstand mit einem Maßstab von 1:4. Der Versuchsstand bestand aus einem motorbetriebenen Rad mit 13 m Durchmesser, auf dem zwei Schienen befestigt waren. Aufgesetzt wurde ein einzelner Radsatz. Neben der Position des Radsatzes relativ zu den Schienen wurden die Schallpegel mithilfe von Mikrofonen aufgenommen.

Ein Quietschen setzte bei einem Anfahrwinkel von 8 mrad in der axialen Mode mit 2 Knotenlinien und keinem Knotenkreis ein. Bei einem Anfahrwinkel von 20 mrad hörte das Quietschen mit Einsetzen des Spurkranzanlaufes auf. Bei einer Verdoppelung der Geschwindigkeit beobachtete Koch eine Erhöhung des Geräuschpegels von 4-8 dB. Er konnte zudem eine gute Übereinstimmung mit den nach $p = \rho_0 c \alpha V_x$, siehe oben, berechneten Werten finden. Einen Einfluss der aufgebrachten Normalkraft auf das Quietschen konnte er nicht beobachten. Dafür konnte er nachweisen, dass sich der Spurkranzanlauf und das Quietschen an einem Rad ausschließen. Als Minderungsmaßnahmen wurden verschiedene Raddämpfer an den Testradsatz montiert. Ab einem Verlustfaktor von 3 Prozent konnte kein Quietschen mehr beobachtet werden. Zudem wurde der laterale Reibkoeffizient bei trockener und nasser Schiene bestimmt, vgl. Abbildung 1.1. Drei Bereiche können identifiziert werden: der Schlupfbereich, indem die Reibkraft proportional zum Anfahrwinkel ist, der gesättigte Bereich mit sehr hohem Schlupf und der dazwischen liegende Bereich. Der gesättigte Bereich beginnt ab einem Anfahrwinkel von 8 mrad bei trockener Schiene und von 4 mrad bei nasser Schiene, wobei bei nasser Schiene kein Quietschen auftrat. Bemerkenswert ist hierbei, dass der Reibkoeffizient nicht abfällt, wobei die gemessene Kurve quasistatisch bestimmt wurde und damit von den transienten Schlupfzuständen abweichen kann.

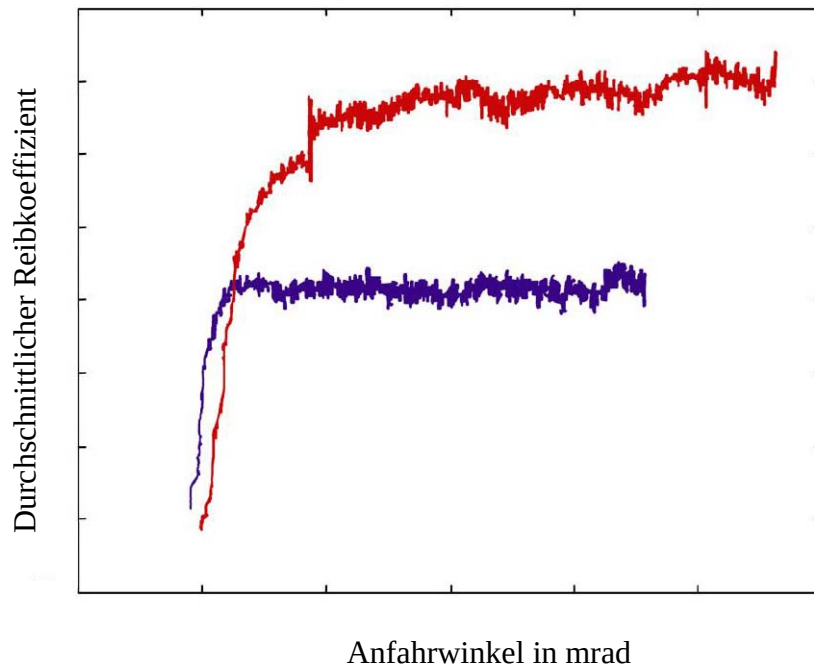


Abbildung 1.1 Durchschnittlicher Reibkoeffizient als Funktion über dem Anfahrwinkel, bei mit Wasser benetzter Schiene (blaue Linie) und trockener Schiene (rote Linie) [40]

Chiello entwickelt in [15] ein theoretisches Modell, das mithilfe von [40] und [86] validiert wurde. Er berücksichtigt tangentielle und normale Rad/Schiene-Kontaktkräfte genauso wie radiale und axiale Radeigenschaften. Er berechnet in einem linearen Modell die Stabilität der Radmoden und im instabilen Fall Pegel und Spektrum des Quietschgeräusches im Frequenzbereich. Er betrachtet in seinem Modell sowohl die Möglichkeit der Modenkopplung als auch die Anregung durch eine abfallende Kraftschluss/Schlupf-Funktion. Bei Vernachlässigung der Modenkopplung erlaubt sein Modell die Berechnung eines Näherungswertes für den kritischen Dämpfungsfaktor, unter dem die jeweilige Radmode instabil ist. Nach diesem Kriterium können alle axialen Radmoden, die nur leicht gedämpft sind, ab einem bestimmten Anfahrwinkel instabil werden. Das Modell von Chiello konnte unter Annahme eines konstanten Reibkoeffizienten kein Quietschen berechnen. Er brauchte also trotz der Berücksichtigung der vertikalen Schienendynamik eine abfallende Kraftschluss/Schlupf-Funktion, um Quietschen zu erzeugen. Es gibt nach seiner Auffassung immer nur eine dominierende Quietschfrequenz, es sei denn, es handelt sich bei einer Quietschfrequenz um die harmonische der anderen.

Brunel verwendet in seinem Modell, das er in [9] beschreibt, zur Berechnung der relevanten Quietscheigenfrequenzen zwei verschiedene Kraftschluss/Schlupf-Funktionen. Eine Funktion mit abfallendem Kraftschluss nach dem Sättigungspunkt und eine mit durchgehend positiver Steigung. Er berechnet für beide Variationen instabile axiale Frequenzen, die zum Quietschen führen können, jedoch sind die Amplituden bei abfallender Kraftschluss/Schlupf-Funktion höher als die der Alternative mit ausschließlich positiver Steigung.

Kurzeck untersucht in seiner Dissertation [43] ein Luft- und Körperschallproblem einer Straßenbahn im Frequenzbereich um die 80 Hz und damit im Bereich von Dröhngeräuschen und nicht von Quietschgeräuschen. Das von ihm entwickelte Simulationsverfahren, das er auf einer Kombination von einem Mehrkörpersimulations-Modell und einem Finite-Elemente-Modell aufbaut, lege aber dieselben Anregemechanismen des wahrscheinlich konkurrierend auftretenden Quietschens zugrunde. Für die Erregung des Dröhnens benötigt Kurzeck keine abfallende Kraftschluss/Schlupf-Funktion. Die Anregung erfolgt über eine periodische Kraftzufuhr aus der Querschlupekraft, die über die Vertikalschwingung des Systems getaktet wird. Dabei wurde die Dröhnschwingung in seinem konkreten Beispiel durch eine geringe Differenz zwischen den Eigenfrequenzen der ersten Radsatzbiegeeigenmode und der Frequenz der vertikalen, gleichphasigen Eigenmode von Schwelle, Schiene und Radsatz, der sogenannten P2 Resonanz, begünstigt. Als Maßnahmen gegen das Dröhnen empfiehlt er die Abstimmung des Fahrzeugs auf den Fahrweg. Zudem schließt er das gleichzeitige Auftreten von Dröhnen und Kurvenquietschen aus. Eine Maßnahme Kurvenquietschen zu vermeiden, wäre demnach eine Abstimmung des Fahrzeug-Fahrweg-Systems, die Dröhnen im Gleisbogen begünstigt. Jedoch sind beide Phänomene, Dröhnen und Kurvenquietschen, stark störend.

Lenz veröffentlicht in [46] Messergebnisse, die die Wirkung einer Radbedämpfung aus einer speziellen Mischung aus Polyurethan und von Schienenauftragsschweißungen gegen das Kurvenquietschen dokumentieren. Die Messungen zeigen, dass die Radbedämpfungen eine deutliche Pegelverminderung beim Kurvenquietschen realisieren und es teilweise ganz vermeiden. Die Auftragsschweißungen vermieden Kurvenquietschen in verschiedenen Bögen, allerdings blieb in manchen Testbögen die Problematik bestehen. Zudem führt er Ergebnisse an, nach denen eine Schienenstegbedämpfung eine Minderung des Kurvenquietschens von bis zu 12 dB (entspricht der Beobachtung von Hecht [24]) erreichte und er berichtet von stationären Schmieranlagen, die zum Teil die Quietschproblematik vollkommen beseitigten und an anderen Stellen wirkungslos blieben.

Cataldi Spinola stellt in [21] die Ergebnisse seiner numerischen Simulation der Messergebnisse von Stefanelli [78] vor. Er modelliert den Radsatz mithilfe eines Finite-Elemente-Modells und erhält die laufdynamischen Parameter aus einer Laufdynamiksimulation. Für die Stabilitätsuntersuchungen der Fahrweg-Fahrzeug-Kombination verwendet er eine starre Schiene und einen konstanten Reibwert. Instabilitäten ergeben sich durch eine schwankende Normalkraft, die in seinem Modell durch eine Schwingform des Rades in radialer Richtung nahe der Kurvenquietschfrequenz existiert. Als Voraussetzung für Kurvenquietschen fordert er daher die Existenz zweier Schwingformen: Eine vermittelt die eigentliche Reibbewegung, die andere, mit nahezu gleicher Frequenz, ermöglicht das Pulsieren der Normalkraft. Des Weiteren untersucht er die Veränderung der Eigenfrequenzen mit Abnahme des Raddurchmessers, die in der Realität durch den Radverschleiß gegeben ist. Bei einem Vollbahnrad ergeben sich eine Massenabnahme von fast 70 kg und eine höchste Frequenzverschiebung einer Frequenz von etwa 600 Hz. Die mittlere von ihm beobachtete Quietschfrequenz verändert sich von knapp 4.100 Hz auf gut 3.500 Hz, vergleiche hierzu Abbildung 1.2.

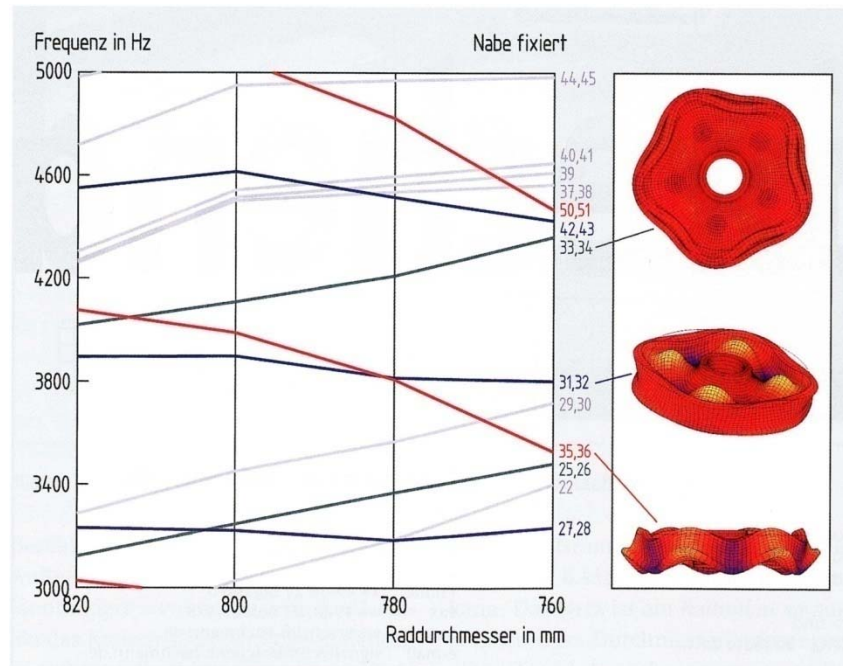


Abbildung 1.2 Veränderung der Eigenfrequenzen dreier Schwingungsformen am Beispiel eines Vollbahnrades [21]

1.4 Exkurs Bremsenquietschen

1.4.1 Arten von selbsterregten Schwingungen

Selbsterregte Schwingungen sind freie Schwingungen, die durch das Vorhandensein einer Energiequelle, aus dem der Schwinger im Takt seiner Eigenschwingungen Energie entnehmen kann, gekennzeichnet sind. Somit werden die unvermeidbaren Verluste, die durch Dämpfungen entstehen, ausgeglichen.

Selbsterregungsfähige Schwinger lassen sich aufgrund ihres Aufbaus und ihrer Wirkweise in zwei verschiedene Typen einteilen: den Schwinger-Typ und den Speicher-Typ.

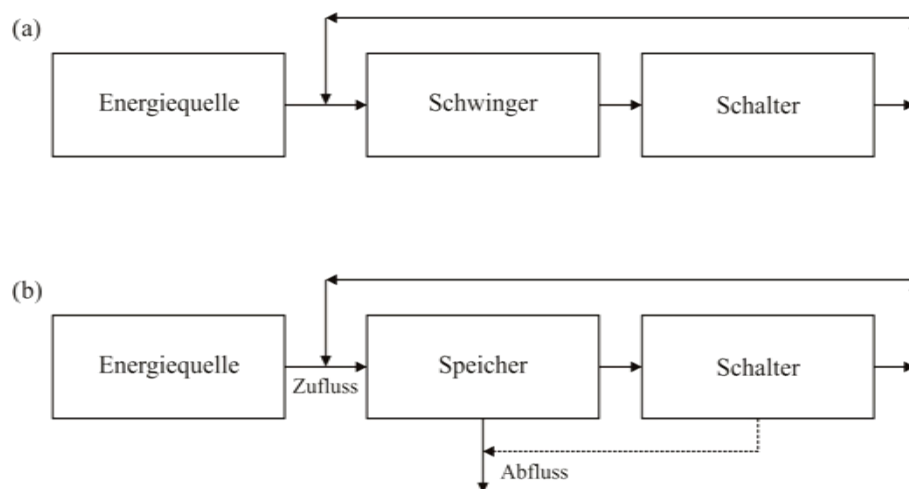


Abbildung 1.3 Blockschema eines selbsterregten Systems (a) Schwinger-Typ (b) Speicher-Typ [49]

Beim Schwinger-Typ, siehe Abbildung 1.3 (a), ist eine Energiequelle vorhanden, die dem Schwinger Energie zuführen kann. Diese Energiezufuhr geschieht nicht willkürlich, sondern über einen vom Schwinger selbst betätigten Steuermechanismus, der im Blockschema als Schalter bezeichnet wurde. Dieser Schalter wirkt zurück auf die Verbindung zwischen Energiequelle und Schwinger und regelt damit die Energiezufuhr im Takte der Eigenschwingungen des Schwingers.

Selbsterregungsfähige Systeme vom Speicher-Typ weisen einen prinzipiellen Aufbau auf, der in Abbildung 1.3 (b) skizziert ist. An die Stelle des Schwingers tritt ein Speicher, durch den der Energiefluss des Systems hindurchgeht. Der Schalter, der vom Speicher beeinflusst ist, kann nun entweder auf den Zufluss und / oder den Abfluss der Energie aus dem Speicher einwirken. Diese Art von Schwingungen sind oft auch unter dem Namen Kippschwingungen zu finden.

Die Zuordnung von selbsterregten Schwingungen zu einem dieser beiden Typen ist mitunter nicht ganz leicht. Bei Kurvenquietschen oder Bremsenquietschen handelt es sich um Reibungsschwingungen. Diese Schwingungen gehören dem Schwinger-Typ an. Die Energiequelle ist hierbei das reibungsbehaftete Quergleiten des Rades auf der Schiene bzw. das reibungsbehaftete Gleiten des Bremsbelages auf der Bremsscheibe. Die Identifikation des Schwingers oder des Schalters wird im nächsten Kapitel erfolgen.

1.4.2 Die Modellierung von Bremsenquietschen

Genauso wie beim Kurvenquietschen existiert bisher keine präzise Definition des Bremsenquietschens [39]. Kinkaid et al. zählt über 15 verschiedene Modelle, die versuchen, das Phänomen Bremsenquietschen zu beschreiben, von denen keines alle relevanten Parameter auf mikro- und makroskopischer Ebene erfasst. Jedes dieser Modelle begnügt sich mit der Berücksichtigung einiger Eigenschaften und ignoriert wiederum andere. Einige dieser Modelle werden im Folgenden näher betrachtet.

Das Modell von Shin et al., vergleiche [75], beschreibt die auch im Kurvenquietschen allgemein übliche Herangehensweise: Für die Entstehung der selbsterregten Schwingung wird eine abfallende Kraftschluss/Schlupf-Funktion angenommen. Unter dieser Annahme kann selbst ein Einmassenschwinger selbsterregte Schwingungen ausführen. Das Modell ist in Abbildung 1.4 dargestellt.

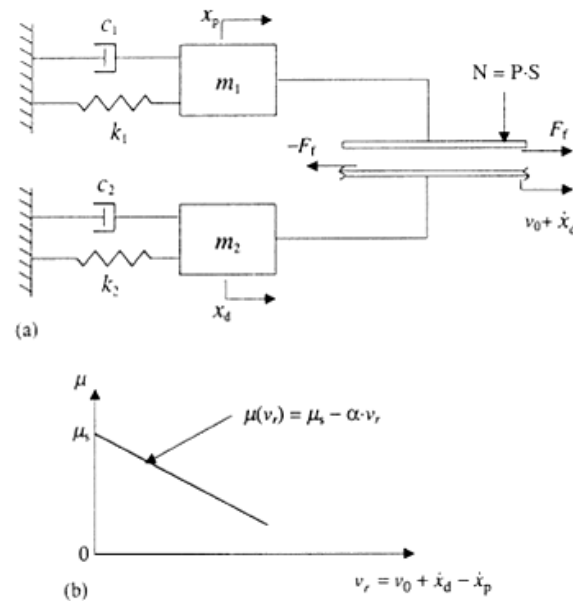


Abbildung 1.4 Zwei-Freiheitsgrad-Modell von Shin et al. [75] (a) Modell (b) zugrunde gelegter dynamischer Reibkoeffizient

Zwei Einmassenschwinger sind dabei über eine reibungsbehaftete Kopplungsstelle verbunden. Das System mit dem Index 1 repräsentiert hierbei den Bremsbelag, das mit Index 2 die Bremsscheibe. Auf die obere Scheibe wirkt die Normalkraft $N = P \cdot S$, wobei P der applizierte Druck und S die Oberfläche des Kopplungsbereiches darstellt. Der Bremsbelag haftet auf der Scheibe und wird so in Richtung der Scheibe mitbewegt bis die Rückstellkraft der Bremsbelaganbringung größer wird als die Haftkraft. Da die Gleitkraft geringer ist als die Haftkraft, bewegt sich der Bremsbelag zurück, bis die Gleitkraft dieselbe Größe hat wie die sich entspannende Rückstellkraft der Bremsbelaganbringung. Wieder setzt Haftung ein. Dieser Vorgang setzt sich periodisch fort und wird unter dem Stichwort Stick-Slip sowohl in der Literatur über das Bremsen- als auch über das Kurvenquietschen gefunden, [19], [48], [66], [69], [86] und so weiter.

Shin untersucht dieses Modell zunächst mithilfe einer linearen Stabilitätsuntersuchung und anschließend das dynamische Verhalten mithilfe einer nicht linearen Analyse. Nahe liegende Eigenfrequenzen von Bremsbelag und –scheibe führen diesen Untersuchungen zur Folge zu höheren Geräuschemissionen. Als entscheidenden Parameter, um auf das Quietschen Einfluss zu nehmen und es zu vermeiden, sieht Shin die Veränderung der eingebrachten Dämpfung in Scheibe oder Belag.

Hoffmann et al. stellen in [34] ein Minimal-Modell für einen einfachen Zugang des physikalischen Mechanismus von selbsterregten Reibungsschwingungen, die Instabilitäten, die der Modenkopplung unterliegen, vor.

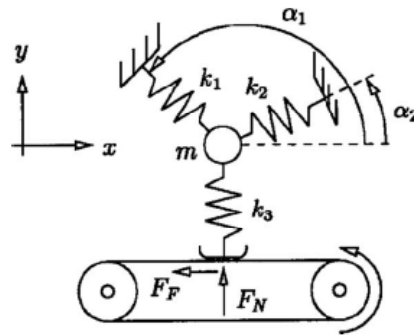


Abbildung 1.5 Einmassen-Minimal-Modell mit zwei Freiheitsgraden von Hoffmann et al. [34]

Das in Abbildung 1.5 dargestellte Modell kann nach Angaben des Autors dazu verwendet werden, die Phänomene des Kurvenquietschens von Schienenfahrzeugen genauso zu erklären wie das Quietschen von Türaufhängungen oder Autoscheibenbremsen. Das Modell besteht aus einem Transportband mit konstanter Geschwindigkeit, welches mit einer konstanten Normalkraft F_N gegen einen Block, der als Punktmasse m modelliert wurde, gepresst wird. Der Block wird mithilfe zweier Federn k_1 und k_2 in seiner Position gehalten. Eine weitere Feder k_3 stellt den Kontakt zum Transportband her. Für die Gleitreibung zwischen dem Transportband und der Feder k_3 wird eine coulombsche Reibkraft F_F mit einem konstanten Reibkoeffizienten μ angenommen. Der große Unterschied zu den üblichen Modellen ist der Freiheitsgrad des Modells in normaler Richtung zur Reibfläche. In den beschreibenden Gleichungen dieses Modells fehlen daher die geschwindigkeitsabhängigen Terme. Trotzdem kann das System bei richtiger Wahl der Eigenfrequenzen instabil werden. Die Normalkraftschwingungen führen hierbei zu Schwingungen der tangentialen Reibungskraft. Dies wird ausführlich in [34] beschrieben.

Das Modell von Popp et al. wird in [92] beschrieben und ist in Abbildung 1.6 dargestellt. Genauso wie das Modell von Hoffmann et al. benötigt dieses Modell keine abfallende Kraftschluss/Schlupf-Funktion, um instabil zu werden. Eine flexible Scheibe wird über zwei Feder-Dämpfer-Kombinationen (mit den Parametern c_1 , c_2 , d_1 , d_2) in Position gehalten. Zwei weitere Federn stellen den reibungsbehafteten Kontakt zur Scheibe im Abstand s zur Scheibenmitte her, der die Bremsbeläge darstellt. Die Bremsbeläge bleiben bei diesem Modell im ständigen Kontakt zur Scheibe, dies wird durch eine Vorspannung N_0 erreicht. Im Gegensatz zum Modell von Hoffmann et al. geht diese Vorlast in die Gleichungen zur Beschreibung des Systems ein. Aber auch in diesem Modell wird die Instabilität des Modells durch eine vertikale Schwingung des Systems gegenüber der Reibfläche ermöglicht.

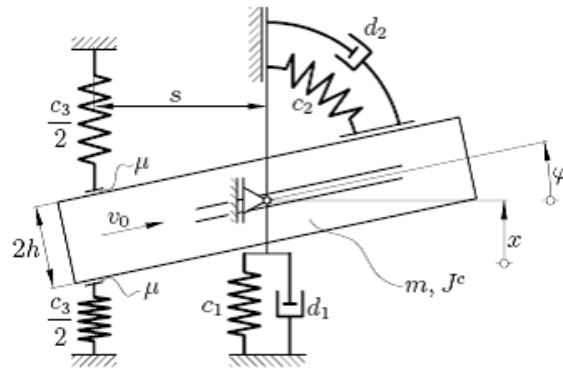


Abbildung 1.6 Minimal-Modell von Popp et al. [92]

1.4.3 Fazit für das Kurvenquietschen

Die drei vorgestellten Modelle zeigen auch die wesentlichen Möglichkeiten Kurvenquietschen zu modellieren. Selbstverständlich sollten die Modelle weiter den spezifischen Randbedingungen des zu modellierenden Systems angepasst werden. So sind rotierende Scheiben, die auf der Oberfläche in Reibkontakt stehen, im Zusammenhang mit Bremsenquietschen sinnvoll. Um Kurvenquietschen zu modellieren, sollten jedoch andere Modelle gewählt werden. Die Modelle zeigen aber, dass rein mathematisch keine abfallende Kraftschluss/Schlupf-Funktion notwendig ist, um ein instabiles System zu erhalten. Bisher kann die Kraftschluss/Schlupf-Funktion bei einer Fahrtmessung nicht mit gemessen werden. Die im nächsten Kapitel 2 beschriebenen Messungen zeigen aber klar große vertikale Amplituden der Schiene, während auf dem Rad starke axiale Verformungen zu beobachten sind. Dies entspricht einer Modellierung nach dem Konzept von Hoffmann et al. oder Popp et al.. Somit wäre keine abfallende Kraftschluss/Schlupf-Funktion für eine Modellierung notwendig.

1.5 Ziele und Gliederung dieser Arbeit

Im Rahmen dieser Arbeit wurden sehr umfangreiche Messungen des Phänomens Kurvenquietschen durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Messungen sollen im ersten Teil der Arbeit unwiderlegbar die verantwortlichen Strukturen und deren Zusammenwirken beim Kurvenquietschen benennen. Auf diese Weise sollen falsche Hypothesen über die Ursache des Kurvenquietschens, die teils auch noch in neueren Publikationen zu finden sind, entkräftet werden. Darüber hinaus sollen die Messergebnisse beweisen, dass für die selbsterregten Schwingungen des Kurvenquietschens keine abfallende Kraftschluss/Schlupf-Funktion notwendig ist. Diese wird bisher noch fast ohne Ausnahme für das Auftreten der Instabilität gefordert. Die genaue Kenntnis der relevanten Schwingungsformen lässt zudem eine Bewertung der existierenden Lärm-minderungsmaßnahmen zu.

Im zweiten Teil der Arbeit wird die neue Software von der SFE GmbH verwendet. Diese soll zunächst mit den in der Messung erhaltenen Ergebnissen validiert werden, um danach

Variationsrechnungen durchzuführen. Die Simulationen werden erstmals ohne Verwendung einer abfallenden Kraftschluss/Schlupf-Funktion durchgeführt. Sie berücksichtigen nur eine eventuelle Modenkopplung. Die Ergebnisse dienen der theoretischen Beurteilung von Lärm-minderungsmaßnahmen gegen das Kurvenquietschen vor dem Hintergrund einer sehr realitätsnahen Berechnung.

Der letzte Teil der Arbeit vereint die Ergebnisse aus den Messungen und der rechner-gestützten Simulation. Hier wird ein weitgehend vollständiger Überblick über die vor-handenen Maßnahmen, die gegen das Kurvenquietschen ergriffen werden können, angestrebt. Die Wirkweisen der einzelnen Maßnahmen sollen erklärt und anhand der neuen Erkenntnisse aus den vorangegangenen Messungen und Rechnungen beurteilt werden. So soll das unter-schiedliche Potenzial der verschiedenen Maßnahmen verständlich abgeschätzt werden können und damit eine Auswahl für einen Praxisfall erleichtern.

Abschließend soll diese Arbeit ein möglichst umfangreiches Bild des Phänomens Kurven-quietschen vermitteln und somit den Umgang mit der Problematik in messtechnischen, wissenschaftlichen und praktischen Bereichen erleichtern.

2 Messung von Kurvenquietschen

2.1 Übersicht

Die Messung von Kurvenquietschen beschränkt sich oft auf einfache Schallpegelmessungen. Bei richtiger Durchführung kann mit den Ergebnissen zumindest die Quietschfrequenz und eventuell das oder die quietschenden Rad oder Räder identifiziert werden. Aber schon hier treten die ersten Fragen auf, wie solche Messungen durchzuführen sind. An welcher Stelle im Schienenbogen soll gemessen werden? Wie viele Mikrofone sind nötig? Kann zu jedem Zeitpunkt gemessen werden? Sollten bestimmte Bögen gewählt werden? Und so weiter.

In der Geraden stehen Normen, zum Beispiel die ISO⁵ 3095 [56] für das Außengeräusch oder die ISO 3381 [55] für das Geräusch in Schienenfahrzeugen zur Verfügung, die Anhaltspunkte liefern, worauf bei einer Messung zu achten ist. Dies ist vor allem vor dem Hintergrund eines weitgehend reproduzierbaren Ergebnisses unbedingt erforderlich. Im Bogen, insbesondere mit der Möglichkeit des Auftretens von Kurvenquietschen, kann nicht von einem reproduzierbaren Ergebnis ausgegangen werden. Hier ist es wichtig zu wissen, worauf eine Messung abzielt, um so die Ergebnisse zu erhalten, die der Klärung der Fragestellung dienen. Seit Kurzem gibt es auch hier Ansätze, wie die Bogensituation erfasst werden könnte, zum Beispiel in [35], in dem speziell auf die Erfassung von Kurvenquietschen eingegangen wird.

Die folgende Beschreibung, der in Bielefeld durchgeführten Messung verfolgt zwei Ziele: Zum einen soll das Kurvenquietschen so detailgenau abgebildet werden, wie es das zur Verfügung stehende Messequipment zulässt, zum anderen sollen mithilfe der Ergebnisse Messkonfigurationen empfohlen werden können.

Die genaue Auswertung der Messung dient im nächsten Schritt der Validierung der verwendeten Simulationssoftware SFE AkusRail mit dem neuen Zusatzmodul zur Simulation des

⁵ <http://www.iso.org/iso/> International Organization for Standardization. Überprüft am 29. Dezember 2008.

Kurvenquietschen, die dann eine abgesicherte Variation von Rad- und Schienenparametern zulässt.

2.2 Messort

2.2.1 Allgemeine Angaben über den Messort

Für die Messungen wurde der Bogen kurz vor der Haltestation Luther Kirche (StadtBahn Linie 3 Stieghorst – Jahnplatz – Babenhausen Süd) gewählt. In diesem Bogen ist eine Berieselungsanlage installiert, die durch Befeuchten der Schiene mit Wasser Kurvenquietschen vermeiden soll. An diesem Messort konnten also Messungen auf einer mit Wasser benetzten Schienenfahrfläche und mit montierten bzw. demontierten Radschallabsorbern durchgeführt und verglichen werden.



Abbildung 2.1 Versuchsbogen in Bielefeld, kurz vor der Haltestelle Luther Kirche, Quelle [5]

Der Radius des inneren Bogens beträgt 50 m. Die Vignolschienen sind diskret auf einer kontinuierlichen Betontragfläche befestigt, die mit Schotter überdeckt ist. Die in Abbildung 2.1 zu erkennende Leitschiene an der inneren Schiene wurde für die Messfahrten entfernt, um Schienenmessungen im Vorfeld und während der Vorbeifahrt des Fahrzeugs zu ermöglichen.

In Aufnahmerrichtung der Abbildung 2.1, also in Richtung Tunnel, ist das Gleis leicht abfallend. Somit steigt die Geschwindigkeit besonders bei geringer Fahrgeschwindigkeit leicht bei Rollen auf diesem Abschnitt, vergleiche Abbildung 2.1 und Abbildung 2.2.

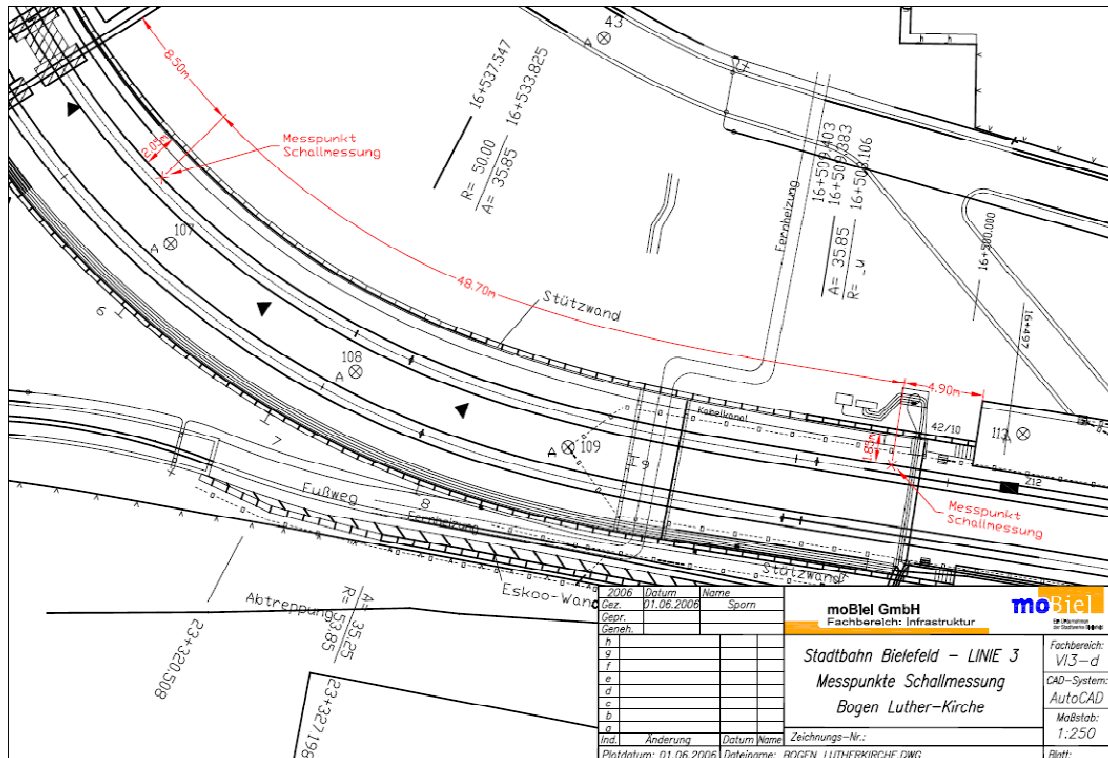


Abbildung 2.2 Schematische Darstellung der Messstelle in der Geraden und im Bogen, Quelle: moBiel GmbH⁶

2.2.2 Randparametermessungen am Messort

In Luther Kirche wurden zwei Messstellen vorgesehen: Eine für die Situation im Bogen und eine als Referenz in einem direkt vorgelegenen Abschnitt in der Geraden, vergleiche Abbildung 2.2.

Um die Messstelle im Bogen betrug die Spurweite etwa 1.004 mm, während die Überhöhung bei etwa 91 mm lag. Der Abschnitt in der Geraden ohne Überhöhung wies eine Spurweite von etwa 1.000 mm auf.

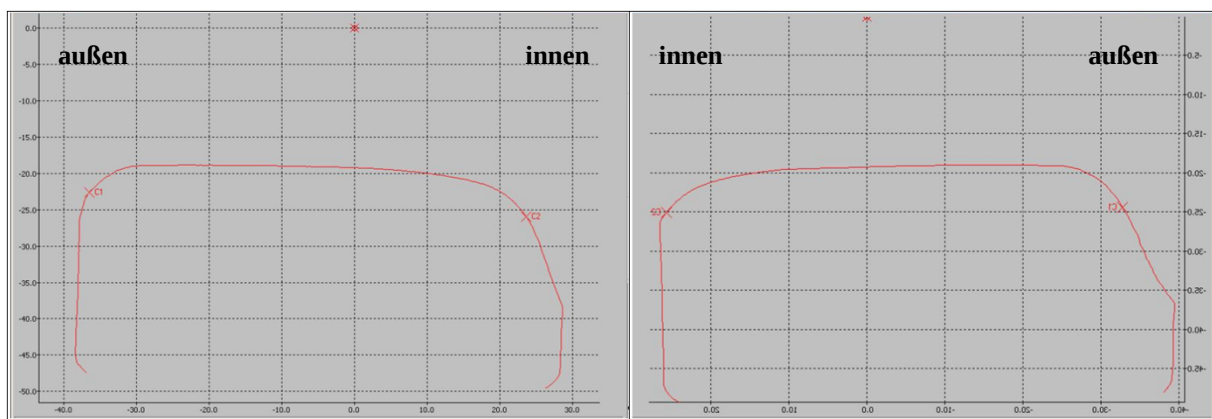


Abbildung 2.3 Schienenprofile im Bogen der Messstelle; links: bogenäußere Schiene; rechts bogeninnere Schiene (ehemals bogenäußere Schiene, die aufgrund des Verschleißzustandes nach innen verlegt wurde), Quelle [5]

⁶ <http://www.mobiel.de> überprüft 29. Dezember 2008.

Messung von Kurvenquietschen

Das Schienenprofil der beiden Schienen im Mikrofonquerschnitt ist in Abbildung 2.3 abgebildet. Der starke Verschleiß an der Außenseite der Innenschiene resultiert aus dem Tauschen der inneren mit der äußeren Schiene im Zuge der Gleiswartung. Insgesamt befand sich die Schiene zum Zeitpunkt der Messung in einem eingefahrenen Zustand.

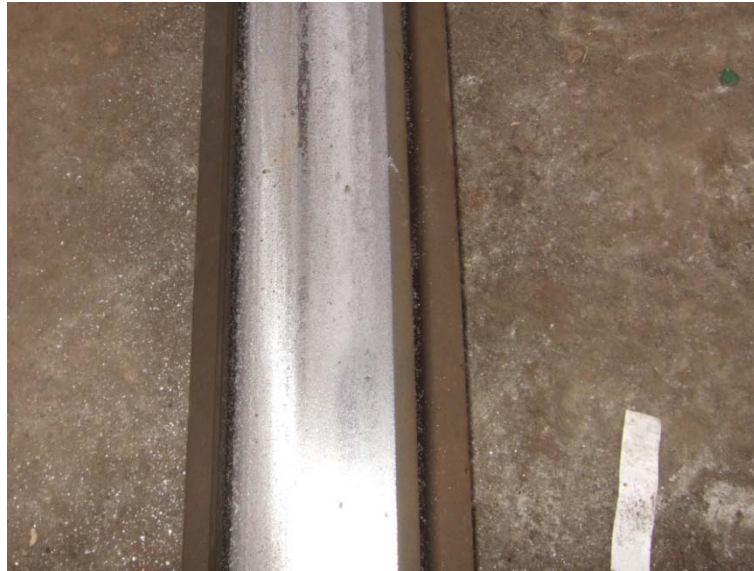


Abbildung 2.4 Bogenäußere Schiene Testabschnitt Luther Kirche, zur Verkabelung und Messgerätemontage wurde der Schotter vor der Messung im Messquerschnitt kurzzeitig entfernt, Quelle TU-Berlin

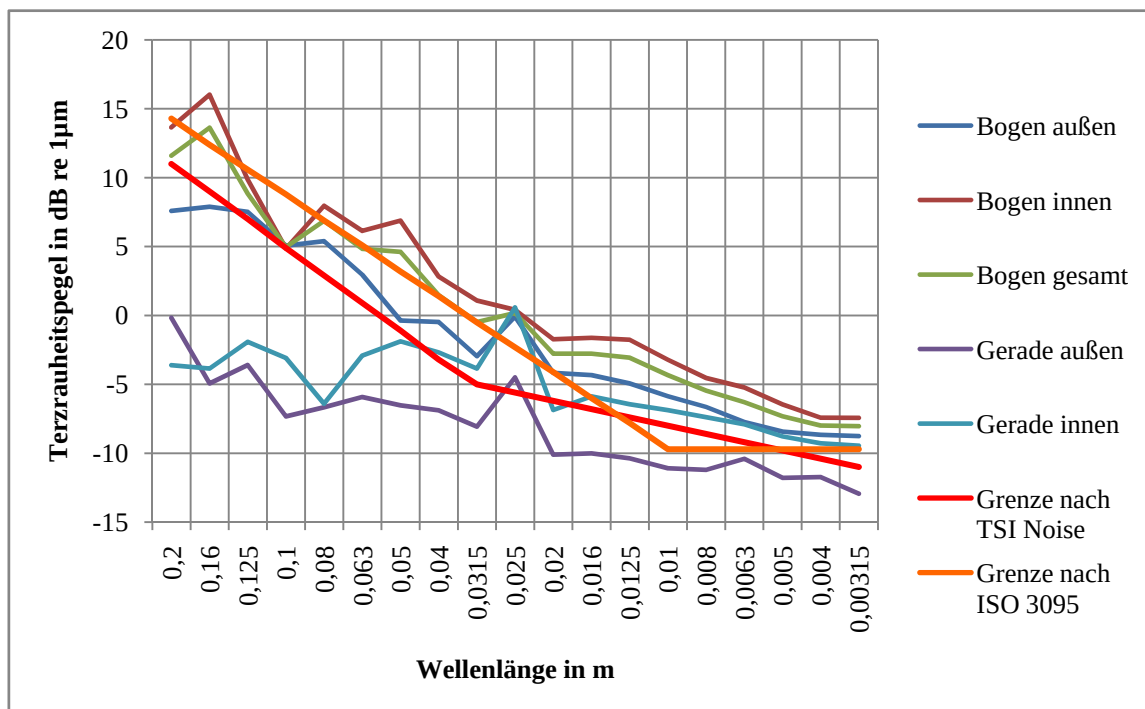


Abbildung 2.5 Schienenrauheiten über der Wellenlänge; zusätzliche Angabe der Grenzen nach ISO 3095 [56] und der TSI Noise⁷ [1]

⁷ Technische Spezifikation für die Interoperabilität (TSI) zu Teilsystem „Fahrzeug – Lärm“ des konventionellen transeuropäischen Bahnsystems.

Die Schienenrauheitsmessungen wurden von der Firma Odegaard & Danneskiold-Samsoe A/S⁸ durchgeführt. Die Ergebnisse können in Abbildung 2.5 abgelesen werden. Im Anhang sind die hier grafisch dargestellten Werte hinterlegt, siehe 7.1.

2.2.3 Akzeleranzmessungen am Messort

Mithilfe der Akzeleranzmessungen konnte der Oberbau sowohl im Bereich der Geraden als auch im Bereich des Bogens charakterisiert werden [90]. In Abbildung 2.6 sind beispielhaft Akzeleranzen an der Innen- und Außenseite des Schienenkopfes in vertikaler Richtung der gleichen Messung in Schwellenfachmitte und über der Schwelle dargestellt.

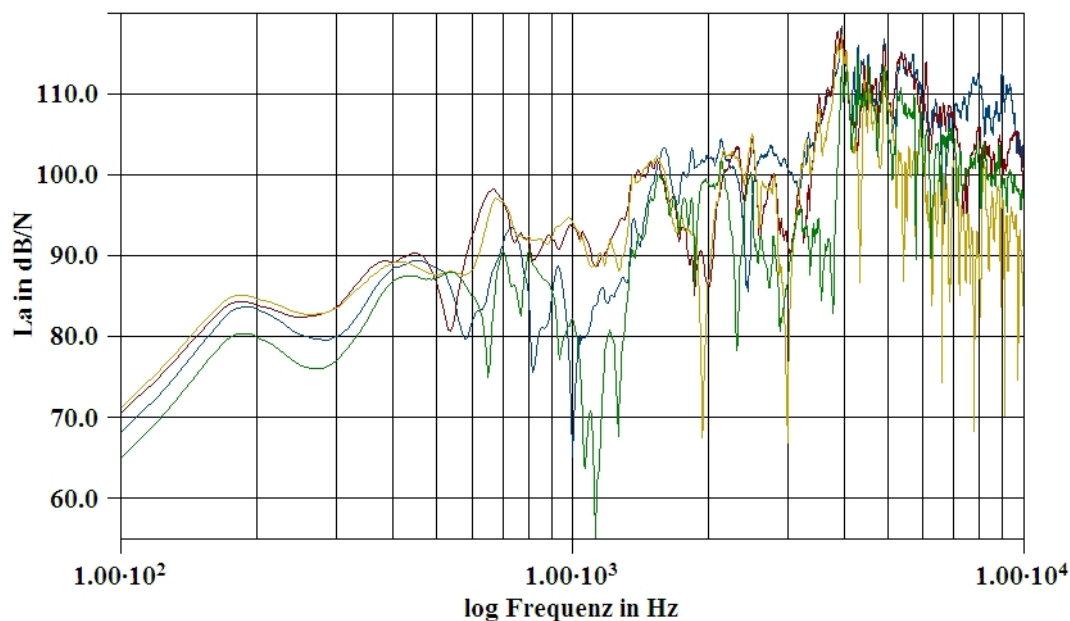


Abbildung 2.6 Akzeleranz L_a re $1 \cdot 10^{-6} \frac{m}{s^2}$ der bogeninneren Schiene am Messquerschnitt bei vertikaler Anregung in 0,3 m Entfernung; grün: vertikale Beschleunigung am Schienenkopf außen in Schwellenfachmitte; blau: vertikale Beschleunigung am Schienenkopf innen in Schwellenfachmitte; gelb: vertikale Beschleunigung am Schienenkopf außen über der Schwelle; rot: vertikale Beschleunigung am Schienenkopf innen über der Schwelle

Die Ergebnisse zeigen dabei deutliche Unterschiede: Die Ergebnisse in Schwellenfachmitte zeigen innen und außen unterschiedlich starke Einbrüche der Akzeleranz im Bereich um die 1.000 Hz. Dabei unterscheiden sich die Einbrüche nicht nur in der Amplitude sondern auch in ihrer Lage. Über der Schwelle sind hier keine Einbrüche zu finden.

Über der Schwelle weisen die Akzeleranzen innen und außen ansonsten grob denselben Verlauf auf. Die Einbruchtiefe der Akzeleranz ist innen und außen unterschiedlich. Im Weiteren dienen die gewonnenen Ergebnisse in erster Linie der Validierung der Simulation. Die hier gewonnenen Ergebnisse liefern die realen Werte der frequenzabhängigen Dämpfung und Steifigkeit des Fahrwegs für die beiden unterschiedlichen Schienenpositionen über der Schwelle und in Schwellenfachmitte.

⁸ http://www.lr-ods.com/Services/Rail/RoughnessWheels_NEW.html überprüft am 29. Dezember 2008

2.3 Messfahrzeug

2.3.1 Allgemeine Angaben über das Fahrzeug

Für die Messungen wurde ein M8C des Herstellers Duewag/ABB⁹, das im Jahr 1986/87 gebaut wurde, verwendet. Bei dem Fahrzeug mit der Wagennummer 529 handelt es sich um ein 8-achsiges Stadtbahn-Fahrzeug für den Meterspurbetrieb mit Gleichstrommotoren. Es verfügt über vier angetriebene Achsen mit einer Leistung von zweimal 150 kW. Die Höchstgeschwindigkeit des hochflurigen Zweirichtungsfahrzeugs mit zwei Fahrständen beträgt 70km/h. Neben Abbildung 2.7 und Abbildung 2.8 sowie den Daten in Tabelle 2.1 sind schematische Darstellungen von Fahrzeug und Drehgestellen und weitere technische Daten über das Fahrzeug in Abschnitt 7.6 und 7.7 zu finden.

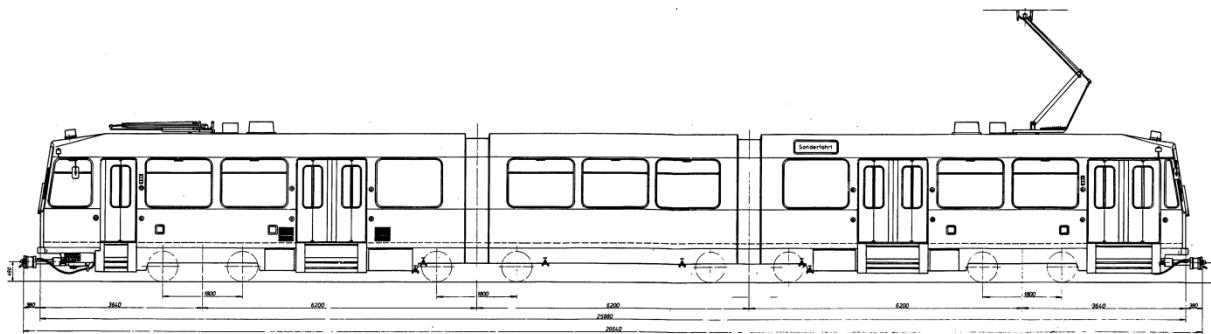


Abbildung 2.7 M8C Zeichnung Quelle moBiel¹⁰

Das erste und vierte der insgesamt vier zweiachsigen Fahrwerke (im Folgenden Drehstelle genannt) sind Triebdrehgestelle. Das zweite Drehgestell ist gebremst und das dritte ein Laufdrehgestell. Bei beiden nicht angetriebenen Drehgestellen handelt es sich um Jakobs-Drehgestelle¹¹.

⁹ Asea Brown Boveri.

¹⁰ <http://www.mobiel.de/> überprüft am 29. Dezember 2008.

¹¹ Benannt nach Wilhelm Jakobs (1858-1942). Ein Jakobsdrehgestell stützt zwei aufeinanderfolgende Wagen gleichzeitig ab. Es befindet sich mittig unter dem Übergang der beiden Wagen.



Abbildung 2.8 Messfahrzeug moBiel, Wagen 529; der vordere Fahrzeugteil auf diesem Bild ist der B-Wagen; das zweiachsige Messdrehgestell (ungebremstes Jakobs-Drehgestell) befand sich zwischen B- und C-Wagen.

Tabelle 2.1 Überblick über die charakteristischen Fahrzeugdaten

Typ	8-achsiges Stadtbahn-Fahrzeug für Meterspurbetrieb mit Gleichstrommotoren
Hersteller	Duewag/ABB
Baujahr	1982-1983 u. 1986-1987
Antriebsachsen	4
Leistung	2 x 150 kW
Höchstgeschwindigkeit	70 km/h
Kühlung	Luft
Leergewicht	38.000 kg
Spurweite	1.000 mm
Länge über Kupplung	26.640 mm
Breite	2.300 mm
Höhe	3.620 mm
Sitzplätze	50-54
Stehplätze	86-92
Besonderheit	Zweirichtungsfahrzeug mit zwei Fahrständen

2.3.2 Fahrzeugspezifische Messungen

Zur Charakterisierung des Messfahrzeugs wurden die Raddurchmesser und Radrückenabstände, genauso wie die Radprofile aller Räder bestimmt, vergleiche Abbildung 2.9. Zudem wurden Rezeptanzmessungen an den beiden Rädern des Messradsatzes durchgeführt.

Der Raddurchmesser der Messräder betrug 680 mm. Die Radkränze wurden für die Messung neu aufgezogen und liefen erst zwei Wochen im herkömmlichen Betrieb mit. Daher unterschieden sich die Profile der einzelnen Räder des zweiachsigen für die Messung mit Messaufnehmern ausgestatteten Drehgestells nicht. Ein Beispiel ist in Abbildung 2.9 dargestellt. Der

Messung von Kurvenquietschen

Radrückenabstand des Messradsatzes maß 950 mm und unterschied sich kaum von den Radrückenabständen der anderen sieben Radsätze.

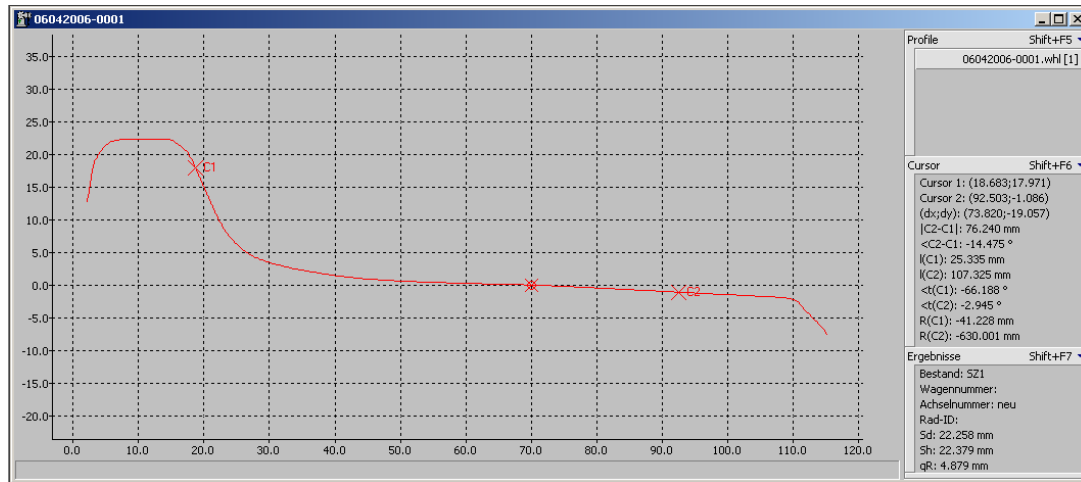


Abbildung 2.9 Radprofil des bogeninneren Messrades, bestimmt mit dem Messgerät MiniProf¹².

Mit den Messungen der Rauheit der Räder wurde die Firma Odegaard & Danneskiold-Samsoe A/S¹³ beauftragt. Die exemplarischen Ergebnisse für den Messradsatz können in Abbildung 2.10 abgelesen werden. Im Anhang sind die hier grafisch dargestellten Werte in einer Tabelle numerisch hinterlegt, siehe Kapitel 7.2.

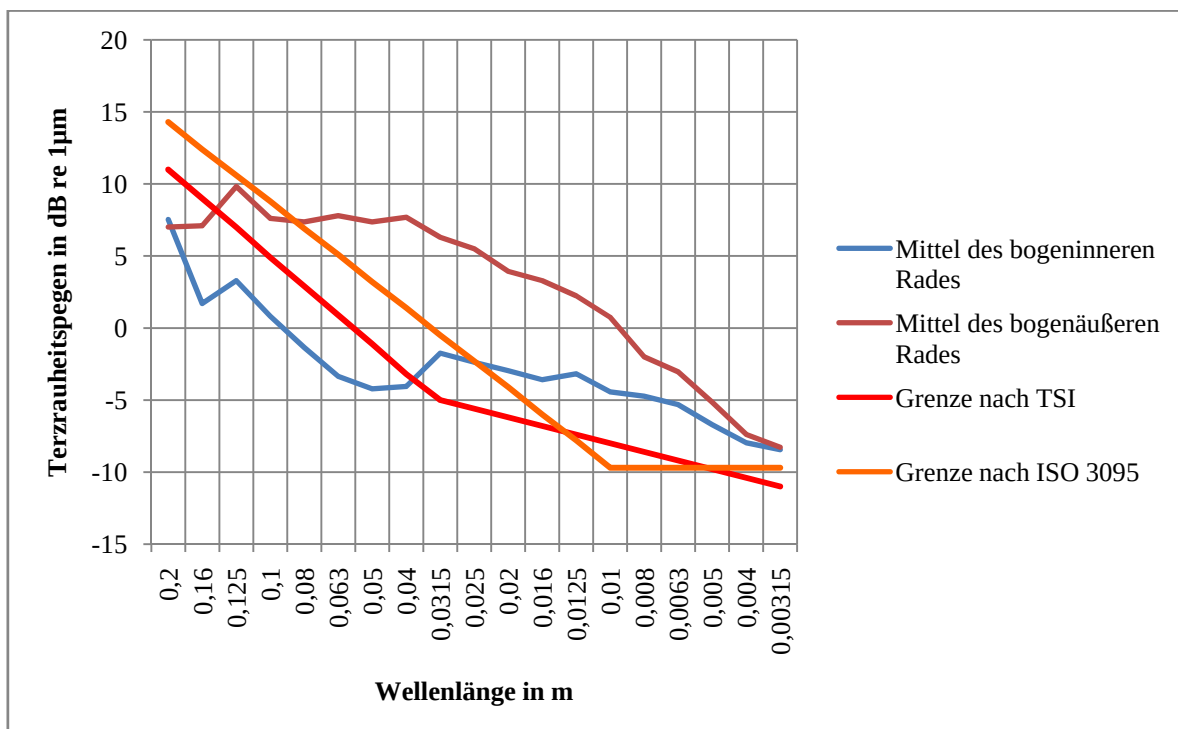


Abbildung 2.10 Radrauheit über der Wellenlänge; zusätzliche Angabe der Grenzen nach ISO 3095 [56] und der TSI Noise [1]

¹² <http://www.miniprof.dk/miniprofforwindows.php> überprüft am 29. Dezember 2008.

¹³ http://www.lr-ods.com/Services/Rail/RoughnessWheels_NEW.html überprüft am 29. Dezember 2008.

2.3.3 Radabsorber

Mittlerweile sind alle Fahrzeuge der moBiel GmbH¹⁴ mit Radabsorbern der Firma Schrey & Veit GmbH¹⁵ ausgestattet, siehe Abbildung 2.11 und Abbildung 2.12.

Für die Messungen wurden die Absorber zunächst demontiert. Nach den erfolgreichen Quietschmessungen wurden die Absorber für Vergleichsmessungen montiert. Die Charakterisierung der Dämpfungseinbringung in das Rad durch den montierten Absorber findet im nächsten Kapitel statt.



Abbildung 2.11 Segment des normalerweise montierten Absorbers der Firma Schrey & Veit GmbH¹⁶



Abbildung 2.12 Eingebauter Absorber am Messrad

2.3.4 Messung der Akzeleranz der Messräder

Für die Charakterisierung der Radeigenschaften wurde die Akzeleranz der Messräder am aufgebockten Fahrzeug gemessen. Der Messradsatz hing zum Zeitpunkt der Messung frei im Drehgestell, welches wiederum herkömmlich im Fahrzeug eingebaut war. Es wurde also keine Dämpfung durch das Aufliegen der Räder auf den Schienen in Radsatz und Räder gebracht. Die Messungen wurden zunächst an den unbehandelten Rädern durchgeführt und später an denselben Rädern, die zuvor mit Absorbern ausgestattet wurden.

In Abbildung 2.13 sind die Akzeleranzen am inneren Radkranz in axialer Richtung bei axialer Anregung dargestellt. Die gelbe Kurve zeigt dabei die Situation ohne Absorber und die grüne Kurve die mit Absorber. Während der Fahrtmessungen ergibt sich, dass die Quietschfrequenzen bei der vorliegenden Testkonfiguration um die Amplitudenspitzen bei 600 Hz und bei 1.600 Hz liegen.

Durch den Absorber wird vor allem der Radkranz bedämpft: Die Amplituden der gesamten Schwingungsantwort nehmen genauso wie in den beiden Eigenfrequenzen bei 600Hz und bei 1.600Hz ab.

¹⁴ <http://www.mobiel.de/> überprüft am 29. Dezember 2008.

¹⁵ <http://sundv.gidt.info/> überprüft am 29. Dezember 2008.

¹⁶ <http://sundv.gidt.info/> überprüft am 29. Dezember 2008.

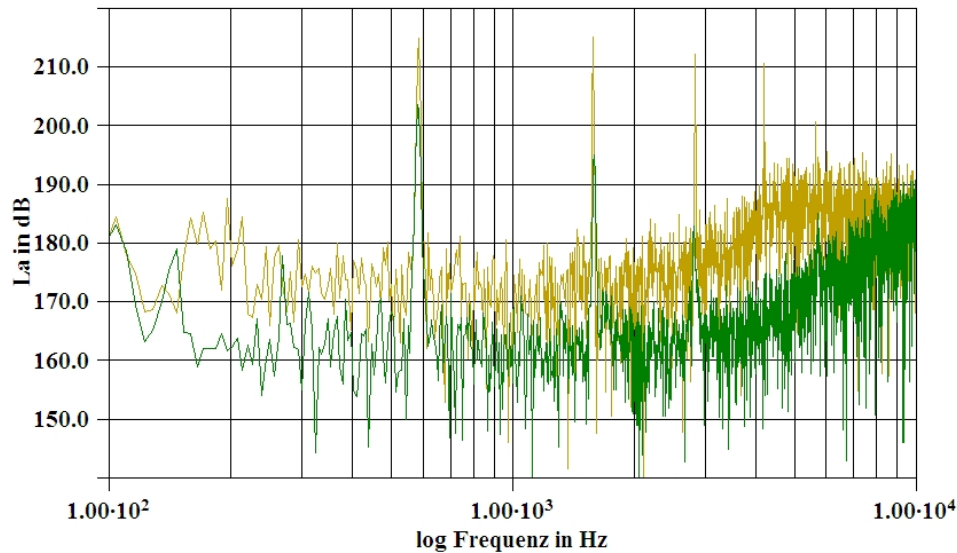


Abbildung 2.13 Vergleich der Akzeleranz L_a $re\ 1 \cdot 10^{-6} \frac{m}{s^2}$ am inneren Radkranz in axialer Richtung eines Rades des Messradsatzes bei axialer Anregung ohne (gelb) und mit (grün) Absorber

In Tabelle 2.2 sind die sich aus den Akzeleranzmessungen ergebenden Dämpfungswerte in den beiden Quietschfrequenzen aufgeführt. Durch die Applikation der Absorber ist eine Verachtfachung der Dämpfung im frei hängenden Rad erreicht. Außerdem ist zu erkennen, dass die Dämpfung der niedrigeren Frequenz etwas höher ist als die der hohen Quietschfrequenz.

Tabelle 2.2 Mittelwerte der berechneten Dämpfungswerte der Quietschfrequenzen mit und ohne Absorber

	Absorber	Verlustfaktor	Dämpfungsgrad	log. Dekrement
Bei 1586Hz	ohne	-0,0015	-0,0008	-0,0048
	mit	-0,0122	-0,0061	-0,0383
Bei 585Hz	ohne	-0,0018	-0,0009	-0,0055
	mit	-0,0131	-0,0065	-0,0411

Zum Vergleich sind in Tabelle 2.3 die mechanischen Daten einiger Metalle aufgeführt. Durch den Einbau und die elastische Schicht zwischen Radkranz und Radscheibe erfährt das Rad ohne Absorber schon eine 5-fach höhere Dämpfung als die normalerweise angenommene Stahldämpfung. In [29] nehmen Heckl und Abrahams Verlustfaktoren im Bereich von 0,002 bis 0,07 an und finden instabile Eigenmoden. Auch in [80] wird der Verlustfaktor für die Simulation in diesem Bereich bei 0,004 abgeschätzt.

Tabelle 2.3 Mechanische Daten von Metallen bei Normalbedingungen (ca. 20°C) [16]

Stoff	Dichte kg/m ³	E-Modul N/m ²	Schubm. N/m ²	Poisson Zahl	c_{LII} m/sec	c_T m/sec	Verlustfaktor	
							Biege	Longi
Aluminium	2700	$72 \cdot 10^9$	$27 \cdot 10^9$	0,34	5200	3100	$0,3 \cdot 10^{-5}$	10^{-4}
Eisen, rein	7800	$200 \cdot 10^9$	$77 \cdot 10^9$	0,30	5050	3100	$1 \cdot 4 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 6 \cdot 10^{-4}$
Stahl	7800	$210 \cdot 10^9$	$77 \cdot 10^9$	0,31	5100	3100	$0,2 \cdot 3 \cdot 10^{-4}$	

In Abbildung 2.14 ist der Ausschwingvorgang des Messrades bei 1.586 Hz mit und ohne Absorber dargestellt.

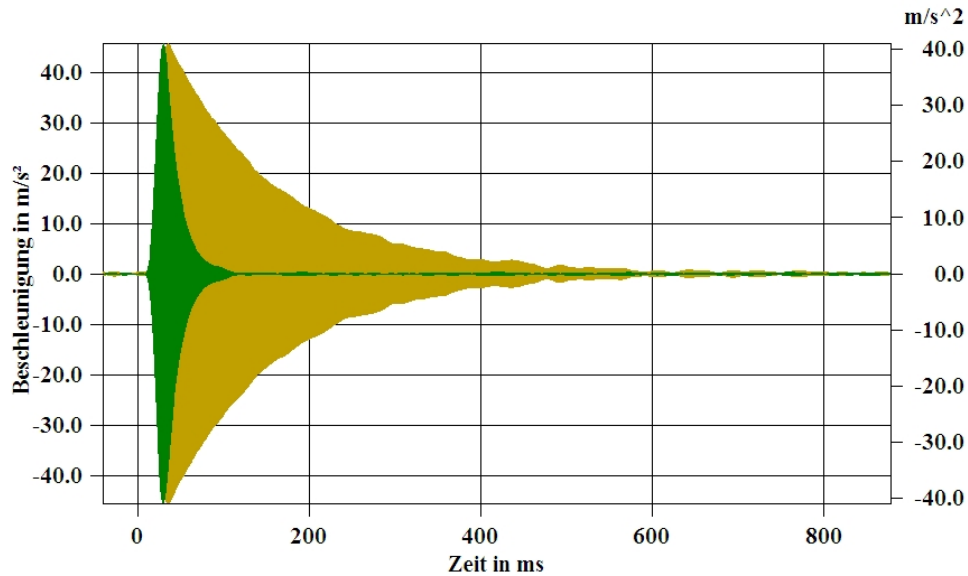


Abbildung 2.14 Vergleich des axialen Ausschwingvorgangs am Radkranz des freien Messrades bei 1.586 Hz ohne Absorber (gelb) und mit Absorber (grün) bei axialer Hammeranregung

Bemerkung: Auf die Darstellung der Ergebnisse bei radialer Anregung wurde verzichtet. Sowohl die Vergleichsdarstellungen der verschiedenen Akzeleranzen von Messungen mit und ohne Absorber als auch der Vergleich der Verlustfaktoren ergab absolut identische Ergebnisse wie sie hier beispielhaft für die axiale Anregung gezeigt wurden.

In Abbildung 2.15 und Abbildung 2.16 sind die gemessenen Verformungen der Messräder bei den Quetschfrequenzen um die 585 Hz und 1.586 Hz mithilfe der Finiten-Elemente-Software MSC Patran¹⁷ dargestellt. Beide Eigenformen zeigen eine hohe Verformung des Radkranzes in axialer Richtung, wobei Innen- und Außenseite des Radkranzes gegenphasig schwingen. Während die niedrigere Mode durch zwei Knotenlinien, die um 90° verschoben sind und durch die Achse gehen, charakterisiert ist, besitzt die höhere Quetschfrequenz drei um jeweils 60° verschobene Knotenlinien. Im Anhang 7.8 sind die tabellarisch aufgeführten Messergebnisse der Akzeleranzmessungen hinterlegt.

¹⁷ <http://www.mscsoftware.com/> überprüft am 29. Dezember 2008.

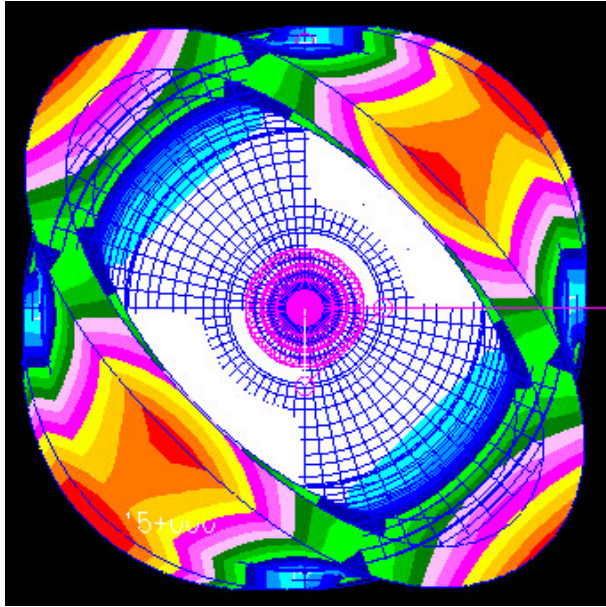


Abbildung 2.15 Gemessene Verformung der niedrigeren Quietschfrequenz bei ca. 585 Hz, Darstellung mit MSC Patran/Nastran¹⁸

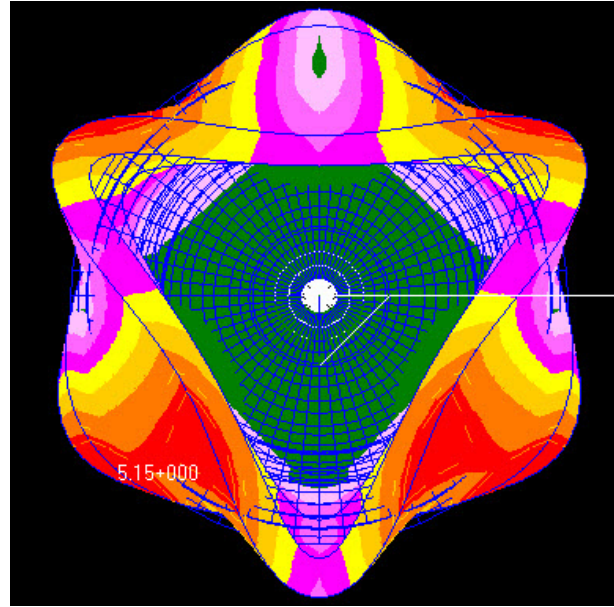


Abbildung 2.16 Gemessene Verformung der höheren Quietschfrequenz bei ca. 1.586 Hz, Darstellung mit MSC Patran/Nastran

2.4 Messkonzept

Das Ziel der Messung war eine möglichst genaue messtechnische Erfassung der mechanischen Verformungen während des Quietschens an Rad und Schiene unter Berücksichtigung der messtechnisch erfassbaren Randbedingungen. Dazu wurden während des Quietschvorgangs ortsfest die Schienenbeschleunigungen und Schallpegel in verschiedenen Abständen aufgenommen und fahrzeugfest mitgeführte Schallpegel- und Radbeschleunigungsmessungen durchgeführt. Zudem wurde die Drehgestellauslenkung relativ zu den Wagenkästen sowie die Geschwindigkeit aufgezeichnet.

2.4.1 Ortsfeste Messungen

Die ortsfesten Messungen sahen zwei Messstellen vor: im Abschnitt der Geraden und im Bereich des Bogens, vergleiche Abbildung 2.2. Es wurde jeweils der Luftschall nahe am Gleis, 1,5 m von der Gleismitte und 0,3 m über Schienenoberkante, jeweils auf beiden Seiten des Fahrweges und in 7,5 m Abstand mit einer Höhe von 1,2 m über Schienenoberkante mit ½“-Mikrofonen erfasst. Im Bogen wurde der Körperschall am Fahrweg an insgesamt 15 Positionen gemessen, dabei wurden Beschleunigungsaufnehmer an der äußeren und inneren Schiene in Schwellenfachmitte und über der Schwelle platziert. Im Abschnitt der Geraden wurden 3 Beschleunigungsaufnehmer zur Charakterisierung der Schwingungen während der Vorbeifahrt verwendet.

¹⁸ <http://www.mscsoftware.com/> überprüft am 29. Dezember 2008.

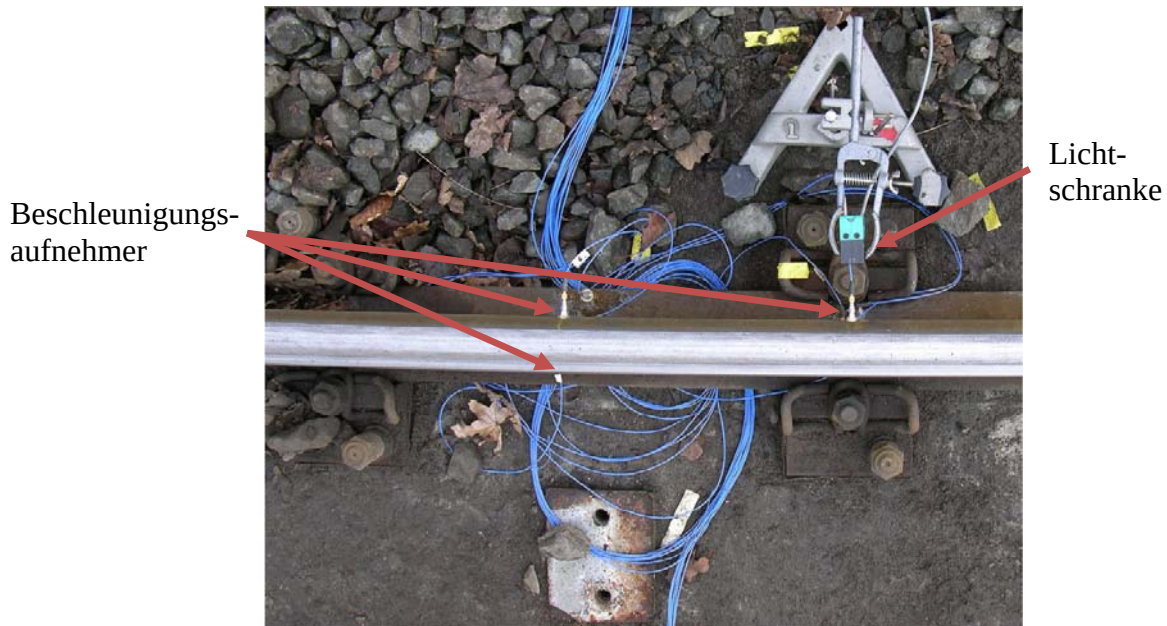


Abbildung 2.17 Messanordnung der Körperschallmessung an der Schiene; hier bogeninnere Schiene mit Beschleunigungsaufnehmern an Schienenkopf, -steg und -fuß, jeweils in Schwellenfachmitte und über der Schwelle. Außerdem ist die Lichtschranke zur Radidentifizierung sichtbar.

2.4.2 Fahrzeugfeste Messungen

Die Abbildung 2.18 zeigt die schematische Anordnung der am Radsatz befestigten Beschleunigungsaufnehmer. Bei den Messungen ohne Absorber konnte jeweils ein radialer Aufnehmer außen und innen am Radkranz befestigt werden. Die Applikation der Absorber am Radsatz schränkte den Platz an der Außenseite der Räder soweit ein, dass der äußere Aufnehmer abgenommen werden musste. Dafür wurde ein axialer Aufnehmer an der Radscheibe für den so frei gewordenen Kanal gewählt.

Darüber hinaus wurde an der Radscheibe in radialer Richtung und am Radkranz in axialer Richtung gemessen. In Abbildung 2.19 sind die befestigten Beschleunigungsaufnehmer am Messradsatz zu sehen. Die Telemetrieringe übernehmen die Spannungsversorgung von den acht Aufnehmern und der Sendeeinheit, deren Antennen außen um den Kunststoffring gewickelt wurden.

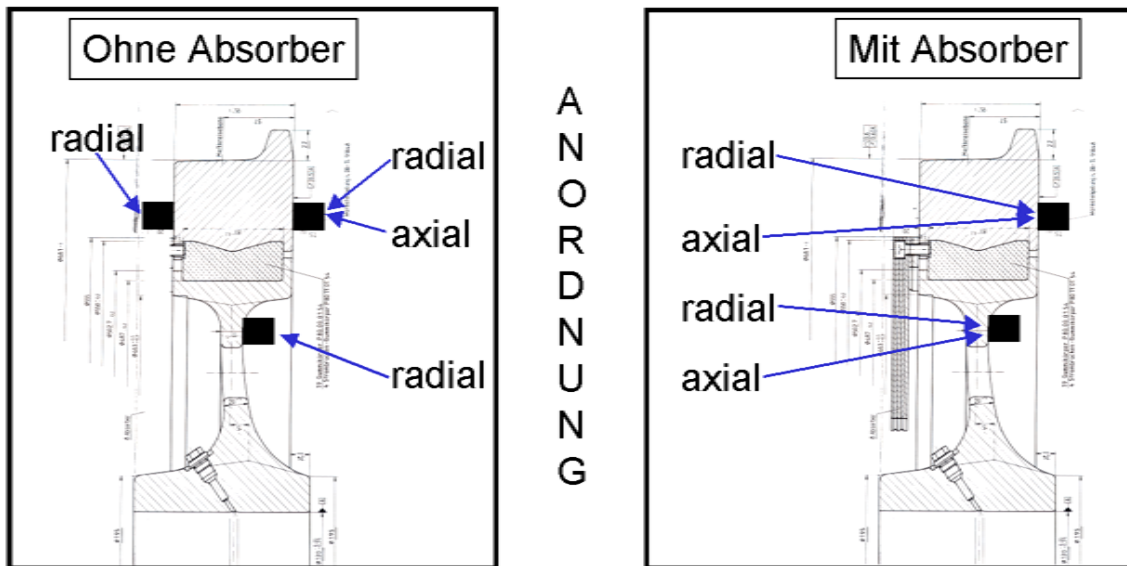


Abbildung 2.18 Anordnung der Messaufnehmer; links Messrad ohne Absorber, rechts Messrad mit Absorber

Die Magnetempfangsantennen wurden in unmittelbarer Nähe von den Telemetrierungen montiert.

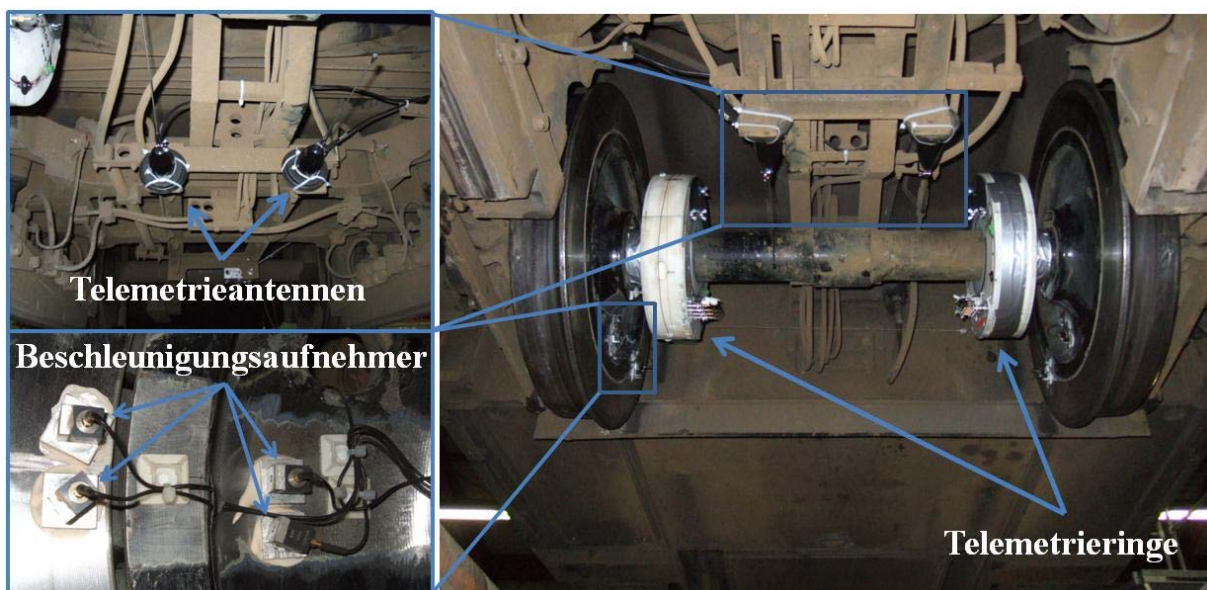


Abbildung 2.19 Komponenten zur Erfassung der Beschleunigungen auf der Radoberfläche des Messradsatzes

Vor beiden Rädern des Messradsatzes wurden Mikrofone platziert. Die Mikrofone waren 42 cm vom Radkranz entfernt. Sie hingen 17 cm tiefer als die Achsmittelpunkt und waren um 7 cm vom Achsmittelpunkt weg vom Drehgestellmittelpunkt verschoben, vergleiche Abbildung 2.20.



Abbildung 2.20 Mitgeführte Schalldruckmessung vor dem Messradsatz

In Abschnitt 2.5.2 werden die Ergebnisse der Laufdynamiksimulation diskutiert. Die Ergebnisse wurden mithilfe der Messung der Drehgestellauslenkung validiert.

In Abbildung 2.21 ist die schematische Anordnung der Wegaufnehmer zur Aufnahme der Drehgestellauslenkung gezeigt. In der Mitte der Zeichnung befindet sich das Drehgestell, links der C-Wagen und rechts der B-Wagen. Die rot-gestrichelten Linien zeigen die Schnüre der Wegaufnehmer, die jeweils an der Wagenstruktur befestigt wurden. Die Schnüre wurden über Bleche an dem Drehgestell befestigt.

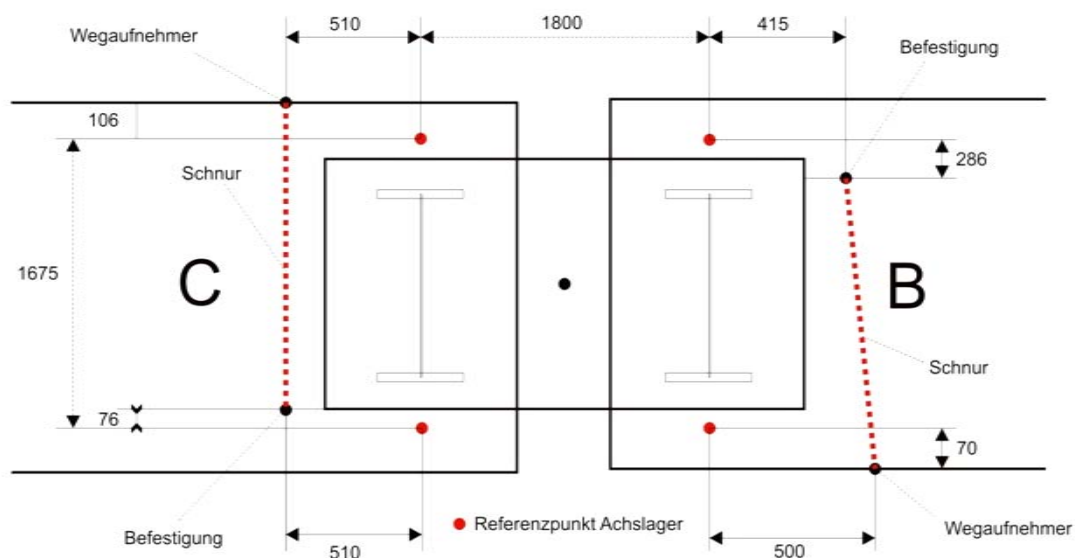


Abbildung 2.21 Schematische Anordnung der Wegaufnehmer zur Messung der Drehgestellauslenkung relativ zu den angrenzenden Wagenkästen B und C; Fahrt in Richtung B-Wagen

Abbildung 2.22 zeigt die praktische Umsetzung der Messanordnung. Zum einen sind die Bleche, die die Schnur am Drehgestell befestigten, zu erkennen und zum anderen die an der Wagenstruktur befestigten Wegaufnehmer. Die maximale Messlänge der Wegaufnehmer betrug 1.000 mm. Damit konnte jeweils eine ca. 500 mm Auslenkung um die Geradenstellung des Drehgestells gemessen werden.



Abbildung 2.22 Befestigung der Wegaufnehmer und Schnüre am Messfahrzeug

2.5 Messergebnisse

2.5.1 Dopplereffekt – Identifikation des quietschenden Radsatzes

Bei Änderung des Abstandes zwischen Schallabstrahler und Schallempfänger tritt der Dopplereffekt auf. Im Luftschall ist dieses Phänomen hinreichend bekannt: Bei Abstandsverkleinerung wird ein höherer Ton und bei Abstandsvergrößerung ein tieferer Ton wahrgenommen, als die Schallquelle in der Realität erzeugt.

Tabelle 2.4 Frequenzänderung bei bewegter Schallquelle oder bewegtem Beobachter; f_e vom Beobachter empfundene Frequenz, f_s vom Sender abgestrahlte Frequenz, v Geschwindigkeit von Beobachter bzw. Schallquelle, c Schallgeschwindigkeit [72]

bewegte Schallquelle

$$f_e = \frac{f_s}{(1 \pm \frac{v}{c})}$$

bewegter Beobachter

$$f_e = f_s \cdot (1 \pm \frac{v}{c})$$

Genauso kann der Dopplereffekt im Körperschall beobachtet werden [78], [88]. Bei den ortsfesten Messungen sind mit den Mikrofonen und den Beschleunigungsaufnehmern an der Schiene also unbewegte Beobachter im Luftschall und im Körperschall gegeben.

Demgegenüber bewegt sich die Quelle in Form des quietschenden Rades bzw. der Körperschalleinleitung im Rad/Schiene-Kontaktpunkt in der Schiene.

Im Luft- und Körperschall können die Schallausbreitungsgeschwindigkeiten unterschiedlich sein. Während die Schallausbreitungsgeschwindigkeit im Gas, also unter anderem in der Luft, praktisch unabhängig von der Art des Schallsignals, und damit auch von der Frequenz ist, kann die Schallausbreitungsgeschwindigkeit im Körperschall auch frequenzabhängig sein: In Gasen treten ausschließlich Longitudinalwellen auf. Im Körperschall hingegen existieren alle möglichen Wellenarten, wobei zum Beispiel die BiegeWellen eine frequenzabhängige Schallausbreitungsgeschwindigkeit aufweisen [16], [33] und [51].

Die Beobachtung des Dopplereffektes in den Messergebnissen ermöglicht also zwei Schlussfolgerungen: Zum einen kann der quietschende Radsatz, unter der Vorgabe, dass er während des Passierens des Messquerschnitts quietscht, mithilfe der Lichtschranke eindeutig identifiziert werden. Dies ist vor allem im Körperschall einfach. Und zum anderen kann die Schallausbreitungsgeschwindigkeit im Körperschall berechnet werden und damit auf die Wellenart des Quietschens geschlossen werden.

In Abbildung 2.23 sind sechs Frequenzverschiebungen aufgrund des Dopplereffektes abgebildet. In der ersten Zeile sind Messergebnisse bei Quietschen des Messradsatzes bei etwa 13 km/h, in der zweiten Zeile bei etwa 22 km/h und in der dritten Zeile bei etwa 29 km/h zu sehen. In der ersten Spalte sind ausschließlich die Ergebnisse eines lateral messenden Beschleunigungsaufnehmers am Schienenkopf und in der zweiten Spalte Ergebnisse eines vertikal messenden Beschleunigungsaufnehmers eingefügt. Für die Ergebnisdarstellung wurden Spektren mit 95 Prozent Überlappung und 32.768 Linien berechnet. Damit wird eine Frequenzauflösung von 0,78 Hz und damit eine Zeitauflösung von 1,28 s erreicht. Für die Bedeutung und den Zusammenhang dieser Begriffe wird auf Fachliteratur, wie zum Beispiel [38] verwiesen.

Messung von Kurvenquietschen

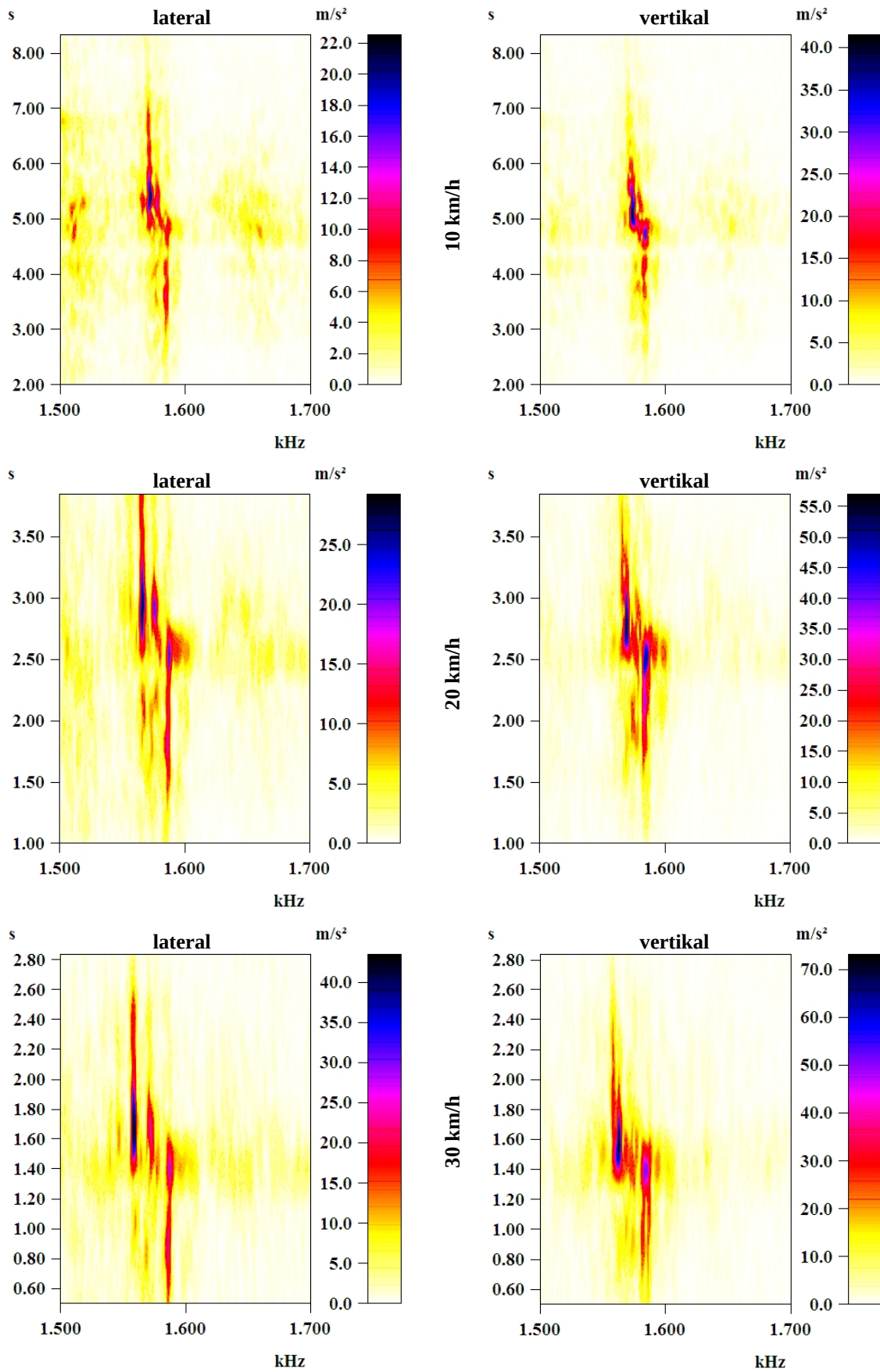


Abbildung 2.23 Dopplereffekt - Spektren der Schienenkopfbeschleunigungsmessungen in lateraler (links) und vertikaler (rechts) bei etwa 10km/h (erste Zeile), 20km/h (zweite Zeile) und 30km/h (dritte Zeile)

Damit kann eine recht genaue Frequenzablesung erfolgen. Die genaue Zeit der Frequenzänderung kann anhand dieser Bilder nicht bestimmt werden, dafür bieten sich Frequenzanalysen mit deutlich weniger Linien und damit einer genaueren Zeitauflösung an. Werden diese durchgeführt, so lässt sich in diesen Messungen mithilfe der Lichtschrankensignale leicht und eindeutig der Messradsatz als quietschender Radsatz identifizieren.

Bei der hohen Anzahl an FFT¹⁹-Linien scheint die Frequenz regelrecht zu springen, dies ist aber lediglich der schlechten zeitlichen Auflösung geschuldet.

Während die lateralen Ergebnisse vor und nach Passieren des Messquerschnitts eine konstante Frequenz zeigen, kann bei den vertikalen Messungen meist, neben der identischen Frequenzverschiebung wie bei den lateralen Messungen, eine zweite, geringere Frequenzverschiebung beobachtet werden. Diese wird auf unterschiedliche Schallausbreitungsgeschwindigkeiten für laterale und vertikale Schienenkopfbewegungen zurückgeführt, vergleiche hierzu [88] und [89].

Die laterale Schallausbreitungsgeschwindigkeit in der Schiene berechnet sich sehr reproduzierbar zu knapp 900 m/s und liegt damit sehr deutlich unter der konstanten Longitudinalwellengeschwindigkeit von Stahl²⁰ von 5.100 m/s [93]. In vertikaler Richtung ist zusätzlich eine Geschwindigkeit von etwa 1.250 m/s zu beobachten. Das Vorhandensein beider Frequenzverschiebungen ist aufgrund der hohen radialen Bewegungen des Schienenkopfes zu erklären, der durch die Anbindung des Schienensteges zu rotatorischen Bewegungen gezwungen ist, die folglich, neben der lateralen, auch immer eine vertikale Komponente beinhalten.

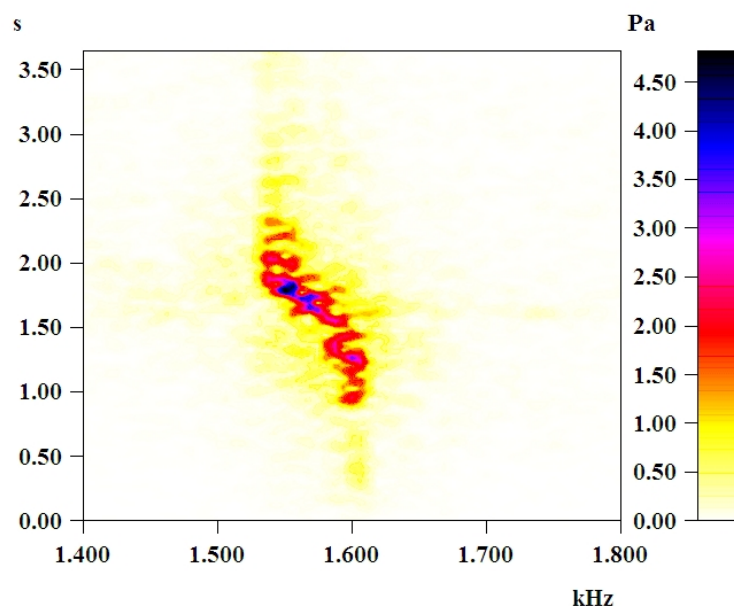


Abbildung 2.24 Ortsfestes Luftschallspektrum aufgenommen in 1,5 m Entfernung von Gleismitte; Signal bei 30 km/h

¹⁹ FFT – Fast Fourier Transformation.

²⁰ zum Vergleich: Die Schallausbreitungsgeschwindigkeit in der Luft beträgt etwa 341 m/s.

In Abbildung 2.24 ist der zeitliche Verlauf des Spektrums des Mikrofonsignals zu erkennen. Um den zeitlichen Übergang zwischen den beiden Frequenzen aufgrund des Dopplereffektes besser zu erkennen, wurden für die FFT lediglich 4.096 Linien gewählt.

Zusammenfassend ist die Beobachtung des Dopplereffektes eine hervorragende Möglichkeit den quietschenden Radsatz zu identifizieren. Dabei stellt sich die Verwendung eines Beschleunigungssensors in Verbindung mit einer Lichtschranke als einfachste Messapparatur dar, aber auch in Verbindung eines nahen Mikrofons gelingt diese einfache Identifizierungsmethode.

Die beobachteten Quietschfrequenzen werden eingehend in 2.5.4 diskutiert.

2.5.2 Ergebnisse der Messung der Drehgestellauslenkung und Vergleich der Ergebnisse mit MKS²¹-Simulation der Bogenfahrt

Die Erfassung der Drehgestellauslenkung ist eine hervorragende Möglichkeit, die Ergebnisse der Laufdynamiksimulation zu überprüfen. Die Ergebnisse zeichneten sich durch eine hohe Reproduzierbarkeit aus: Im Wesentlichen bestimmen also ausschließlich Fahrzeug und Fahrweg, im Detail Geschwindigkeit, Reibwert zwischen Rad und Schiene, Fahrtrichtung, Rad- und Schienenprofil, die Stellung der Radsätze auf dem Gleis und somit reproduzierbar die Drehgestell- und Fahrzeugstellung während der gesamten Fahrt im Bogen. Daher ist eine Laufdynamiksimulation, die ja für eine Fahrzeug-Fahrweg-Kombination bei konstanter Geschwindigkeit lediglich eine quasistationäre Lösung angibt, eine genaue Möglichkeit, die Kontaktparameter zu berechnen.

²¹ Mehrkörpersimulation.

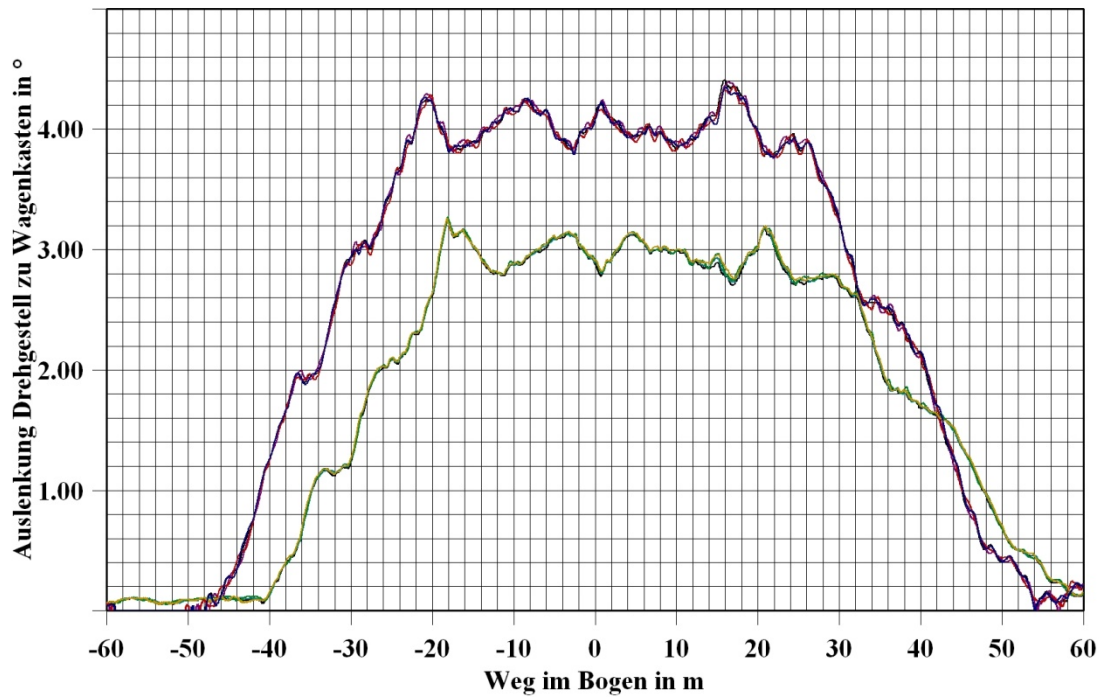


Abbildung 2.25 Vergleich der Drehgestellbewegung zum vorderen (größere Auslenkung) und hinteren Wagenkasten (kleinere Auslenkung) von vier Fahrten bei Quietschen bei einer Geschwindigkeit von 30 km/h; Messquerschnitt der ortsfesten Messung bei 10 m

In Abbildung 2.25 sind vier Fahrten bei etwa gleicher Geschwindigkeit übereinandergelegt. Die Kurven stärkerer Auslenkung geben dabei den Verlauf des Winkels zwischen Drehgestell und vorderem Wagenkasten über dem Weg im Bogen an, während die Kurven mit den kleineren maximalen Winkeln den Winkel zwischen Drehgestell und hinterem Wagenkasten wiedergeben. Wird zusätzlich noch die Messungenauigkeit der Aufnehmer berücksichtigt, liegen die verschiedenen Kurven praktisch identisch übereinander. Bei ähnlicher Geschwindigkeit sind die Bewegungen der Straßenbahn im Bogen also absolut reproduzierbar.

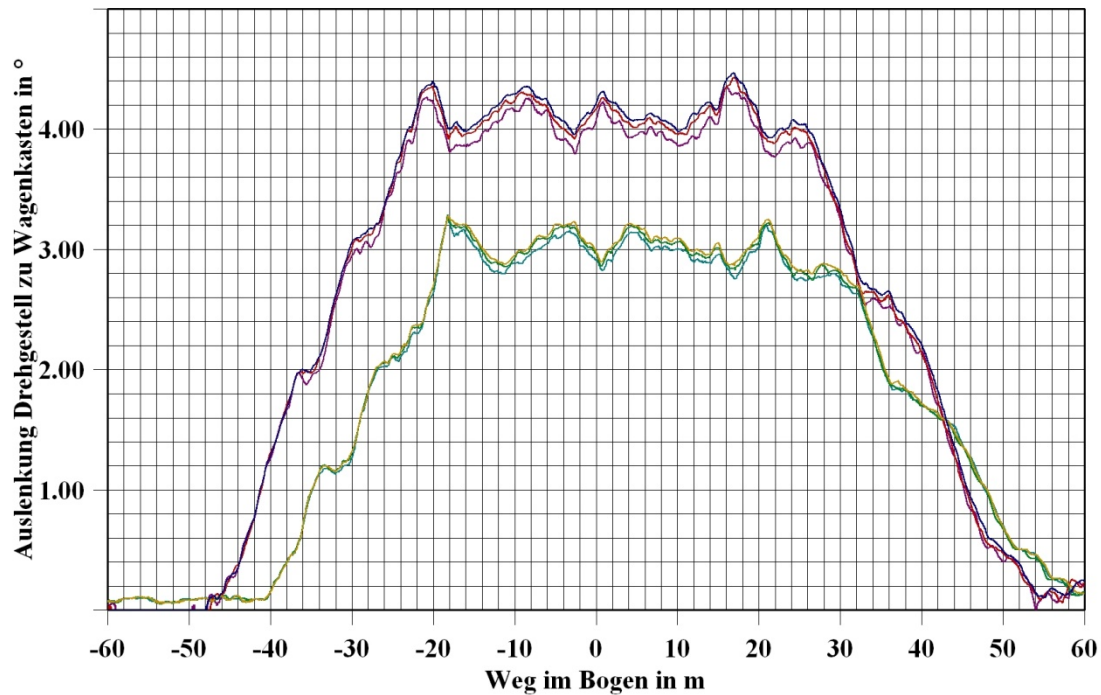


Abbildung 2.26 Vergleich der Drehgestellbewegung bei Geschwindigkeiten von 10, 20 und 30 km/h bei Quietschen

In Abbildung 2.26 sind drei Fahrten bei Geschwindigkeiten von 10, 20 und 30 km/h bei Quietschen abgebildet. Wieder sind die größeren Winkel zwischen vorderem Wagen und Drehgestell gemessen und die kleineren zwischen hinterem Wagen und Drehgestell.

Die drei Fahrten liegen nicht mehr identisch übereinander. Aufgrund der Geschwindigkeitsdifferenz unterscheiden sich die Bogendurchfahrten vor allem in der Höhe der Querbeschleunigung, die auf die Wagenkästen wirkt. Bei höherer Geschwindigkeit werden die Wagenkästen weiter in Richtung der bogenäußeren Schiene gedrückt, was zu einem kleineren Winkel zwischen Wagenkasten und Drehgestell führt. Die lila Kurve des vorderen Aufnehmers beschreibt also den Winkelverlauf der Fahrt bei etwa 30 km/h. Die Fahrt bei 20 km/h ist in rot und die Fahrt bei etwa 10 km/h in blau gehalten. Die Winkelverläufe des hinteren Aufnehmers verhalten sich hierzu analog.

Trotz der Differenz von etwa 20 km/h liegen die Winkelverläufe im Bogen sehr dicht beieinander. Die Struktur der einzelnen Winkelverläufe verändert sich nicht.

Für die Bestimmung der Radposition im Gleis, der Kräfte im Rad/Schiene-Kontakt und der kontaktgeometrischen Größen sind teilweise sehr aufwendige bis unmögliche Messverfahren notwendig. Daher werden die Größen mithilfe einer MKS-Simulation berechnet. Natürlich können in einer solchen Simulation die in der Realität auftretenden Abweichungen von den Sollparametern der Konstruktionszeichnungen nicht berücksichtigt werden. Somit sind fahrzeugspezifische Abweichungen und fahrwegseitige Abweichung, wie zum Beispiel das Spurspiel, nicht exakt mitgerechnet. Aber gerade aufgrund des sehr stabilen Verhaltens der laufdynamischen Parameter und der Möglichkeit, die Simulation mit den oben beschriebenen

Messergebnissen zu vergleichen, kann eine sehr genaue und verlässliche MKS-Berechnung durchgeführt werden.

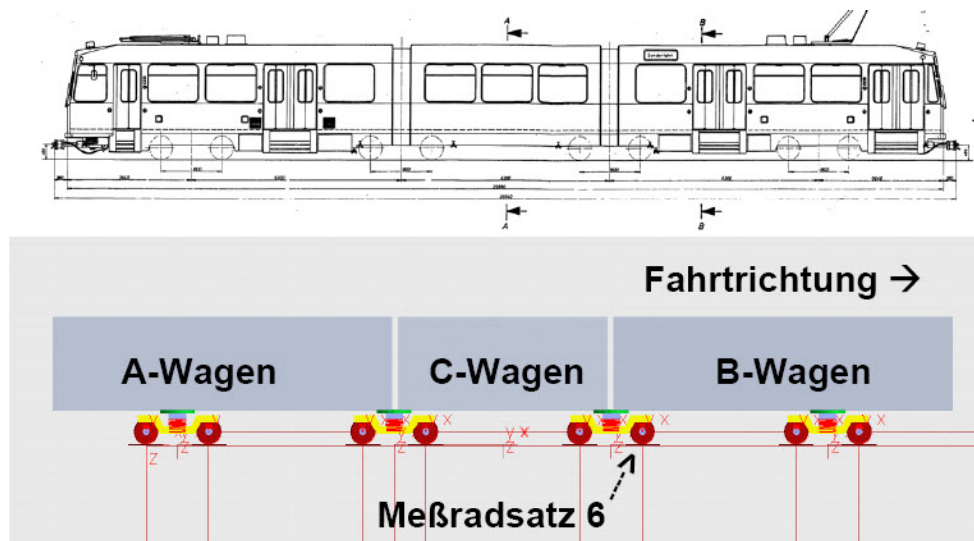


Abbildung 2.27 MKS-Modell des Testfahrzeugs [11]

Abbildung 2.27 zeigt das der Berechnung zugrunde liegende MKS-Modell. In Abbildung 2.28 ist das Messdrehgestell detaillierter zu sehen. Der Fahrweg wurde mit einem Radius von 50 m, einer Überhöhung von 90 mm und ohne Gleislagefehler modelliert [11].

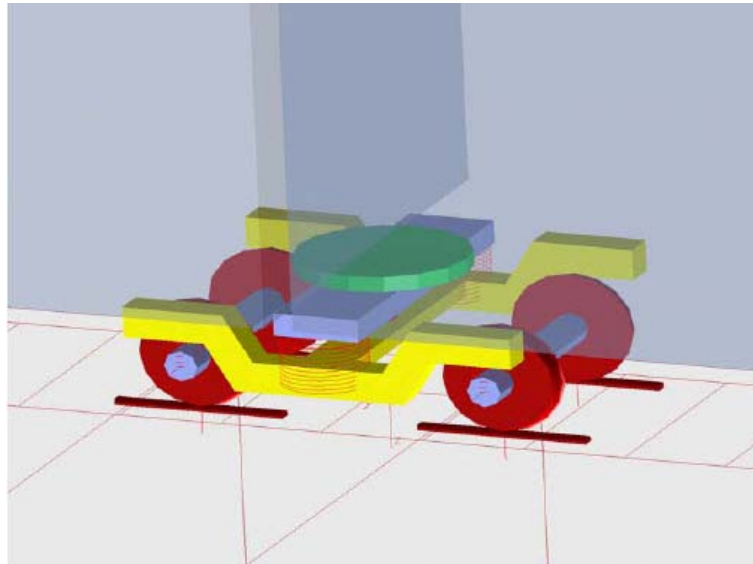


Abbildung 2.28 Detaildarstellung des MKS-Modells des Messdrehgestells [11]

Die Ergebnisse der Berechnung der möglichen Berührungspunkte von Rad und Schiene in Abhängigkeit der Querverschiebung des Radsatzes im Gleis sind in Abbildung 2.29 dargestellt.

Messung von Kurvenquietschen

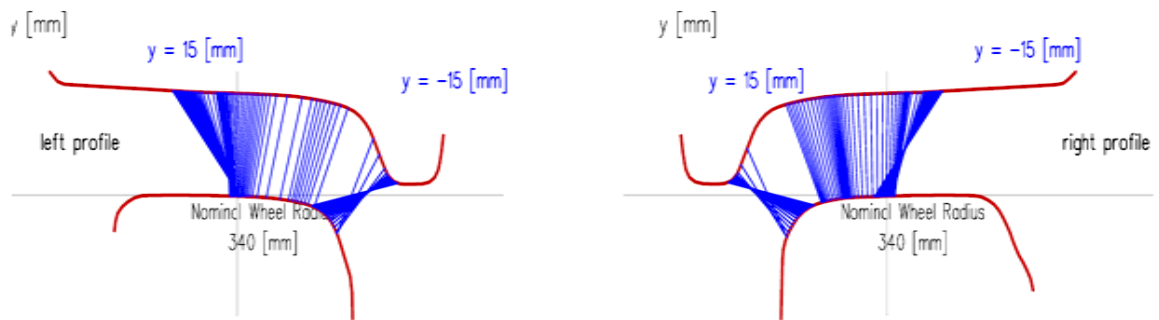


Abbildung 2.29 Mögliche Berührungspunkte in Abhängigkeit der Querverschiebung des Radsatzes im Gleis [11]

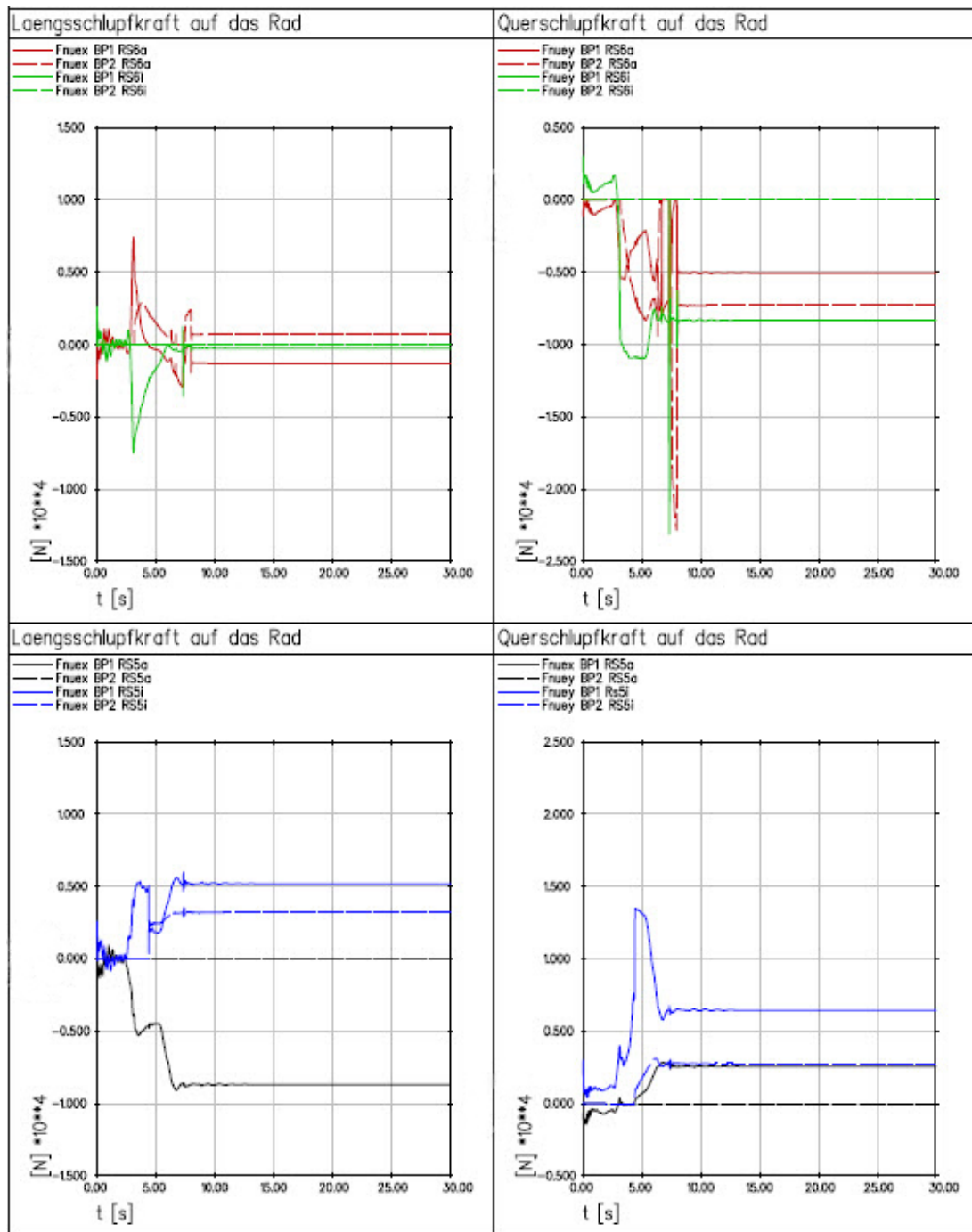


Abbildung 2.30 Ausgewählte MKS-Simulationsergebnisse [11]

Ausgewählte Ergebnisse der MKS-Simulation sind in der Abbildung 2.30 und der Tabelle 2.5 zu finden.

Tabelle 2.5 Ausgewählte MKS-Simulationsergebnisse [11]

	Messradsatz bogenaußen	Messradsatz bogeninnen
Radsatzquerverschiebung	-6,85 mm	
Radsatzwendewinkel	-27,18 mrad (1,56°)	
Berührungspunktquerverschiebung Rad	32,09 mm	5,72 mm
Berührungspunktquerverschiebung Schiene	22,51 mm	0,78 mm
Längsschlupf	9,95 ‰	0,87 ‰
Querschlupf	29,79 ‰	27,17 ‰
Querschlupfkraft	-1,81 kN	8,91 kN

Darüber hinaus wurde eine Parametervariation der Eingangsgrößen Reibwert, Fahrgeschwindigkeit, Steifigkeit der Radsatzführung, der Spurweite und der Rad/Schiene-Profilkombination durchgeführt.

Die Variation des Reibwertes beeinflusste in hohem Maße die Berührungpunktlage und –anzahl sowie das Rad/Schiene-Kraftniveau. Die Fahrgeschwindigkeit zeigte ebenfalls einen deutlichen Einfluss auf das Rad/Schiene-Kraftniveau. Dagegen wirkte sich eine Änderung der Steifigkeit der Radsatzführung oder der Spurweite nur gering aus. Bei Änderung des Profils in theoretische Profile kann sich die Spurführung unter Umständen erheblich ändern [65].

Für eine genaue Berechnung der Rad/Schiene-Kontaktverhältnisse sind vor allem die Messung der Profile, eine möglichst genaue Schätzung des Reibwertes und die Messung der Fahrgeschwindigkeit nötig.

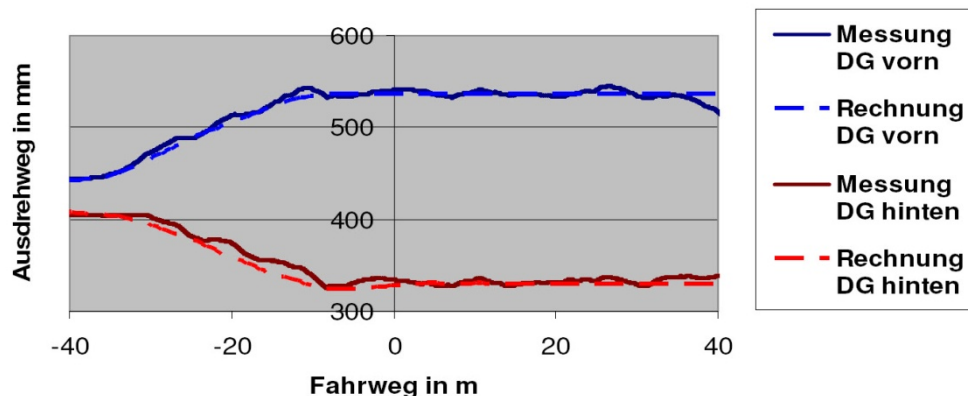


Abbildung 2.31 Vergleich der gemessenen und berechneten Ausdrehwege zwischen den angrenzenden Wagenkästen und des Drehgestells [65]

Der Vergleich der gemessenen Ergebnisse und der berechneten ist in Abbildung 2.31 dargestellt. Die Übereinstimmung der Ergebnisse ist sehr gut.

Die aus der MKS-Simulation berechneten Ergebnisse werden für die in Kapitel 3 durchgeführten Simulationsrechnungen als Eingangsdaten verwendet.

2.5.3 Beschleunigungsergebnisse der Messräder während des Quietschvorgangs

Die Messung der Beschleunigung direkt auf dem Rad ermöglicht die eindeutige Identifizierung des quietschenden Rades des Messradsatzes. Abbildung 2.32 und Abbildung 2.33 zeigen exemplarisch die Schwingschnellen des bogenäußeren Rades am Radkranz in radialer und in axialer Richtung. Im Bereich um die 1.600 Hz ist die Quietschfrequenz ab der 10. Sekunde zu erahnen. Die Pegel unterscheiden sich aber kaum von den umliegenden Frequenzen.

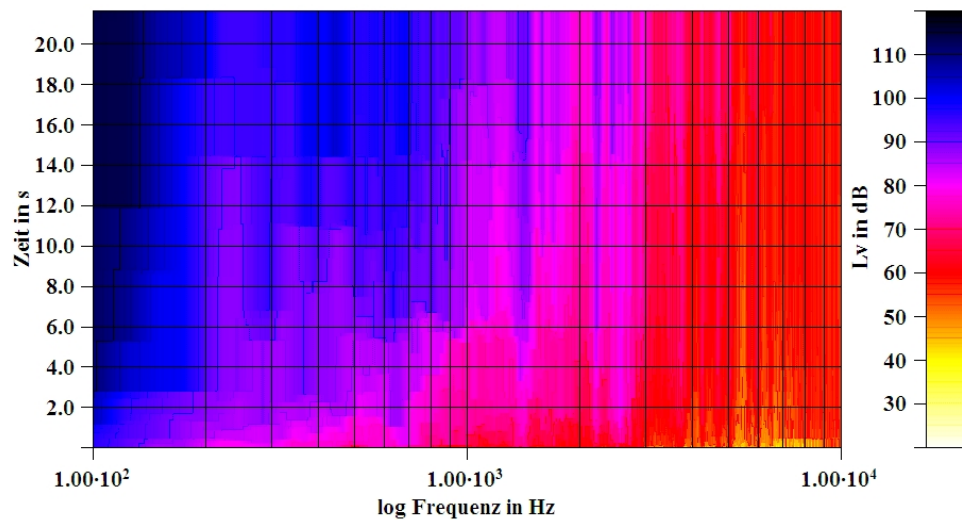


Abbildung 2.32 Farbkarte der Schwingschnelle L_v $re\ 5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$ am bogenäußeren Radkranz in radialer Richtung; Fahrt bei 20 km/h bei Quietschen

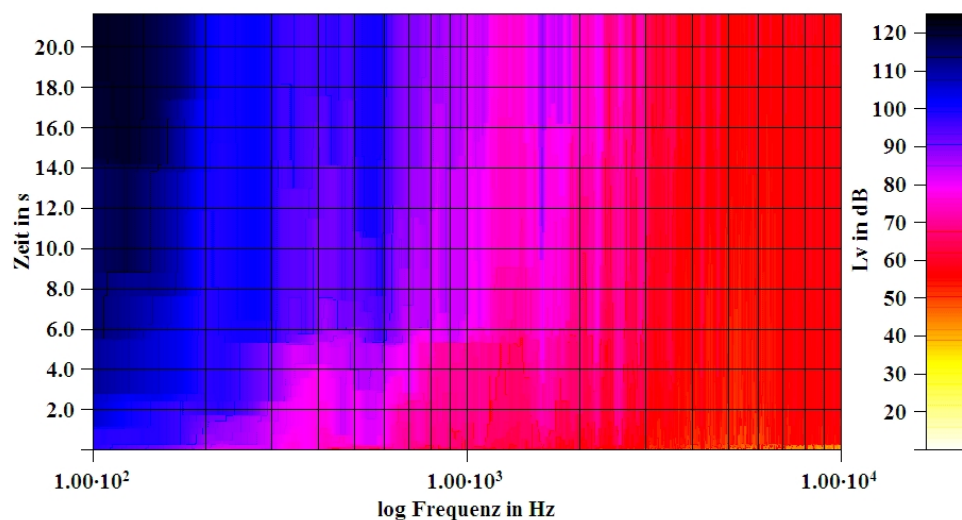


Abbildung 2.33 Farbkarte der Schwingschnelle L_v $re\ 5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$ am bogenäußeren Radkranz in axialer Richtung; Fahrt bei 20 km/h bei Quietschen

Im Vergleich zu Abbildung 2.32 und Abbildung 2.33 sind in Abbildung 2.34 und Abbildung 2.35 die Schwingschnellen der gleichen Aufnehmer am Rad der bogeninneren Seite auf-

geführt. Die hohen Amplituden um die 1.600 Hz der Schienenkopfschnellen in axialer und auch radialer Richtung geben das Quietschen, das deutlich ab der 10. Sekunde zu erkennen ist, grafisch wieder.

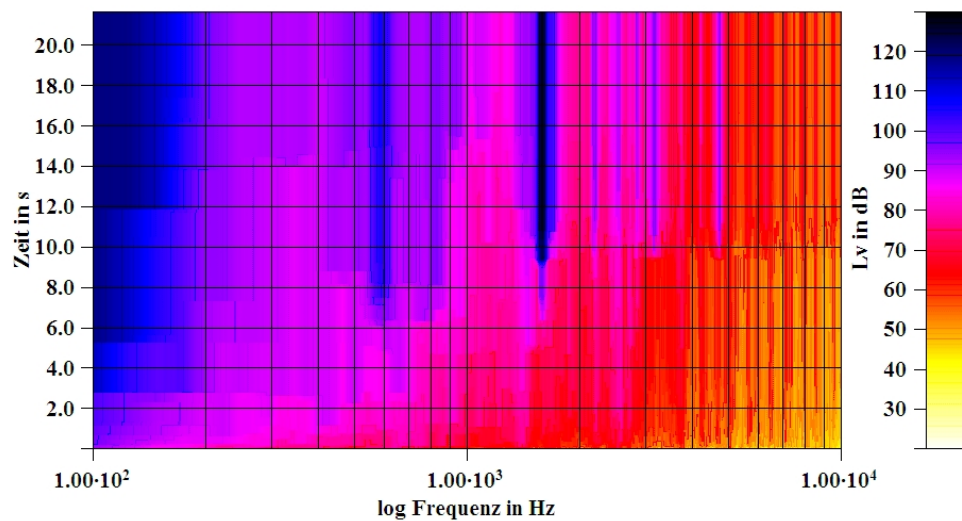


Abbildung 2.34 Farbkarte der Schwingschnelle L_v $re\ 5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$ am bogeninneren Radkranz in radialer Richtung; Fahrt bei 20 km/h bei Quietschen

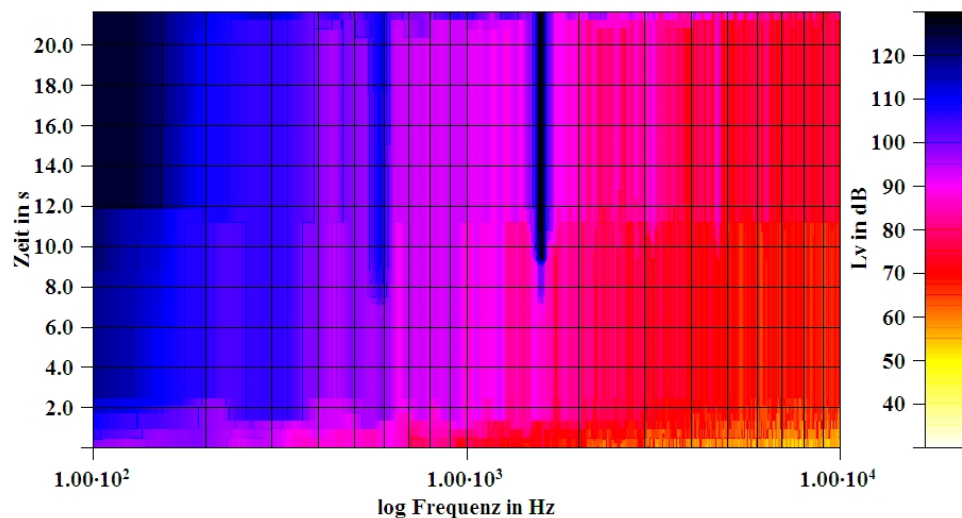


Abbildung 2.35 Farbkarte der Schwingschnelle L_v $re\ 5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$ am bogeninneren Radkranz in axialer Richtung; Fahrt bei 20 km/h bei Quietschen

Einen Vergleich der Amplituden zwischen innerem und äußerem Radkranz lässt Abbildung 2.36 zu: Die Schwingschnellen des Radkranzes in radialer und axialer Richtung des bogeninneren Rades sind in grün und rot gehalten, die des bogenäußeren Rades in gelb und blau. Deutlich stechen die 40 dB höheren Pegel der Quietschfrequenz um die 1.600 Hz des bogeninneren Rades gegenüber des bogenäußeren hervor. Auch die zweite Quietschmode bei etwa 600 Hz ist in dieser Darstellung zu erkennen. Hier ist die Amplitudendifferenz aber weitaus geringer.

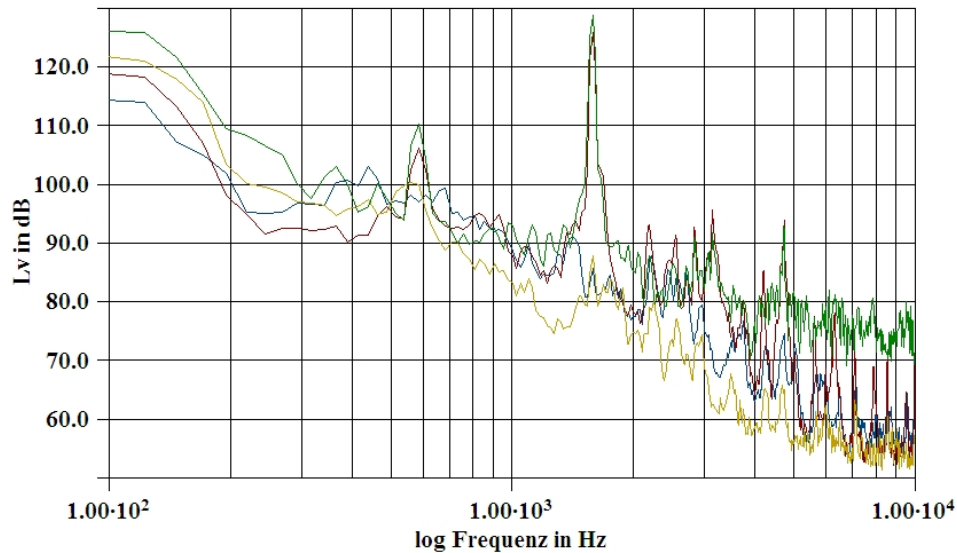


Abbildung 2.36 Körperschallspektren der Schwingungsschnelle L_v $re\ 5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$ an den Rädern des Messradsatzes bei Fahrt durch den Messbogen, zeitlich gemittelt; grün: Schnelle des bogeninneren Radkranzes in axialer Richtung; rot: Schnelle des bogeninneren Radkranzes in radialer Richtung; blau: Schnelle des bogenäußeren Radkranzes in axialer Richtung; gelb: Schnelle des bogenäußeren Radkranzes in radialer Richtung

Es quietscht also reproduzierbar das vordere innere Rad des zweiachsigen Fahrwerks, wobei der Radkranz eine rotatorische Bewegung um eine Kreisachse im Inneren des Rades vollführt. Die hohen Schwingamplituden führen zu erzwungenen Schwingungen im gesamten Fahrwerk und auch im bogenäußeren Rad, deren Amplituden aber wesentlich kleiner sind und nicht zwischen benachbarten Eigenfrequenzen hervorstechen.

Am nachlaufenden Radsatz des zweiachsigen Fahrwerks, der in der Regel einen kleineren Anfahrwinkel als der vordere Radsatz hat, konnte kein Quietschen beobachtet werden.

2.5.4 Rotierende oder stehende Quietschmode?

2.5.4.1 Motivation

Der Anregemechanismus des Quietschens wird in allen Abhandlungen im Rad/Schiene-Kontaktpunkt gesucht. Daher liegt die Vermutung nahe, dass mit der Schwingungsenergieeinleitung in diesem Punkt dieser Punkt auch immer denselben Punkt in der Schwingungs-mode beibehält. Mit anderen Worten: Die Mode steht aus Sicht eines äußeren Betrachters. Wäre dies der Fall, so würden die fest mit dem Rad verbundenen Beschleunigungsaufnehmer die Schwingungs-mode mit höherer Geschwindigkeit abtasten, als dies ein Schwingungssensor machen würde, der immer an demselben Punkt eines äußeren Betrachters messen würde. Somit wäre die Quietschfrequenz mit den Ergebnissen einer Beschleunigungssensormessung an einem festen Punkt des Rades eine von der Geschwindigkeit abhängige Größe.

In [32] präsentiert Hemsworth Ergebnisse aus Beschleunigungsmessungen direkt auf der Radscheibe. Die Messgenauigkeit reicht jedoch nicht aus, um festzustellen, ob die Moden der Eigenfrequenzen des Rades für einen äußeren Betrachter mit dem Rad rotieren oder stehen.

Thompson beschreibt in [82] die mathematische Erweiterung seines Modells, welches für nicht rotierende Räder in [81] beschrieben ist, für rotierende Räder. Er geht von zwei entgegelaufenden Wellen einer Eigenfrequenz aus, die im Allgemeinen zu unterschiedlichen Zeitpunkten von unterschiedlichen Schienenrauheiten angeregt wurden. Diese inkohärenten Wellen bewirken in seinen Berechnungen eine Frequenzaufspaltung in einen höheren und einen tieferen Anteil. Aus diesen Ergebnissen schließt er, dass eine Fixierung einer Mode im Rad/Schiene-Kontaktpunkt unwahrscheinlich ist. Bestätigt fühlt er sich durch die Beobachtungen von [31], die aufgrund einer ungeraden Knotenlinienanzahl pro Raddrehung stehende Moden unwahrscheinlich machen.

Feldmann hingegen führt in [18] Messungen an einem Rad/Schiene-Modell im Maßstab 1:4 aus. Ein Beispiel einer Radresonanzfrequenz bei etwa 3.400 Hz, die er sowohl mithilfe eines mitrotierenden Beschleunigungsaufnehmers, als auch mit einem mitgeführten Laser-Doppler-Vibrometer, im Bezug auf das Rad also stehend, bestimmt hat, zeigt im Plot des Beschleunigungsaufnehmers eine Frequenzaufspaltung, während das Laser-Doppler-Vibrometer einen einzelnen Peak zeigt. Damit sollte die Schwingungsform dieser Radeigenfrequenz für einen äußeren Beobachter stehen.

2.5.4.2 Messergebnisse

Aufgrund der hohen Frequenz des Quietschens von etwa 1.600 Hz im Vergleich zu der sehr niedrigen Drehfrequenz der Räder von 1-4 Hz im Bereich von 10-30 km/h wäre die etwas erhöht gemessene Quietschfrequenz bei einer normalen FFT kaum bemerkbar oder würde gar ganz in der Messungenauigkeit verschwinden [38]. In Tabelle 2.6 wird daher mit sehr hohen Linienanzahlen (von 32.768 bis zu 131.072 Linien) gearbeitet, um eine hohe Frequenzauflösung zu erreichen. Die unterschiedliche Linienzahl trägt der unterschiedlichen Dauer des zusammenhängenden Quietschereignisses Rechnung und wurde für jede Messung angepasst.

Die Unterteilung der Tabelle erfolgt in Bereich, Geschwindigkeiten, Auswertefrequenzen und Messpunkte. Die Bereiche 1-3 betiteln drei Bereiche im Bogen, in denen jeweils das Quietschen zu beobachten ist. Zwischen diesen Bereichen nimmt die Amplitude in allen Messungen mit Quietschen kurzzeitig ab, ohne dass der Bogenbereich verlassen wurde. Bereich 4 und 5 werten das Signal mit einer noch höheren Anzahl von Linien für die FFT aus.

Spaltenweise wird die Geschwindigkeit unterschieden, wobei, da die Strecke in der hier ausgewerteten Richtung leicht abschüssig ist, die Geschwindigkeit bei den Spalten 10 und 20 km/h zum Ende des Bogens zunimmt und somit meist mit höherer Geschwindigkeit gefahren wurde als vorher vereinbart. Dies macht sich in den unterschiedlichen Frequenzen in den unterschiedlichen Bereichen bemerkbar. In den Unterspalten gibt „radialMaxRot“ die gemessene Rotationsfrequenz und damit indirekt die momentane Geschwindigkeit und die, bei einer für einen äußeren Beobachter stehenden Mode, Frequenzdifferenz zur eigentlichen Quietschfrequenz an. In der letzten Zeile ist der Sollwert dieser Frequenz bei einer konstanten Geschwindigkeit von 10, 20 oder 30 km/h angegeben. „radialMaxQ“ und „axialMaxQ“ geben

die Quietschfrequenzen im betreffenden Bereich und bei der angegebenen Sollgeschwindigkeit an.

Mit „MW“ wird jeweils eine Art von Mittelwert bezeichnet, wobei „MW“ einfach den arithmetischen Mittelwert über alle Zeilen bildet, „MW_1“ nur den arithmetischen Mittelwert über die Bereiche 1 und „MW_5“ jeweils den arithmetischen Mittelwert über die Bereiche 5.

Tabelle 2.6 Vergleich der Quietschfrequenz in Abhängigkeit von Geschwindigkeit und Ort. Die Bereiche 1 bis 3 schließen sich im Bogen einander an. Bereich 4 wählt eine doppelt so hohe Linienanzahl der FFT-Auswertung und beginnt wie Bereich 1. Bereich 5 wählt eine dreifach so hohe Linienanzahl der FFT-Auswertung und beginnt wie Bereich 1. Frequenzauflösung: Bereich 1-3: 0,79 Hz; Bereich 4: 0,4 Hz; Bereich 5: 0,3 Hz. *MW: Mittelwert.

	etwa 10 km/h			etwa 20 km/h			etwa 30 km/h		
	radialMaxRot	radialMaxQ	axialMaxQ	radialMaxRot	radialMaxQ	axialMaxQ	radialMaxRot	radialMaxQ	axialMaxQ
Bereich 1	1,53 Hz	1583 Hz	1583 Hz	3,05 Hz	1584 Hz	1584 Hz	3,82 Hz	1583 Hz	1583 Hz
Bereich 2	1,53 Hz	1584 Hz	1584 Hz	3,05 Hz	1585 Hz	1585 Hz	3,82 Hz	1584 Hz	1584 Hz
Bereich 3	2,29 Hz	1583 Hz	1583 Hz	3,05 Hz	1584 Hz	1584 Hz	3,82 Hz	1583 Hz	1583 Hz
Bereich 4	1,53 Hz	1583 Hz	1583 Hz	2,67 Hz	1584 Hz	1584 Hz	3,82 Hz	1584 Hz	1583 Hz
Bereich 5	1,78 Hz	1583 Hz	1583 Hz	2,80 Hz	1585 Hz	1585 Hz	3,82 Hz	1584 Hz	1584 Hz
Bereich 1	1,53 Hz	1582 Hz	1582 Hz	2,29 Hz	1582 Hz	1582 Hz	3,82 Hz	1584 Hz	1584 Hz
Bereich 2	1,53 Hz	1583 Hz	1583 Hz	2,29 Hz	1584 Hz	1584 Hz	3,82 Hz	1584 Hz	1584 Hz
Bereich 3	2,29 Hz	1583 Hz	1583 Hz	3,05 Hz	1583 Hz	1583 Hz	3,82 Hz	1584 Hz	1584 Hz
Bereich 4	1,53 Hz	1582 Hz	1582 Hz	2,67 Hz	1583 Hz	1583 Hz	3,82 Hz	1583 Hz	1583 Hz
Bereich 5	1,53 Hz	1583 Hz	1582 Hz	2,54 Hz	1583 Hz	1583 Hz	3,82 Hz	1584 Hz	1583 Hz
Bereich 1	1,53 Hz	1585 Hz	1585 Hz	3,05 Hz	1585 Hz	1585 Hz	3,82 Hz	1585 Hz	1585 Hz
Bereich 2	1,53 Hz	1585 Hz	1585 Hz	3,05 Hz	1585 Hz	1585 Hz	3,82 Hz	1585 Hz	1585 Hz
Bereich 3	2,29 Hz	1584 Hz	1584 Hz	3,05 Hz	1585 Hz	1585 Hz	3,82 Hz	1585 Hz	1585 Hz
Bereich 4	1,53 Hz	1584 Hz	1584 Hz	2,67 Hz	1585 Hz	1585 Hz	3,82 Hz	1585 Hz	1583 Hz
Bereich 5	1,78 Hz	1585 Hz	1585 Hz	2,80 Hz	1585 Hz	1585 Hz	3,82 Hz	1585 Hz	1585 Hz
Bereich 1	1,53 Hz	1585 Hz	1585 Hz	2,29 Hz	1583 Hz	1583 Hz	3,82 Hz	1584 Hz	1584 Hz
Bereich 2	2,29 Hz	1586 Hz	1586 Hz	3,05 Hz	1584 Hz	1584 Hz	3,82 Hz	1585 Hz	1585 Hz
Bereich 3	2,29 Hz	1585 Hz	1585 Hz	3,05 Hz	1583 Hz	1583 Hz	3,82 Hz	1584 Hz	1584 Hz
Bereich 4	1,91 Hz	1585 Hz	1585 Hz	2,67 Hz	1583 Hz	1583 Hz	3,82 Hz	1583 Hz	1583 Hz
Bereich 5	2,04 Hz	1586 Hz	1586 Hz	2,54 Hz	1583 Hz	1583 Hz	3,82 Hz	1584 Hz	1583 Hz
MW*	1,79 Hz	1583,95 Hz	1583,9 Hz	2,78 Hz	1583,9 Hz	1583,9 Hz	3,82 Hz	1584,1 Hz	1583,9 Hz
MW*_1	1,53 Hz	1583,75 Hz	1583,8 Hz	2,67 Hz	1583,5 Hz	1583,5 Hz	3,82 Hz	1584 Hz	1584 Hz
MW*_5	1,78 Hz	1584,25 Hz	1584 Hz	2,67 Hz	1584 Hz	1584 Hz	3,82 Hz	1584,25 Hz	1583,75
Sollwert	1,30 Hz			2,60 Hz			3,90 Hz		

In der Regel sind die Rotationsfrequenzen bei den Geschwindigkeiten 10 und 20 km/h höher als der Sollwert. Vergleicht man die Momentangeschwindigkeiten der betreffenden Messungen, so sind die Werte aber plausibel. Die 30-km/h-Marke konnte vom Fahrzeug kaum überschritten werden. Hier wurde der Sollwert meist nicht ganz erreicht, dafür wurde immer die gleiche maximale Geschwindigkeit erreicht, was sich in absolut reproduzierbaren Rotationsfrequenzen widerspiegelt.

Die Quietschfrequenzen der einzelnen Messungen scheinen identisch und damit unabhängig von der Geschwindigkeit. Dies bestätigen alle drei Mittelwerte.

Es gibt zu jeder Messung zugehörige Luftschallmessungen: einmal mitgeführte und einmal ortsfeste. Auch hier wurden die Frequenzen so genau wie möglich untersucht.

Ortsfest ist dies aber nur begrenzt möglich: Die Pegel des Quietschens sind natürlich in dem Moment am höchsten, wenn das quietschende Rad den Mikrofonquerschnitt passiert. Aufgrund des Dopplereffektes verschmiert hier aber die reale Frequenz durch eine FFT, die bedingt durch die Fensterbreite eine zeitliche Ausdehnung erfordert. Die Frequenzauflösung steigt mit der Fensterbreite und damit mit der ausgewerteten Zeit. Eine längere Auswertezeit beinhaltet aufgrund des Dopplereffektes aber eine wandernde Frequenzspitze. Wählt man einen späteren oder früheren Zeitpunkt der Frequenzauswertung, spielen die Geräusche des Spurkranzanlaufs und das Rollgeräusch schnell eine größere Rolle. Die Identifizierung einer hohen tonalen Komponente im Geräusch ist immer noch leicht möglich, siehe 2.5.6, jedoch ist eine genaue Bestimmung der Quietschfrequenz nicht mehr möglich. Also muss mit engen Zeitfenstern gearbeitet werden, die wiederum keine hohe Frequenzauflösung zulassen. Als Resultat erhält man die in Tabelle 2.7 stehenden Frequenzen.

Tabelle 2.7 Mittelwerte der Ergebnisse der Quietschfrequenzen bei unterschiedlichen Sollgeschwindigkeiten über mehrere ortsfeste Luftschallmessungen in 1,5 m Entfernung und 0,3 m Höhe

Geschwindigkeit	10 km/h	20 km/h	30 km/h
Quietschfrequenz	1.579 Hz	1.575 Hz	1.569 Hz

Für die mitgeführte Messung der Luftschallpegel konnte die Fensterbreite der FFT geeignet gewählt werden. Somit sind genauere Ergebnisse als bei der ortsfesten Messung möglich (siehe Tabelle 2.8, in der ausgewählte Ergebnisse zu finden sind). In der Regel ist das Fahrzeug im Bereich 1 am langsamsten, während es in Bereich 3 am schnellsten ist. Vor diesem Hintergrund scheint die Quietschfrequenz für ein mitgeführtes Mikrofon geschwindigkeitsabhängig: Mit höherer Geschwindigkeit nimmt die beobachtete Quietschfrequenz ab.

Tabelle 2.8 Ausgewählte Ergebnisse der mitgeführten Luftschallmessung mit dem Ziel einer möglichst genauen Quietschfrequenzangabe. Bei den Bereichen 1-3 handelt es sich um verschiedene Bereiche im Bogen; die Geschwindigkeiten sind die vorgegebenen Sollgeschwindigkeiten; Mikro1 wurde an der Außenseite des Bogens mitgeführt, Mikro2 innen.

		10 km/h	20 km/h	30 km/h
Mikro1	Bereich 1	1.578,98 Hz	1.575,93 Hz	1.572,27 Hz
Mikro2		1.578,98 Hz	1.575,32 Hz	1.572,27 Hz
Mikro1	Bereich 2	1.578,37 Hz	1.575,93 Hz	1.572,27 Hz
Mikro2		1.578,37 Hz	1.576,54 Hz	1.572,27 Hz
Mikro1	Bereich 3	1.575,93 Hz	1.574,71 Hz	1.571,04 Hz
Mikro2		1.575,93 Hz	1.574,71 Hz	1.571,04 Hz

Während der Messkampagne wurden auch beschleunigte Messungen durchgeführt. Für eine Fahrt, bei der bei einer Geschwindigkeit von 14 km/h Quietschen einsetzte (Bogeneinfahrt)

und bei 28 km/h aufhörte (Bogenausfahrt), ist eine Farbkarte in Abbildung 2.37 dargestellt. Deutlich ist die stetige Abnahme der Frequenz von anfangs etwa 1.578 Hz auf 1.572 Hz zu erkennen.

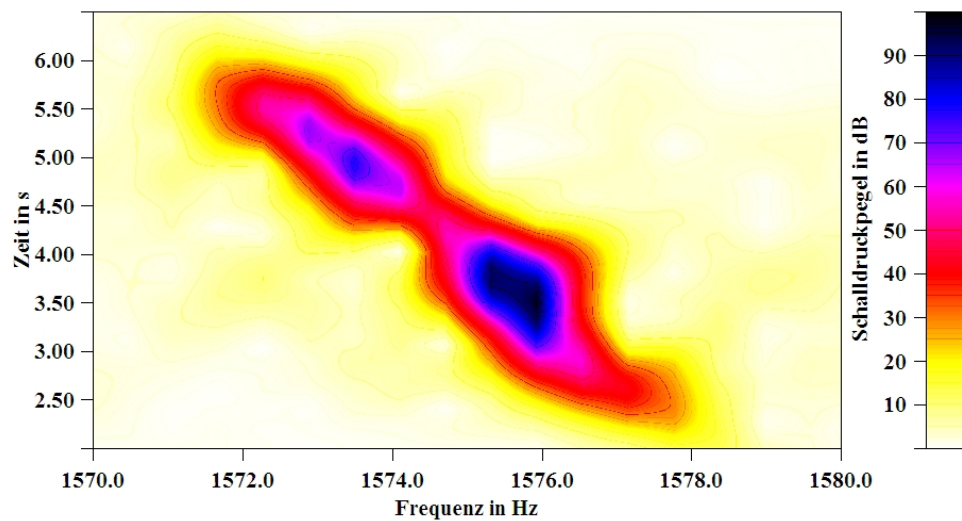


Abbildung 2.37 Mitgeführte Luftschallmessung einer beschleunigten Messfahrt mit Quietschen; Einsetzen des Quietschens bei etwa 14km/h, Endgeschwindigkeit bei etwa 28km/h; etwa lineare Geschwindigkeitszunahme

Abschließend interessiert nun zudem, welche Frequenzen in der Schiene beobachtet werden können (vergleiche hierzu Tabelle 2.9). Die Ergebnisse entsprechen sehr genau den Ergebnissen der mitgeführten Mikrofonmessung. Auch hier kann eine Geschwindigkeitsabhängigkeit beobachtet werden.

Tabelle 2.9 Körperschallergebnisse der Quietschfrequenzen bei unterschiedlichen Sollgeschwindigkeiten aus Beschleunigungsmessungen in vertikaler und lateraler Richtung am Schienenkopf

Geschwindigkeit	10 km/h	20 km/h	30 km/h
Quietschfrequenz	1.578 Hz	1.576 Hz	1.572 Hz

2.5.4.3 Theoretische Überlegungen

Bei der Erfassung des Luftschalls, des während der Fahrt rotierenden Rades mithilfe eines mitgeführten Mikrofons, findet ein Übergang von einer rotierenden schwingenden Struktur auf eine ortsfeste Signalerfassung statt. Diese radgeschwindigkeitsabhängige Koordinatentransformation wirkt sich in der Aufnahme des Luftschalls wie eine Amplitudenmodulation ([6], [41] und [50]) aus.

Für eine eindimensionale Schwingung entlang einer Koordinatenachse wird in [6] ein gut beschriebener Einstieg in die Thematik gegeben. Jedoch fehlt die Berücksichtigung der Anzahl der Knotenlinien der betrachteten Mode. Auch der hier beschriebene zweidimensionale Fall wird in gleicher Weise betrachtet, wie dies in [6] geschieht, jedoch wird in der vorliegenden Arbeit auch der Einfluss verschiedener Moden berücksichtigt.

In Abbildung 2.38 ist dargestellt, wie sich eine beliebige zweidimensionale Schwingung $s'(t)$ in einem mitrotierenden Koordinatensystem aus den Komponenten $s_{y'}(t)$ und $s_{z'}(t)$ zusammensetzt. Beide Schwingungen in den Koordinatenrichtungen haben dabei die gleiche Eigenfrequenz ω_0 und eine durch die Schwingung $s'(t)$ vorgegebene Phasendifferenz $\Delta\varphi$.

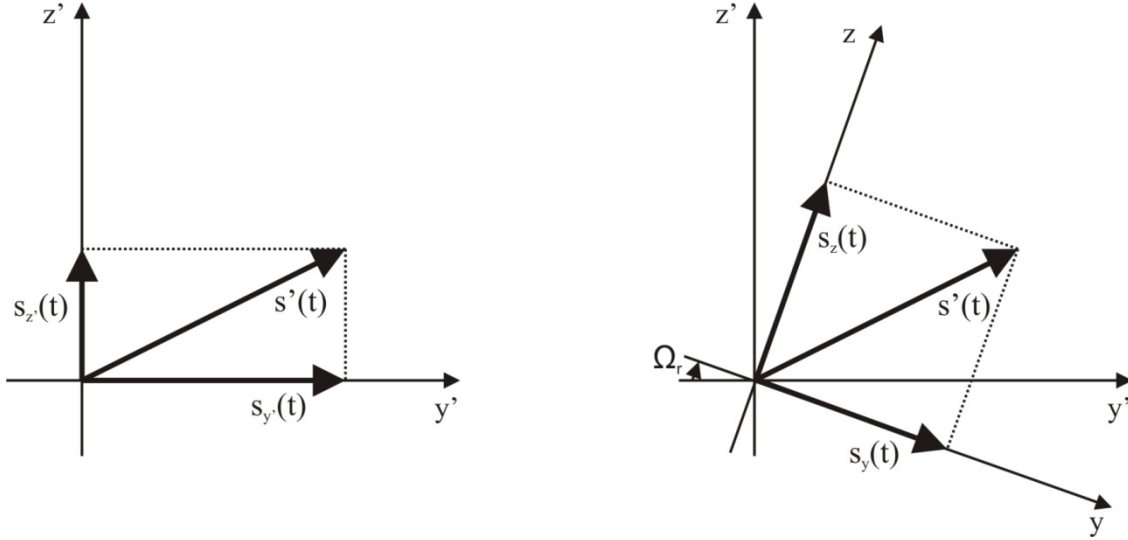


Abbildung 2.38 Koordinatentransformation von einem mitrotierenden (y', z') in ein ortsfestes (y, z) System

Im mitrotierenden Koordinatensystem werden die Verschiebungen in die beiden Raumrichtungen durch die Gleichungen (2.1) und (2.2) beschrieben.

$$s_{y'}(t) = \hat{s}_{y'} \cdot \sin(\omega_0 t) \quad (2.1)$$

$$s_{z'}(t) = \hat{s}_{z'} \cdot \sin(\omega_0 t + \Delta\varphi) \quad (2.2)$$

Für das ortsfeste Koordinatensystem ergeben sich somit nach der Koordinatentransformation die folgenden Zusammenhänge, wobei n die Anzahl der Knotendurchmesser angibt:

$$s_y = \hat{s}_{y'} \cdot \sin(\omega_0 t) \cdot \cos(n\Omega_r t) + \hat{s}_{z'} \cdot \sin(\omega_0 t + \Delta\varphi) \cdot \sin(n\Omega_r t) \quad (2.3)$$

$$s_z = -\hat{s}_{y'} \cdot \sin(\omega_0 t) \cdot \sin(n\Omega_r t) + \hat{s}_{z'} \cdot \sin(\omega_0 t + \Delta\varphi) \cdot \cos(n\Omega_r t). \quad (2.4)$$

Im Folgenden wird nur die y -Richtung betrachtet. Die Berechnungen für die z -Richtung sind analog durchzuführen.

$$s_y = \frac{\hat{s}_{y'}}{2} \cdot (\sin(\omega_0 t - n\Omega_r t) + \sin(\omega_0 t + n\Omega_r t)) \quad (2.5)$$

$$+ \frac{\hat{s}_{z'}}{2} (\cos(\omega_0 t + \Delta\varphi - n\Omega_r t) - \cos(\omega_0 t + \Delta\varphi + n\Omega_r t))$$

$$s_y = \frac{\hat{s}_{y'}}{2} \cdot (\sin(\omega_0 t - n\Omega_r t) + \sin(\omega_0 t + n\Omega_r t)) \quad (2.6)$$

$$+ \frac{\hat{s}_{z'}}{2} (\sin(\omega_0 t - n\Omega_r t + \Delta\varphi + \frac{\pi}{2}) - \sin(\omega_0 t + n\Omega_r t + \Delta\varphi + \frac{\pi}{2}))$$

Durch weitere Umformungen ergibt sich:

$$s_y = \frac{\hat{s}_{y'}}{2} \cdot \sin((\omega_0 - n\Omega_r)t) + \frac{\hat{s}_{z'}}{2} \cdot \sin\left((\omega_0 - n\Omega_r)t + \Delta\varphi + \frac{\pi}{2}\right) + \frac{\hat{s}_{y'}}{2} (\sin((\omega_0 - n\Omega_r)t) - \frac{\hat{s}_{z'}}{2} \cdot \sin\left((\omega_0 + n\Omega_r)t + \Delta\varphi + \frac{\pi}{2}\right) \quad (2.7)$$

Die Gleichung (2.7) beschreibt den allgemeinen Fall, der mit der Phasendifferenz $\Delta\varphi$ eine Aufteilung auf eine obere Seitenfrequenz mit $\omega_0 + n\Omega_r$ und eine untere Seitenfrequenz mit $\omega_0 - n\Omega_r$ beschreibt, vergleiche Abbildung 2.39.

In [6] werden einige Sonderfälle diskutiert. In dem hier vorliegenden Fall interessieren die Fälle, in denen $\Delta\varphi = \pm \frac{\pi}{2}$ ist. Im Fall $\Delta\varphi = \frac{\pi}{2}$ stimmt der Drehsinn der Schwingungsform mit dem Drehsinn des rotierenden Koordinatensystems überein, im Fall $\Delta\varphi = -\frac{\pi}{2}$ drehen Schwingungsform und rotierendes Koordinatensystem gegenläufig.

Mit der Betrachtung des Sonderfalls $\hat{s}_{y'} = \hat{s}_{z'} = \hat{s}$ und $\Delta\varphi = \pm \frac{\pi}{2}$ vereinfacht sich (2.7) zu

$$s_y = \hat{s} \cdot \sin((\omega_0 \pm n\Omega_r)t). \quad (2.8)$$

Bei translatorischen Bewegungen ist dieses Phänomen als Dopplereffekt bekannt, je nach Drehsinn der Schwingungsform steigt und sinkt die im ortsfesten Koordinatensystem beobachtete Frequenz in Abhängigkeit der rotierenden Geschwindigkeit und ein Verlauf wie in Abbildung 2.37 wird sichtbar.

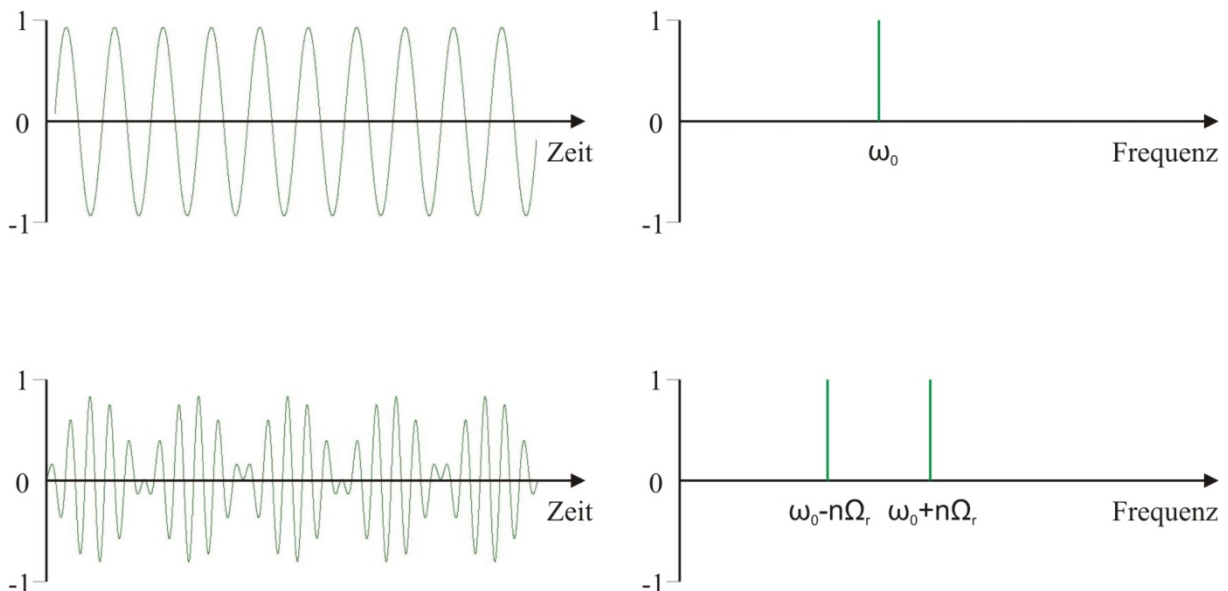


Abbildung 2.39 oben links: Eigenschwingung im mitrotierenden Koordinatensystem im Zeitbereich; oben rechts: Eigenschwingung im mitrotierenden Koordinatensystem im Frequenzbereich; unten links: Modulierte Schwingung im ortsfesten Koordinatensystem im Zeitbereich; unten rechts: Modulierte Schwingung im raumfesten Koordinatensystem im Frequenzbereich

Die hier aufgezeigten Eigenschaften der Modulation gelten ebenso für den Übergang von Schwingungen vom ortsfesten auf das rotierende Koordinatensystem.

2.5.4.4 Fazit

Die Schwingungsform der Quietschfrequenz hat drei Knotenlinien. Die Ergebnisfrequenzen der Beschleunigungsmessungen auf dem Rad zeigen eine konstante Frequenz im Bereich um die 1.584 Hz. Diese stimmt in der Höhe und in der Schwingungsform mit den Ergebnissen der vorab getätigten Akzeleranzmessungen überein, vergleiche hierzu 2.3.4.

Auf der anderen Seite findet sich in der mitgeführten Luftschallmessung als auch in der ortsfesten Luftschallmessung eine geschwindigkeitsabhängige Quietschfrequenz, die mit steigender Geschwindigkeit abnimmt.

Die Berechnung der Frequenzaufspaltung nach 2.5.4.3 ergibt für die verschiedenen gemessenen Geschwindigkeiten eine Frequenzdifferenz im Luftschall zur eigentlichen Quietschfrequenz von:

Tabelle 2.10 Berechnete Frequenzdifferenz zwischen Luftschallmessung und Körperschallmessung aufgrund der Amplitudenmodulation, die durch die Rotation des Rades zu beobachten ist

Geschwindigkeit	10 km/h	20 km/h	30 km/h
Frequenzdifferenz	3,9 Hz	7,8 Hz	11,7 Hz

Der Vergleich dieser Frequenzdifferenzen mit den gemessenen Signalen vor dem Hintergrund einer in der Messung nicht konstant zu haltenden Geschwindigkeit und der allgemeinen Messungenauigkeit zeigt eine sehr hohe Übereinstimmung mit der hier angestellten theoretischen Betrachtung.

Damit ist deutlich, dass die Schwingungsform der Quietschfrequenz mit der Geschwindigkeit des Rades mitrotiert und nicht, wie in der Regel vermutet, für einen äußeren Beobachter steht.

Eine äußere Erfassung der Amplitude einer mit dem Rad rotierenden Schwingungsform ergibt also eine Art Mittelung des Schwingungssignals. Anders sieht es für den mitrotierenden Beschleunigungssensor aus: Dieser erfasst unter Umständen immer den gleichen Punkt in der Schwingungsform, der im Zweifel auf einer Knotenlinie liegen kann. In jedem Fall muss von einer unzureichenden Amplitudenbestimmung ausgegangen werden.

Bemerkung: Genauso wie auf der Radoberfläche applizierte Beschleunigungsaufnehmer drehen auch Radschallabsorber mit dem Rad mit. Die Radschwingungsformen werden sich demnach bei mit dem Rad rotierenden Schwingungsformen so ausrichten, dass ein Minimum an Energie in den Radschallabsorber geleitet wird.

2.5.5 Beschleunigungsergebnisse der Schienenmessungen während des Quietschvorgangs

An der bogenäußeren Schiene dominiert der Spurkranzanlauf des vorderen Rades im zwei-achsigen Fahrwerk die Schwingungsantwort der Schiene. In Abbildung 2.40 und Abbildung 2.41 sind die Amplituden der Schwingungen der bogeninneren Schiene über der Frequenz aufgetragen zu finden. Wie beim Rad ist auch hier eine Kombination aus vertikaler und lateraler Schwingung des Schienenkopfes zu erkennen.

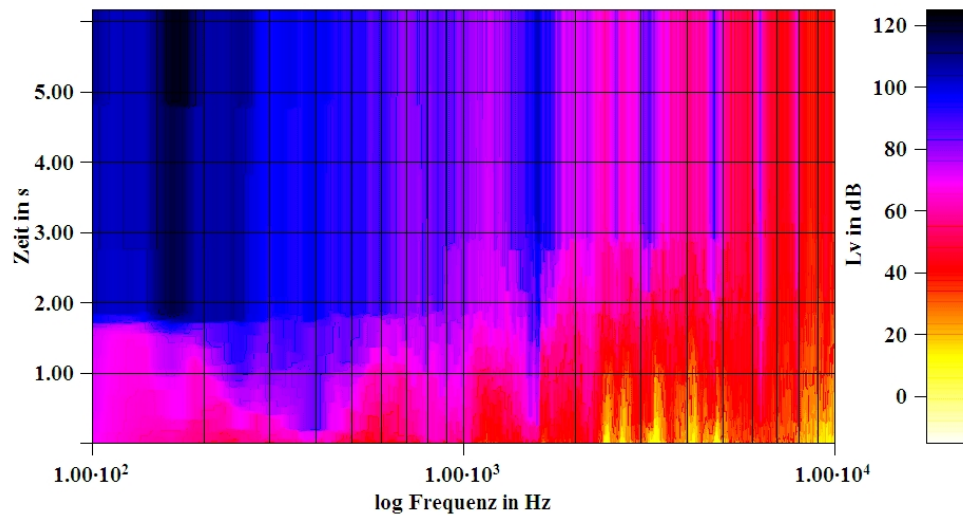


Abbildung 2.40 Farbkarte der Schwingschnelle L_v $re\ 5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$ am bogeninneren Schienenkopf in lateraler Richtung; Fahrt bei 20 km/h bei Quietschen

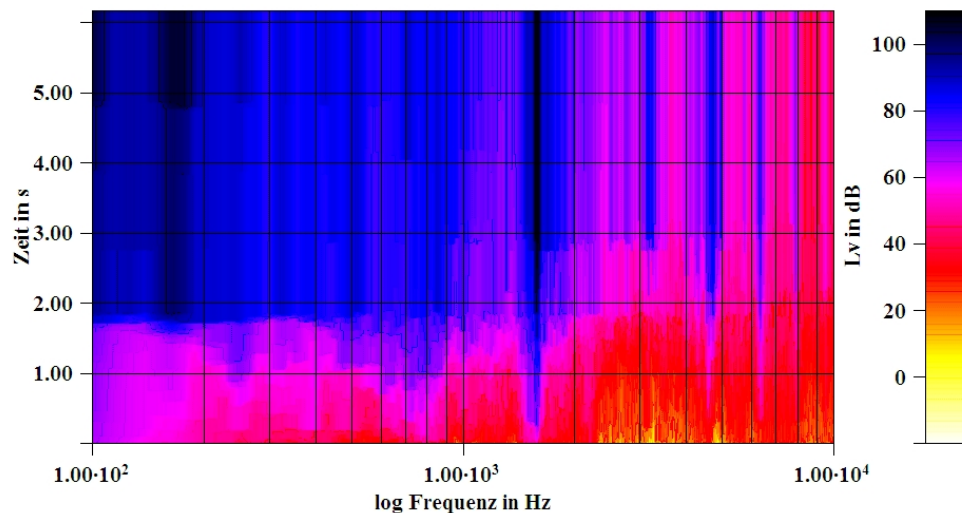


Abbildung 2.41 Farbkarte der Schwingschnelle L_v $re\ 5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$ am bogeninneren Schienenkopf in vertikaler Richtung; Fahrt bei 20 km/h bei Quietschen

Abbildung 2.42 zeigt die beiden Spektren der Farbkarten in einem Diagramm. Die vertikale Schwingrichtung dominiert die Bewegung der Schiene, obwohl auch die Bewegung in lateraler Richtung eine Amplitude in der gleichen Größenordnung zeigt. Im Anhang in Abbildung 7.4 bis Abbildung 7.12 sind exemplarisch die Schwingschnellen aller Aufnehmer

an der bogeninneren Schiene aufgeführt. Die hohen Amplituden in vertikaler Richtung sind sowohl in Schwellenfachmitte als auch direkt über der Schwelle an allen Messpunkten zu beobachten und liegen im gleichen Größenbereich. Laterale Bewegungen hingegen werden in erster Linie vom Schienenkopf ausgeführt. Zum Schienenfuß hin nimmt diese Bewegung ab.

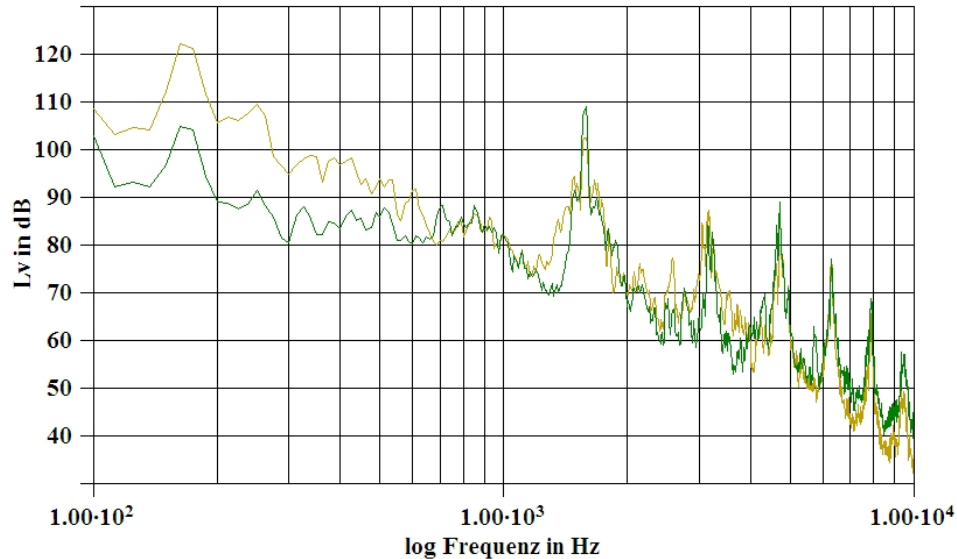


Abbildung 2.42 Körperschallspektren der Schwingschnelle $L_v \text{ re } 5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$ an der bogeninneren Schiene; gelb: Schnelle des Schienenkopfes in lateraler Richtung; grün: Schnelle des Schienenkopfes in vertikaler Richtung

2.5.6 Mikrofonergebnisse – Ortsfest und mitgeführt

Die folgenden beiden Farbkarten (Abbildung 2.43 und Abbildung 2.44) zeigen die Schalldruckpegel, die mitgeführt, direkt vor dem bogeninneren und dem bogenäußeren vorlaufenden Rad im zweiachsigen Fahrwerk, während eines Quietschvorgangs aufgenommen wurden. Dabei setzt der Pegel vor dem bogeninneren Rad etwas früher ein und auch der Pegel ist geringfügig höher, dies ist bei einer Distanzdifferenz von einem Meter zwischen Quelle und den beiden Mikrofonen nicht anders zu erwarten.

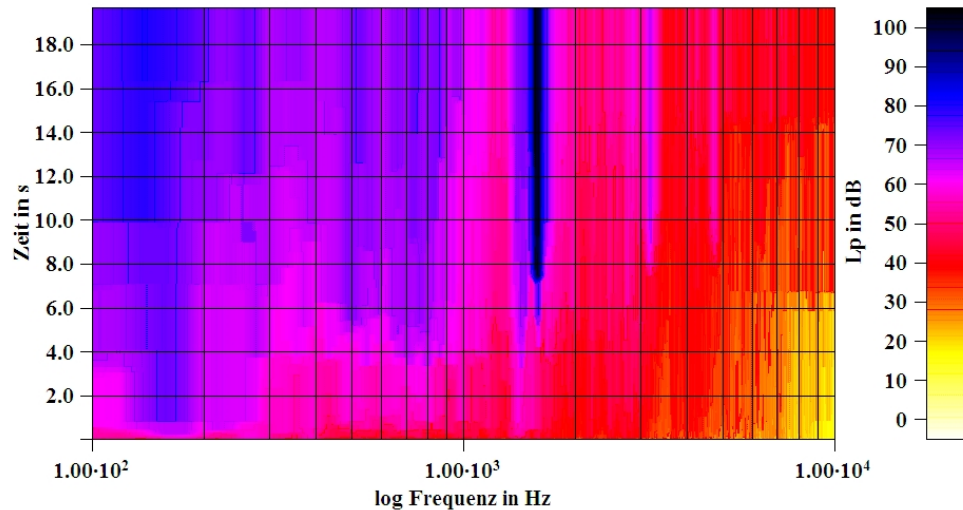


Abbildung 2.43 Farbkarte des Schalldruckpegels L_p re $2 \cdot 10^{-5} \frac{N}{m^2}$ am Messpunkt vor dem bogenäußeren Rad, Fahrt bei 20 km/h bei Quietschen

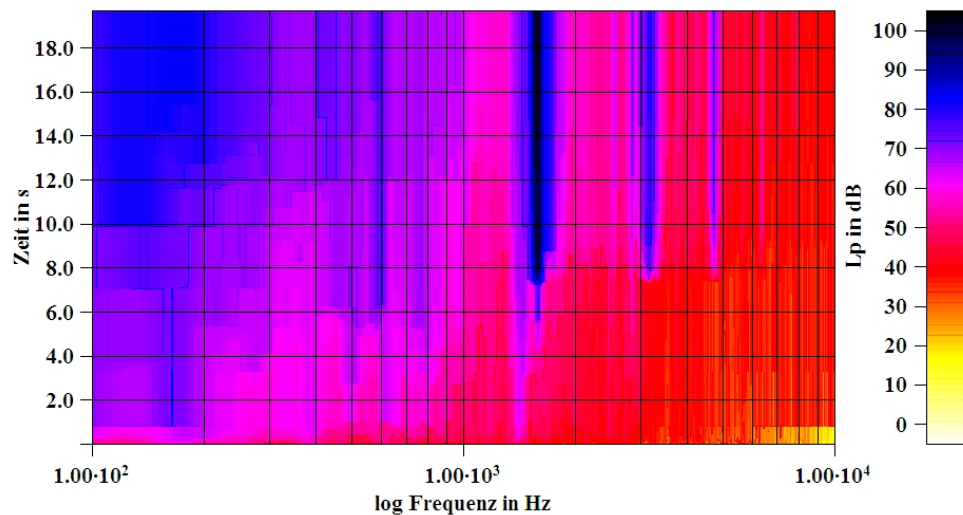


Abbildung 2.44 Farbkarte des Schalldruckpegels L_p re $2 \cdot 10^{-5} \frac{N}{m^2}$ am Messpunkt vor dem bogeninneren Rad, Fahrt bei 20 km/h bei Quietschen

Werden die Schmalbandspektren der beiden Mikrofone gegenübergestellt, vergleiche Abbildung 2.45, so wird der nur geringe Unterschied der aufgenommenen Pegel an der Innen- und Außenseite etwas deutlicher.

Eindeutig ist jedoch der Pegel der Quietschfrequenz bei etwa 1.600 Hz der bestimmende Pegel im Geräusch dieser Straßenbahnfahrt.

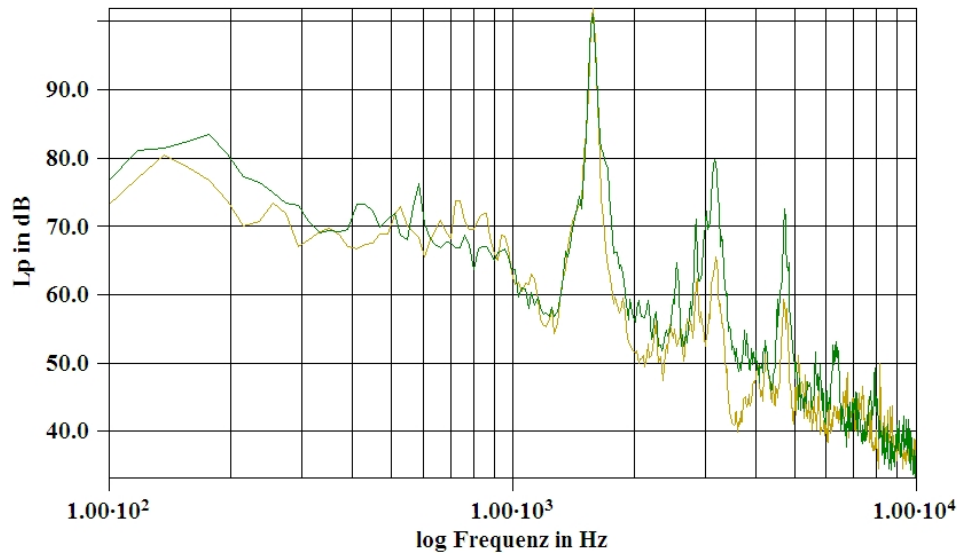


Abbildung 2.45 Luftschallspektren L_p $re\ 2 \cdot 10^{-5} \frac{N}{m^2}$ an je einem Messpunkt vor den beiden Rädern eines Radsatzes, zeitlich gemittelt, Fahrt bei Quietschen

Ein weiterer Vergleich bietet sich mit der ortsfesten Luftschallmessung in 1,5 m Entfernung von Gleismitte und in 0,3 m Höhe auf der Innenseite des Bogens an, vergleiche Abbildung 2.46. Das Diagramm zeigt eine breite „Quietschfrequenzspitze“. Dies ist der Vorbeifahrt des Zuges und des damit verbundenen Auftretens des Dopplereffektes geschuldet, wobei bei dieser Ergebnisdarstellung jeweils der Peakwert gehalten wird.

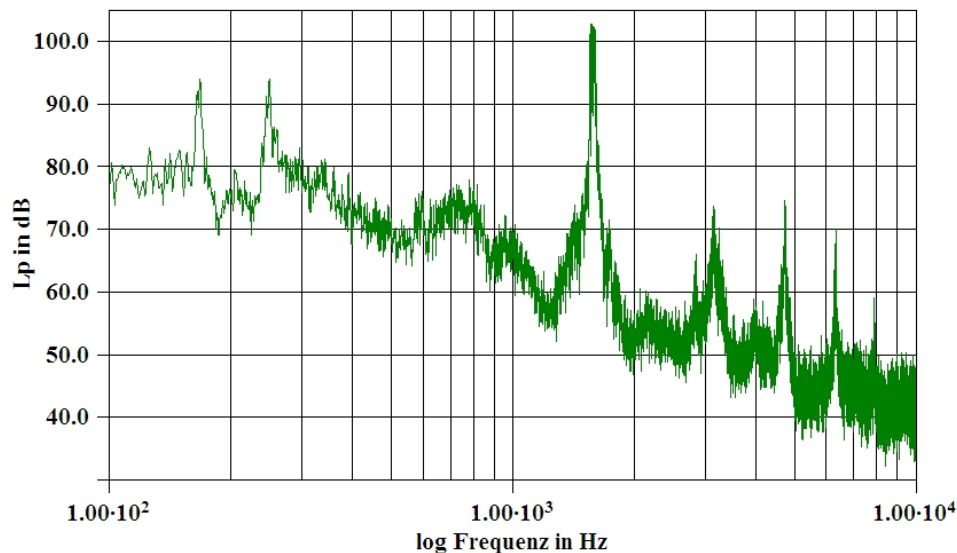


Abbildung 2.46 Luftschallspektrum L_p $re\ 2 \cdot 10^{-5} \frac{N}{m^2}$ ortsfeste Mikrofonmessung in 1,5 m Entfernung von der Gleismitte und 0,3 m Höhe, peak hold, Fahrt bei Quietschen

2.5.7 Messergebnisse der Fahrten mit Radschallabsorbern

Zum Vergleich der Messergebnisse bei Quietschen während der Bogenfahrt werden in diesem Abschnitt der Vollständigkeit halber Ergebnisse, die am selben Tag mit demselben Fahrzeug

bei kaum veränderter Witterung mit an allen Rädern montierten Radschallabsorbern gezeigt. Während dieser Messfahrten trat kein Quietschen auf.

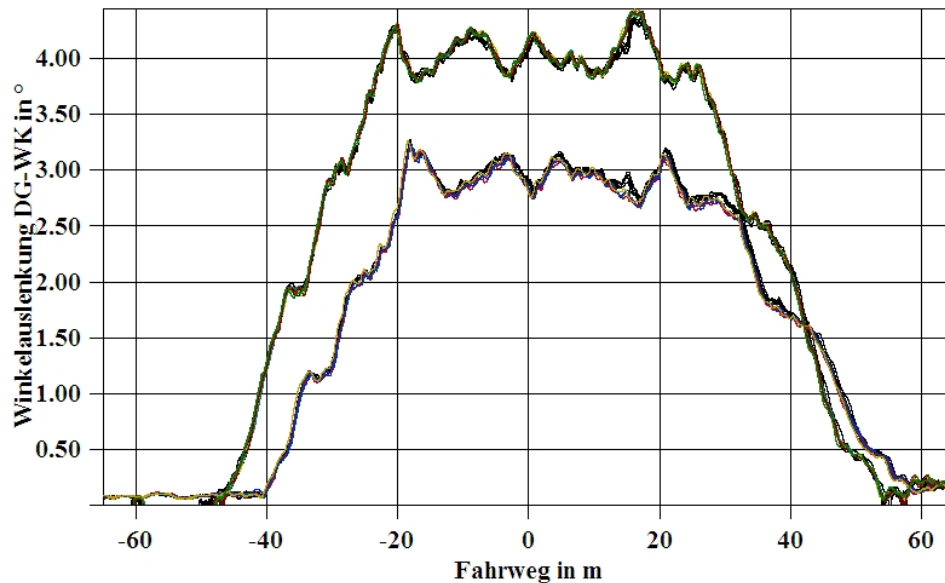


Abbildung 2.47 Vergleich der Winkelauslenkung zwischen Wagenkasten (WK) und Drehgestell (DG) während der Bogenfahrt zwischen Fahrten bei Quietschen und ohne Quietschen bei etwa 30 km/h; hohe Amplituden: Auslenkung zwischen B-Wagen und Drehgestell; niedrige Amplitude: Auslenkung zwischen C-Wagen und Drehgestell

Abbildung 2.47 zeigt die Winkelauslenkungen bei Bogenfahrt von Fahrten bei Quietschen und Fahrten ohne Quietschen. In der Abbildung sind ausschließlich Fahrten bei etwa 30 km/h dargestellt. Es sind jeweils 7 Fahrten bei Quietschen und 7 Fahrten ohne Quietschen übereinandergelegt. Die Ergebnisse bleiben absolut reproduzierbar. Einzelne Messkurven verlaufen identisch, unabhängig davon, ob Quietschen auftrat oder nicht.

Die Ergebnisse der Radbeschleunigungsaufnehmer am Radkranz bei montiertem Absorber in radialer und axialer Richtung zeigen eine um 40 dB geringere Amplitude der höheren Quietschfrequenz als dieselben Messungen ohne montierte Absorber, vergleiche Abbildung 2.48. Trotzdem bleiben die beiden Quietschfrequenzen die einzigen hervorstechenden Frequenzen im Diagramm. Im Höreindruck sind diese Frequenzen besonders wegen des gut hörbaren Spurkranzanlaufs nur schwer auszumachen.

Messung von Kurvenquietschen

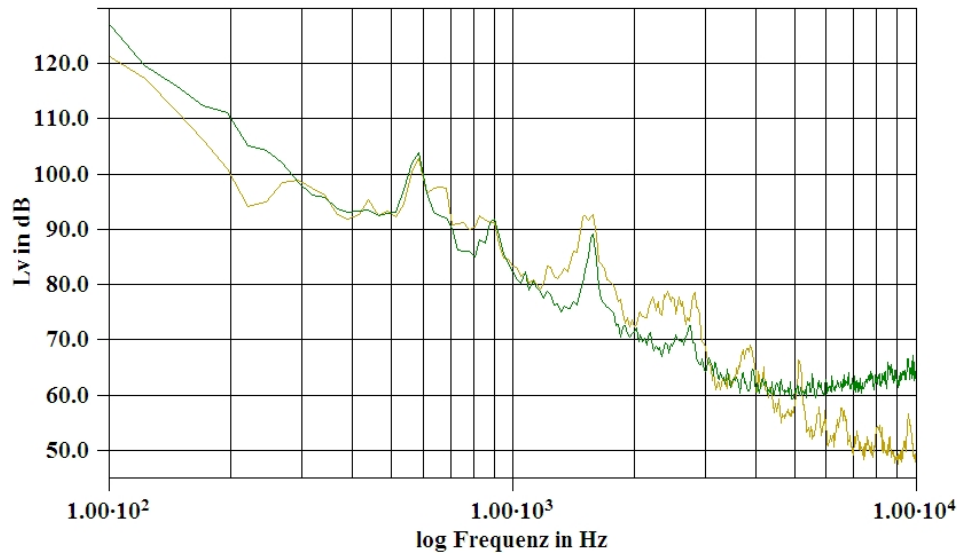


Abbildung 2.48 Körperschallspektren der Schwingschnelle L_v $re\ 5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$ am bogeninneren Rad mit montierten Radschallabsorbern bei 30 km/h; gelb: Schnelle am Radkranz in radialer Richtung, grün: Schnelle am Radkranz in axialer Richtung

Der zugehörige Luftschall ist in Abbildung 2.49 dargestellt. Die hervorstechenden hohen Pegel in den Farbkarten der Messungen ohne Absorber und mit Quietschen fehlen in dieser Abbildung. Zu sehen ist ein normales Rollgeräuschspektrum, in dem die höheren Frequenzen kaum noch Einfluss auf das wahrzunehmende Geräusch haben.

Allerdings ist dies kein allgemeingültiges Ergebnis: Fahrer berichten von sehr lauten Quietschgeräuschen auch bei montierten Radschallabsorbern. Auch die gemessenen Pegel während des Quietschens seien nach den Erfahrungen der Fahrer „verhältnismäßig leise“. Leider konnte innerhalb der Woche, in der die Messungen stattfanden, kein Quietschen bei montierten Radschallabsorbern gemessen werden, aber auch ohne montierte Absorber kam es nur während eines Tages zum Quietschen.

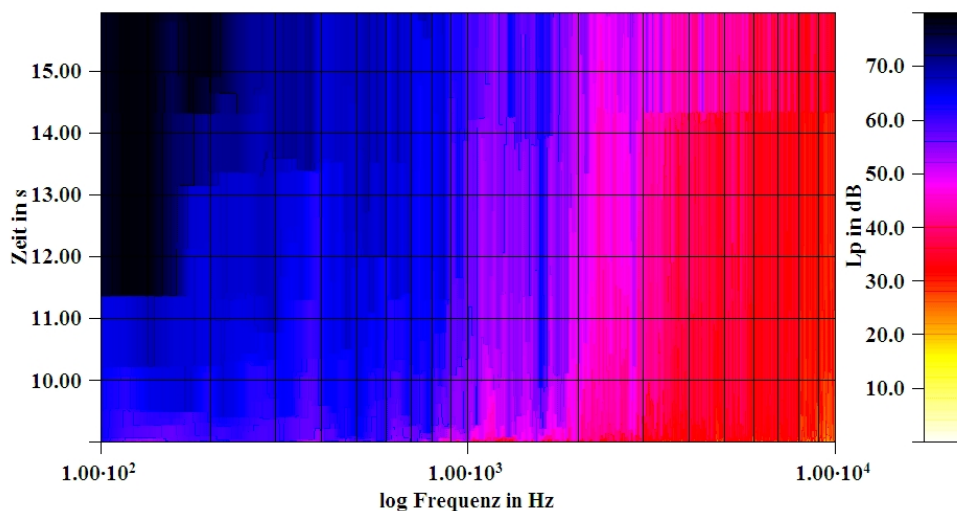


Abbildung 2.49 Farbkarte Schalldruckpegel L_p $re\ 2 \cdot 10^{-5} \frac{N}{m^2}$ des mitgeführten Mikrofons am bogeninneren Rad bei etwa 30 km/h und montierten Radschallabsorbern

2.5.8 Einfluss der Witterung

Der Einfluss der Witterung konnte durch die vorliegenden Messergebnisse, die zu jeder Messung auch Temperatur, Luftfeuchte, Luftdruck und Windgeschwindigkeit aufzeichneten, nur ansatzweise charakterisiert werden.

Im Bereich des Rad/Schiene-Kontakts beeinflusst die Witterung vor allem den Reibkoeffizienten. Die Änderung des Reibkoeffizienten beeinflusst wiederum die Laufdynamik des gesamten Schienenfahrzeug-Fahrweg-Systems. Hier kann sich beispielhaft die quasistatische Lage der Radsätze im Bogen ändern, im Einzelnen also Kontaktpunktlage und Seitenversatz. Darüber hinaus ändern sich Längs- und Querschlupf.

Eindeutig spielt das Wetter eine wichtige Rolle für das Auftreten von Kurvenquietschen. Besonders sehr nasse Schienen führen in der Regel zu einer gänzlichen Vermeidung von Kurvenquietschen.

2.5.9 Zusammenfassung und Fazit der Messergebnisse

Die Messungen des Kurvenquietschens fanden in einem Bogen mit etwa 50 m Radius und einer Schiene des Typs S 41 statt.

Bei dem Messfahrzeug handelte es sich um ein achtschsiges Zweirichtungsfahrzeug für den Meterspurbetrieb. Beide Räder eines Radsatzes eines der beiden mittigen Jakobs-Drehgestelle wurden jeweils mit Beschleunigungsaufnehmern ausgestattet. Vor diesen Rädern wurde fahrzeugfest jeweils ein Mikrofon innerhalb des Lichtraumprofils befestigt. Mithilfe von zwei Wegaufnehmern wurde der Winkel zwischen Messfahrwerk und C-Wagen und Messfahrwerk und B-Wagen über den Schienenweg aufgezeichnet. Im Vorfeld wurden am Fahrzeug die Radrauheitsdaten und Radprofile bestimmt, Radakzeleranzmessungen durchgeführt und weitere zahlreiche Fahrzeugparameter bestimmt, deren Bestimmung besonders für die Validierung der anschließenden Simulation wichtig ist.

Ergänzend wurden, neben den Rauheitsmessungen an der Schiene und der Aufzeichnung der Schienenprofile, Akzeleranzmessungen durchgeführt. Während der Messfahrten des Fahrzeugs wurde der Luftschall ortsfest in verschiedenen Abständen zur Schiene und auf beiden Seiten des Gleises mithilfe von Mikrofonen aufgezeichnet. Dazu wurden weitere Streckenparameter und die Schienenbeschleunigungen bei Fahrzeugüberfahrt an Kopf, Steg und Fuß der Schiene in verschiedenen Richtungen sowie über der Schwelle und in Schwellenfachmitte erfasst.

Während es sich bei den Rädern des Messradsatzes um neue Räder handelte, die damit auch über ein neues Profil verfügten, waren die Schienen im Bereich des Messbogens bereits eingefahren. Für den Nahverkehrsbereich war die Schienenrauheit zum Messzeitpunkt auf durchschnittlichem bis gutem Niveau.

Die Messergebnisse der Fahrwerkauslenkung gegenüber den Wagenkästen bewiesen ein absolut reproduzierbares Fahrzeugverhalten auf dem Fahrweg. Einzig Geschwindigkeitsveränderungen verursachten sehr geringe Winkelveränderung, die aber wiederum absolut reproduzierbar waren. Durch eine feste Fahrzeug-Fahrwegkombination wird daher ein laufdynamisches Verhalten vorgegeben und damit Seitenversatz, Anfahrwinkel, Schlüpfе usw. festgelegt, die nur in einem gewissen Bereich durch den Reibwert, und damit durch die Witterung, und durch die Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeugs beeinflusst werden.

Die Messung dieser laufdynamischen Größen war mit den zur Verfügung stehenden Mitteln nicht möglich. Daher wurde eine Laufdynamiksimulation durchgeführt, deren Ergebnisse später in den Simulationsrechnungen benutzt wurden.

Die Akzeleranzmessungen an den frei hängenden Rädern ermöglichte, neben der modalen Analyse des Rades, einen Vergleich der Verlustfaktoren am freien Radsatz bei montierten Radschallabsorbern im Vergleich zur Situation ohne Geräuschminderungsmaßnahmen: Schon bei diesen Messungen stachen die zwei Frequenzen bei etwa 585 Hz und 1.586 Hz durch sehr hohe Amplituden sowohl bei radialer als auch bei axialer Anregung hervor. Die Verlustfaktoren der beiden Schwingungsformen lagen etwa bei 0,002 und wurden bei Montage der Radschallabsorber um den Faktor acht erhöht. Beide Schwingungsformen zeigen eine hohe Verformung des Radkranzes in axialer Richtung. Wobei die Schwingungsform bei 585 Hz zwei Knotenlinien und die bei 1.586 Hz drei Knotenlinien besitzt.

Die Messergebnisse der Körper- und Luftschallmessungen der ortsfesten und mitgeführten Aufnehmer identifizieren eindeutig das vorlaufende innere Rad als Quelle des Quietschens. Messungen mit nachlaufendem Messradsatz im zweiachsigen Messfahrwerk zeigten keine Quietschanregung im Messradsatz. Die Beschleunigungsamplituden der Quietschfrequenz des bogeninneren Rades waren um den Faktor zehn höher als die Amplituden der gleichen Frequenz des bogenäußeren Rades. Im Luftschall ist die Differenz aufgrund des kleinen Distanzunterschiedes der beiden Räder eines Radsatzes von einem Meter sehr viel geringer und nur mit genauer Auswertung nachzuvollziehen.

Die Quietschfrequenz ist dieselbe Frequenz, die auch bei den Akzeleranzmessungen der freien Räder bestimmt wurde und die höchste Amplitude zeigte. Ganz offensichtlich wird die Eigenfrequenz des Rades beim Quietschen nicht durch die zusätzlich wirkende statische Normalkraft aufgrund des Eigengewichtes des Fahrzeugs beeinflusst bzw. verschoben. Das quietschende Rad schwingt also quasi-frei.

Die Beschleunigungsmessergebnisse der Schienen zeigen eine hohe Amplitude des Schienenkopfes sowohl in lateraler als auch in vertikaler Richtung. Die hohe Amplitude der vertikalen Schwingungsform setzt sich im Schienensteg und -fuß fort. Insgesamt führt die Schiene eine bemerkenswert große Bewegung in vertikaler Richtung aus.

Die Amplitude der Quietschmode ist im Gegensatz zur Frequenz während der Bogenfahrt nicht konstant. Vielmehr nimmt die Intensität zu und ab. Diese Zu- und Abnahme ist nicht absolut reproduzierbar, jedoch lässt sich der Bogen örtlich grob in verschiedene Abschnitte unterteilen, vergleiche Abbildung 2.50. Zwischen diesen Abschnitten zeigt der Pegelverlauf des Quietschens jeweils ein relatives Minimum. Die Quietschfrequenz jedoch bleibt in allen quietschenden Bereichen jeweils dieselbe. Die Vermutung liegt daher nahe, dass sich in diesen Abschnitten die Laufdynamik in einem für das Quietschen relevanten Parameter ändert. Die Ursache sollte also in den Eigenschaften der Fahrzeug-Fahrweg-Kombination in diesem Bereich zu finden sein. Leider konnte dieser relevante Parameter mithilfe der vorliegenden Messergebnisse nicht bestimmt werden.

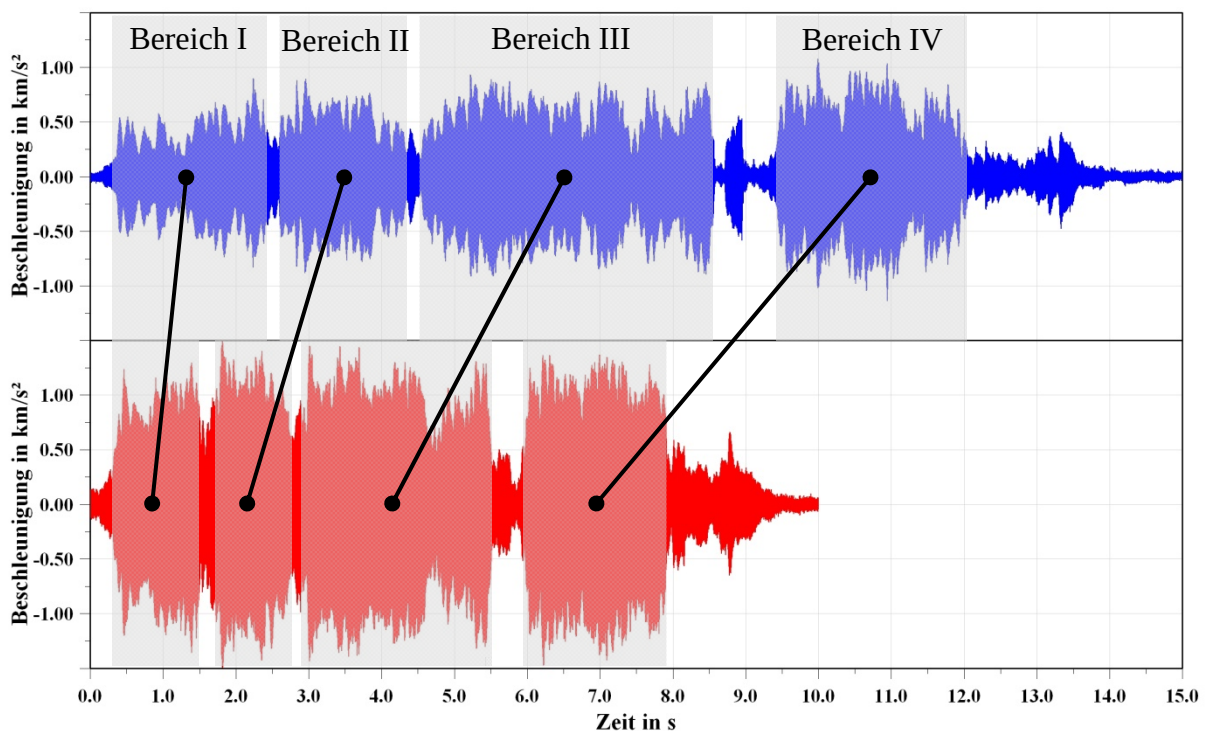


Abbildung 2.50 Bogenabschnitte mit Quietschen bei zwei unterschiedlichen Geschwindigkeiten zu zwei verschiedenen Messzeitpunkten

Für die Identifizierung des quietschenden Radsatzes wurde der Dopplereffekt, der sowohl im Luft- als auch im Körperschall beobachtet werden kann, genutzt. Mithilfe einer Lichtschranke, die im Messquerschnitt die Radsätze identifiziert, kann durch den Frequenzsprung während des Passierens des quietschenden Rades, das betreffende Rad eindeutig identifiziert werden. Der Dopplereffekt ist hierbei besonders gut in der Beschleunigungsmessung am Schienenkopf zu sehen. Daher wird bei der Messung von Kurvenquietschen generell der Einsatz von mindestens einem Beschleunigungsaufnehmer an der bogeninneren Schiene empfohlen.

Die Messungen ermöglichten zudem die Beurteilung, ob die Schwingungsform der Quietschfrequenz mit dem Rad rotiert oder für einen äußeren Beobachter steht. Da sowohl Signale, die mit dem Rad rotieren als auch Signale, die von einem Aufnehmer, der für einen äußeren Be-

obachter steht, aufgenommen wurden, muss in einem dieser Signale ein mit der Frequenz der Radumdrehung modulierte Signal zu finden sein. Das Körperschallsignal des Rades wies immer eine konstante Quietschfrequenz auf, während in den ortsfesten und mitgeführten Luftschallmessungen ein modulierte Quietschsignal gefunden wurde. Die Schwingungsform der Quietschfrequenz rotierte bei diesen Messungen also eindeutig mit dem Rad. Demnach ist der für den äußeren Betrachter feste Erregungspunkt im Rad/Schiene-Kontaktpunkt kein gleichbleibender Punkt in der Schwingungsform dieser Quietschmode.

Für die äußere Luftschallmessung in 7,5 m ist es unerheblich, ob die Schwingungsform der Quietschfrequenz mit dem Rad rotiert oder nicht. Bei einer mit dem Rad rotierenden Mode überstreicht eine äußere Messung immer den gesamten Schwingungsformbereich, es findet also automatisch eine Art Mittelung der Amplitude statt. Anders ist es bei dem auf dem Rad montierten Beschleunigungsaufnehmer, der im Zweifel immer denselben Punkt der Schwingungsform aufnimmt und im ungünstigsten Fall auf einer Knotenlinie mitrotiert. Aber auch ohne auf einer Knotenlinie zu liegen, wird ein solcher Aufnehmer in der Regel nicht die richtige maximale Amplitude einer mitrotierenden Schwingung erfassen. Dies sollte insbesondere bei der Dimensionierung eines Radschallabsorbers beachtet werden: Denn unter Umständen stimmen die gemessenen Verhältnisse der Amplituden verschiedener relevanter mitrotierender Eigenfrequenzen nicht mit der Realität überein und ergeben eine falsche Prioritätenverteilung.

Genauso wie ein auf dem Rad befestigter Aufnehmer verhält sich ein Radschallabsorber. Die verschiedenen Schwingungsformen des Rades werden sich derart ausbilden, dass durch den Radschallabsorber ein Minimum an Energie umgewandelt wird: Bei für den äußeren Beobachter stehenden Moden überstreicht der Radschallabsorber alle Schwingungsformpunkte; bei mitrotierenden Schwingungsformen kann der Absorber im ungünstigsten Fall ausschließlich nahe Knotenlinien und damit an Punkten geringer Amplituden wirken. An die Befestigung des Radschallabsorbers sind somit weitere Anforderungen gestellt, als im Allgemeinen bisher vermutet.

Die Messergebnisse mit montierten Radschallabsorbern zeigten während der Messzeit kein Quietschen. Fahrer berichten dennoch von Quietschvorkommen auch mit montierten Radschallabsorbern. Auch sei der Pegel zum Zeitpunkt der Messung ein eher niedriger gewesen. Somit liegt der Schluss nahe, dass die erhöhte Dämpfungseinbringung durch die montierten Radschallabsorber in die Räder genügte, um das Quietschen während des Messzeitraumes zu vermeiden. Andere laufdynamische Verhältnisse, zum Beispiel ein anderes Fahrzeug oder ein anderer Reibwert, können jedoch zu höheren Pegeln ohne montierte Radschallabsorber und zu Quietschen trotz der montierten Radschallabsorber führen.

2.6 Messkonfigurationsempfehlungen für Messungen im Bogen von Quietschgeräuschen

2.6.1 Einleitung und Problematik bei der Empfehlung einer Messvorschrift

Unter den Vorgaben, die zum Beispiel in den Messvorschriften der ISO 3095 [56] und der TSI Noise [1] zu finden sind, lassen sich in der Geraden reproduzierbare Messwerte für das Außengeräusch bestimmen. Eine entsprechend anerkannte Norm oder Vorschrift für die Geräuschemissionsmessung im Bogen existiert bisher nicht.

Im Bogen gibt es im Allgemeinen, neben den auch in der Geraden vorhandenen Geräuschquellen, zusätzliche Geräuschursachen, die die Emissionsgeräusche des Schienenfahrzeugs in der Regel höher ausfallen lassen als in einer vergleichbaren Situation in der Geraden. Eine dieser Geräuschursachen ist das Zischeln (oder auch Zischen), welches durch Gleitreibung des äußeren Spurkranzes an der inneren Seite des Kopfes der äußeren Schiene erzeugt wird. Dieses im Vergleich zum Kurvenquietschen eher breitbandige Geräusch verursacht in der Regel jedoch geringere Schallpegel als das Kurvenquietschen. Neben dem Zischeln und dem Kurvenquietschen gibt es weitere bogenspezifische Geräusche. Diese sind zum Beispiel in der VDV-Schrift 154 beschrieben [62]. Im Folgenden wird ausschließlich das Kurvenquietschen als zusätzliche Geräuschkomponente behandelt, da es, wenn es auftritt, in der Regel das Gesamtgeräusch dominiert.

Jansen und Janssens geben in [35] eine Messvorschrift für die Bestimmung von Geräuschemissionen von Schienenfahrzeugen im Bogen. Sie unterscheiden zwischen Innen- und Außengeräuschen. Für die Außengeräuschemessung wird je nach Länge des Bogens eine bestimmte Anzahl von Mikrofonen in 7,5 m Entfernung zur Gleismitte angeordnet. Somit könne ein reproduzierbarer maximaler Pegel auch unter einem während der Bogenfahrt variierendem Frequenz- und Amplitudenverlauf bestimmt werden. Diese Pegel werden über mehrere Läufe bestimmt und in Häufigkeitsdiagrammen dargestellt. Für die Beurteilung von Maßnahmen gegen das Quietschen werden Vergleichsmessungen vorgeschlagen, die bei möglichst identischen Witterungsverhältnissen und ohne große zeitliche Verzögerung voneinander stattfinden sollten.

Stefanelli gibt in [78] Empfehlungen, welche Größen bei einer Messung aufgenommen werden sollten. Diese teilt er in direkte Messgrößen, Umgebungseigenschaften, Fahrzeugdaten sowie Fahrwegdaten ein. Die Messempfehlungen dienen aber eher einer genauen wissenschaftlichen Untersuchung des Phänomens Kurvenquietschen, als einer normähnlichen Messanweisung, die Betreibern und Herstellern in die Hand gegeben werden könnte.

In der DIN 45 681 [57] wird normativ ein Verfahren angegeben, wie die Tonhaltigkeit von Geräuschen bestimmt werden kann und aufbauend auf diesen Ergebnissen ein Tonzuschlag für die Beurteilung von Geräuschemissionen angegeben. Tonzuschläge werden in 1 dB-Schritten zugeteilt. Bei einer Pegeldifferenz der tonalen Komponente gegenüber dem nicht-

tonalen Anteil des Geräusches von mehr als 12 dB nach den Kriterien der Norm wird der maximale Zuschlag von 6 dB empfohlen.

Die Problematik in der Charakterisierung einer Fahrzeug-Fahrwegkombination hinsichtlich des Kurvenquietschens besteht in den vielen unbekannten bzw. nicht messbaren Einflussgrößen des Kurvenquietschgeräusches und damit auf den sich einstellenden maximalen Pegel bei Vorbeifahrt. Das Kurvengeräusch und damit das Kurvenquietschen, wenn es denn auftritt, interessiert auf der einen Seite den Anwohner, der dem Kurvenquietschen ausgesetzt ist, vielleicht den Fahrgast des betreffenden Fahrzeugs, den Betreiber, der nachweisen will, dass Maßnahmen, die er ergriffen hat, wirken, aber auch den Hersteller, der bei Abnahmemessungen zeigen soll, dass er bestimmte vereinbarte Grenzwerte einhalten kann. Solche Messungen können aber nicht einfach bei trockenem Wetter und Sonnenschein durchgeführt werden, in der Annahme, dass diese Voraussetzungen genügen, um eventuelles Kurvenquietschen und damit den maximalen Geräuschpegel sicherzustellen.

Vor dem Hintergrund der oben beschriebenen Messergebnisse ist klar:

- Zwei baugleiche Fahrzeuge mit vermeintlich identischer Radrauheit können in derselben Kurve bei identischer Witterung verschieden hohe Pegel, mit und auch ohne Kurvenquietschen, verursachen.
- Bei demselben Fahrzeug kann an zwei unterschiedlichen Tagen bei vermeintlich derselben Witterung einmal quietschen auftreten und einmal nicht.
- Lärminderungsmaßnahmen können bei einem Fahrzeug das Quietschen vermeiden, bei einem anderen baugleichen Fahrzeug mit dergleichen Maßnahme keine Wirkung zeigen.

Im Vergleich zu Messungen in der Geraden, in denen unter Berücksichtigung der Radrauheit in der Regel nur bauartspezifische Parameter eine pegelbestimmende Rolle spielen, sind im Bogen also unter Umständen fahrzeugspezifische Parameter die pegelbestimmenden Parameter.

Reproduzierbar ausführbare Fahrzeugmessungen sind an die Gleichschaltung aller nicht interessierenden und damit fahrzeugfremden Parameter gebunden. Im Idealfall können diese fahrzeugfremden Parameter derart spezifiziert werden, dass Messungen an verschiedenen, nach der Vorschrift als gleich spezifizierten, Orten dieselben Ergebnisse liefern.

Im Fall des Auftretens von Kurvenquietschen sind nicht alle relevanten Parameter messtechnisch zu bestimmen und daher ihr Einfluss auf das Quietschen wissenschaftlich nicht erforscht. Daher ist auch die Existenz von bisher unbekannten Einflussparametern möglich. Zum jetzigen Zeitpunkt ist somit eine Spezifikation aller relevanten Parameter in Bezug auf das Kurvenquietschen nicht möglich.

Trotzdem besteht der Wunsch zum Beispiel bauartspezifische Maximalpegel oder bauart-spezifische Mittelungspegel für ein Fahrzeug bei beliebiger Bogenfahrt oder für das ganze Netz eines Betreibers festzusetzen.

2.6.2 Intentionen bei der Messung von Kurvenquietschen

Für die Messung von Kurvenquietschen gibt es drei unterschiedliche Intentionen:

- Wissenschaftliche Analyse des Phänomens
- Das Auftreten von Kurvenquietschen bei einem Fahrzeugtyp ist bekannt, nun soll der maximale Pegel bestimmt werden oder eine Lärminderungsmaßnahme anhand von Vergleichsmessungen bewertet werden
- Bei den Abnahmemessungen eines Neufahrzeugs soll festgestellt werden, ob das Fahrzeug in Bögen quietscht

2.6.2.1 Wissenschaftliche Untersuchung von Kurvenquietschen

Für die wissenschaftliche Untersuchung des Kurvenquietschens ist eine möglichst vollständige Messung aller bekannten Einflussgrößen notwendig. Hierzu gehören (siehe auch [78]):

- Schallmessungen, mitgeführt (für die Möglichkeit einer genauen Frequenzauflösung) und / oder ortsfest (Vergleich mit Ergebnissen aus der Messung in der Geraden),
- Schienenbeschleunigungsmessungen an der bogeninneren (und ggf. bogenäußeren) Schiene (für jede Messung empfehlenswert),
- Radbeschleunigungsmessungen (vom äußeren Luftschall, damit auch vom Luftschall benachbarter Räder, unabhängige Messung),
- Anfahrwinkelmessungen, mitgeführt und / oder ortsfest,
- Seitenversatzmessung, mitgeführt und / oder ortsfest,
- Zuggeschwindigkeit, nach Möglichkeit über der Zeit bzw. Weg,
- Detektion der Radsätze (ortsfeste Lichtschranke),
- Reibwertbestimmung an der Rad/Schiene-Paarung an verschiedenen Bogenbereichen,
- Aufnahme der Witterung (Temperatur, Feuchte, Niederschlag, Schienentemperatur, Zwischenlagentemperatur evtl. auch Radtemperatur),
- Radeigenschaften der Fahrzeugräder (Rauheit, Radrückenabstand, Profil, usw.),
- Fahrwegeigenschaften (Radius, Überhöhung, Spurweite, Rauheit, Profil, temperaturabhängige Dämpfung, usw.).

Bei solch aufwendigen Messungen ist es von Vorteil schon im Vorfeld ein bestimmtes Fahrzeug auszuwählen, bei dem das Kurvenquietschen beobachtet wurde. Idealerweise wurde vorher auch der quietschende Radsatz identifiziert. Wird „nur“ ein beliebiges Fahrzeug einer Bauart gewählt, muss mit einem Ausbleiben der Quietschgeräusche gerechnet werden. In gleicher Weise sollte der Messort ausgesucht werden.

Bemerkung: Die Erfahrung zeigt, dass die Applikation von Messequipment eine dummerweise sehr zuverlässige Quietschvermeidungsmaßnahme ist.

2.6.2.2 Messungen bei bekanntem Quietschvorkommen

Bei bekannter Quietschanfälligkeit von Fahrzeugen in bestimmten Bögen, liegt die Intention der Messung nicht mehr im Nachweis des Quietschens eines Fahrzeugs oder einer Modellreihe, sondern meist in der Bestimmung eines charakteristischen Pegels entweder für ein bestimmtes Fahrzeug oder aber für eine Modellreihe und damit einer größeren Anzahl an Fahrzeugen. Oft ist in einem zweiten Schritt dann die Senkung dieses charakteristischen Pegels nach der Einführung einer Lärminderungsmaßnahme nachzuweisen. Es interessiert also nicht die Ursache für das Kurvenquietschen sondern ausschließlich die Höhe des Pegels bei Kurvenquietschen.

Da Kurvenquietschen ein Geräusch ist, das nur unter bestimmten Randbedingungen vorzufinden ist und dessen Pegel, wenn es auftritt, in der Höhe variieren kann, muss eine größere Anzahl an Messungen durchgeführt werden. Aus diesen Messungen wird entweder, wie in [35] ausgeführt, eine Häufigkeitsverteilung der Maximalpegel erstellt oder ein Mittelungspegel über alle gemessenen Maximalpegel gebildet, wobei höhere Maximalpegel stärker gewichtet werden sollten als niedrigere. Soll ein Fahrzeug im gesamten Netz charakterisiert werden, so bietet sich die fahrzeugfeste Mitnahme eines Mikrofons in der Nähe des quietschanfälligen Rades an. Als möglicher Applikationsort für das Mikrofon kommt zum Beispiel der mittige Bereich unter dem Drehgestell infrage oder ein Ort vor dem quietschanfälligen Rad innerhalb des Luftraumprofils. Später können die so gewonnenen Pegel mithilfe der Ergebnisse einer gleichzeitigen ortsfesten Messung in 7,5 m bei Quietschen in einem Rechts- und einem Linksbogen auf die Standardentfernung umgerechnet werden. Daher wird auch nur ein Mikrofon benötigt. Die Geschwindigkeit sollte der im Betrieb gefahrenen entsprechen. Das Mikrofon wird erst bei 6 dB Überschreitung des lautesten Rollgeräuschmittelwertes für eine Dauer, die der Passage des zeitmäßig längsten Bogens im Netz entspricht, aktiviert. Die Messwerterfassung sollte dabei in der Lage sein, ein Terzspektrum aus den gewonnenen Ergebnissen zu ermitteln, um Quietschgeräusche von anderen Geräuschen unterscheiden zu können. Die Dauer der Mitführung des Mikrofons sollte idealerweise ein Jahr betragen.

Soll ein Fahrzeugmodell (also eine größere Anzahl an Fahrzeugen) einer Fahrzeugflotte charakterisiert werden, so bietet sich die ortsfeste Messung mithilfe eines Mikrofons in 7,5 m Entfernung zur Gleismitte auf der bogeninnen liegenden Seite in einem Bogen, der dem Betreiber durch starke Quietschgeräusche bekannt ist, an. Auch hier wird das Mikrofon erst durch die Überschreitung des normalen Rollgeräusches im Bogen aktiviert. Da innerhalb des Bogens variierende Quietschamplituden zu erwarten sind, diese Schwankungen aber zumindest für ein Fahrzeug reproduzierbar sein sollten, ist ein besonders lauter Bogenquerschnitt mithilfe mehrerer Hörproben verschiedener Fahrzeuge zu bestimmen, in dem das Mikrofon zu platzieren ist. Die Alternative, verschiedene Fahrzeuge mit mindestens einem Beschleunigungsaufnehmer auf dem Radkranz eines für den entsprechenden Bogen im Fahr-

werk vorlaufenden inneren Rades auszurüsten und anhand der gewonnenen Beschleunigungsamplituden den Bogenquerschnitt mit den höchsten Quietschamplituden zu identifizieren oder die Ausstattung des Bogenabschnittes mit mehreren Mikrofonen, wird für die zu erwartende Genauigkeit des Ergebnisses für nicht finanziell gerechtfertigt gehalten. Die Geschwindigkeit der verschiedenen Fahrzeuge, die sich in der Regel im normalen Betrieb befinden, darf sich nicht von der normalen in diesem Bogen gefahrenen Geschwindigkeit unterscheiden. Am einfachsten gelingt dies, wenn die Fahrer über die Messung nicht informiert sind und sich niemand am Messort befindet. Die leicht unterschiedlichen Geschwindigkeiten der verschiedenen Fahrer sollten keinen Einfluss auf die Ergebnisse haben.

Für Vergleichsmessungen, zur Beurteilung von fahrzeugseitigen Lärminderungsmaßnahmen gegen das Kurvenquietschen, sollte ein bekannt quietschanfälliges Fahrzeug und ein Bogen mit möglichen hohen Quietschgeräuschen gewählt werden. Der Messtag sollte eine gleichbleibende Witterung versprechen. Es werden insgesamt drei Messreihen hintereinander durchgeführt. Die erste Messreihe sieht Messungen ohne Lärminderungsmaßnahmen an dem vorher identifizierten quietschenden Drehgestell oder Radsatz vor, die zweite Messreihe Messungen mit der applizierten oder angewendeten Lärminderungsmaßnahme und die dritte Messreihe mit der wieder abgenommenen oder ausgeschalteten Lärminderungsmaßnahme. Für eine gültige Charakterisierung der Geräuschminderung durch die Lärminderungsmaßnahme müssen in der ersten und dritten Messreihe Quietschgeräusche auftreten, deren Pegel in der gleichen Größenordnung liegen. Jede Messreihe muss mindestens vier Versuchsfahrten durchführen. Während der Versuchsfahrten der ersten und dritten Messreihe muss jede Versuchsfahrt Quietschgeräusche zeigen, deren Pegel in der gleichen Größenordnung liegen. Sollte die Zeit an einem Tag nicht für die Durchführung von drei Messreihen ausreichen, so kann an einem Tag die erste und zweite Messreihe durchgeführt werden und an einem anderen Tag die zweite Messreihe wiederholt werden und anschließend bei gleichbleibender Witterung die Messreihe drei durchgeführt werden. Die Fahrzeuggeschwindigkeit sollte der im Betrieb im Versuchsbogen tatsächlich gefahrenen entsprechen. Für die Messungen sind zwei Mikrofonpositionen vorzusehen: eine auf der bogeninneren und eine auf der bogenäußeren Seite des Gleises. Beide Positionen sind in 7,5 m zur Gleismitte im gleichen Querschnitt anzuordnen. Es wird für jede Messung ausschließlich der lautere Pegel dieser beiden Mikrofone weiterverwendet. Der Messquerschnitt, wird wie zuvor beschrieben, in den durch Hörtests bestimmten lautesten Bogenbereich gelegt. Als Bewertungsgröße für die Vergleichsmessungen wird der Mittelwert der ersten Messreihe, die bei vorgeschriebenen Messbedingungen nicht vom Mittelwert der dritten Messreihe abweichen kann, mit dem Mittelwert der zweiten Messreihe verglichen und somit die Lärminderungsmaßnahme durch die Pegelabnahme charakterisiert.

Bemerkungen:

- Gibt es in der ersten und dritten Messreihe der Vergleichsmessungen Fahrten ohne Quietschen, so ist die Tageskonstellation (Fahrzeug, Fahrweg und Witterung) nicht richtig für verwertbare Messungen.

- Selbstverständlich sind, falls hier nicht anders aufgeführt, die Messvorgaben der bekannten normativen Richtlinien, wie sie beispielsweise in der ISO 3095 [56] zu finden sind, zu beachten.
- Werden Messungen über einen längeren Zeitraum durchgeführt, so ist die Mikrofonposition für jede Messung beizubehalten.
- Es gibt Situationen, in denen Betreiber fälschlicherweise ein anderes im Bogen auftretendes Geräusch, beispielhaft sei an dieser Stelle der Spurkranzanlauf genannt, für Kurvenquietschen halten, daher bietet sich vorab eine Einschätzung durch einen Experten an. Diese kann durchaus ohne Messgerät durchgeführt werden.

2.6.2.3 Feststellung der Quietschanfälligkeit eines Fahrzeugs bei Bogenfahrt

Die Feststellung, ob ein Fahrzeug in einem bestimmten Bogen oder innerhalb des Netzes eines Betreibers bei entsprechender Witterung quietschen könnte, ist nie mit Sicherheit feststellbar. Mit der Zeit verändern sich Rad- und Schienenprofile, der Radverschleiß kann Einfluss auf die Frequenzlage von Schwingungsformen haben, usw. Trotzdem kann ein erster Eindruck gewonnen werden, indem an fünf aufeinanderfolgenden Tagen, in denen die Witterung überwiegend trocken ist, mindestens zehn verschiedene enge Bögen und / oder Wendeschleifen bei für den Betrieb üblichen Geschwindigkeiten befahren werden. Sollten sich im Netz Bögen befinden, die bekanntermaßen bei anderen Fahrzeugen zu Quietschgeräuschen führen, so sind diese Bögen mit zu befahren. Die Feststellung, ob es im Bogen zu Quietschen kommt, kann dabei durch eine gerätelose Hörprobe am besten außerhalb des Fahrzeugs auf der Innenseite des Bogens gemacht werden. Es ist alternativ möglich, ein mitgeführtes Mikrofon in die Nähe jedes Fahrwerks zu platzieren oder ortsfeste Messungen im Bogen vorzusehen. Tritt in einem oder in mehreren Bögen bzw. Wendeschleifen Quietschen auf, so können die Methoden im hierüberstehenden Abschnitt 2.6.2.2 verwendet werden, um das Fahrzeug zu charakterisieren. Tritt kein Quietschen auf, so ist dies leider keine Garantie dafür, dass nie Quietschen auftreten wird.

Ob das Rad instabile Moden hat oder nicht, kann mit Simulationsprogrammen festgestellt werden. Nur instabile Moden können zum Quietschen angeregt werden. Verfügt ein Rad also nicht über instabile Moden, so kann es auch nicht zum Quietschen im Bogen kommen, vergleiche Kapitel 1.

2.6.2.4 Fazit

Es gibt Fahrzeug-Fahrweg-Kombinationen, die nahezu immer Quietschgeräusche zeigen. In diesen Bögen ist die Bestimmung eines charakteristischen Pegels oder die Wirkungsquantifizierung einer Lärminderungsmaßnahme verhältnismäßig einfach. Bei vielen Fahrzeug-Fahrweg-Kombinationen ist die gezielte Messung der Quietschgeräusche weitaus schwieriger. Daher ist eine längerfristige Messung obligatorisch. Aufgrund der variierenden Pegelhöhen scheint eine absolut reproduzierbare Messung einer Fahrzeug-Fahrweg-Kombination nicht möglich. Vielmehr müssen Vergleiche am selben Tag getätigt werden. Ergebnisse sind nicht auf andere Orte übertragbar. Eine Erhöhung der Raddämpfung als Beispiel einer Lärm-

minderungsmaßnahme kann an einem Tag mit geringer Quietschanfälligkeit, an dem das Quietschen vielleicht auch ohne Maßnahme ab und zu ausbleibt, entscheidend für die Vermeidung des Quietschens an diesem Tag sein. Trotzdem reicht die Dämpfung an einem anderen Tag kaum, um einen hörbaren Unterschied zum Fahrzeug ohne Maßnahme zu erbringen. Deshalb muss für jede Messung, die auf die Bestimmung von Kurvenquietschen abzielt, ein längerer Messzeitraum vorgesehen werden.

3 Rechnergestützte Modellierung des Messszenarios

3.1 Einleitung

Für die rechnergestützte Modellierung des Messszenarios wurde die Software SFE AkusRail verwendet. SFE AkusRail ist ein neu entwickeltes Simulationstool, das die Riffelbildung, das Rollgeräusch und Kurvengeräusche inklusive von Kurvenquietschen prognostizieren kann. Dabei erfolgt die Modellierung so weit wie möglich über die in der Realität vorzufindenden physikalischen Parameter²².

Die Software gibt die Ergebnisse einer Prognoserechnung für das Kurvenquietschen in Form einer Stabilitätskarte und / oder eines Zeitschriebes für eine Kurvenfahrt aus. Dieser Zeitschrieb kann dann in einer Farbkarte dargestellt werden, in der das Kurvenquietschen leicht identifiziert werden kann. Er gibt des Weiteren Aufschluss darüber, ob eine in der Stabilitätskarte gefundene instabile Parameterkonstellation in einem realen Trassierungsverlauf zu quietschen führt.

SFE AkusRail benötigt für eine Prognose Eingabeparameter aus den Bereichen der Fahrzeugdynamik, der Fahrwegdynamik, des Rad/Schiene-Kontakts und der Schallabstrahlung. Fahrzeug- und Fahrwegdynamik werden dem Programm mithilfe von Finite-Element-Modellen, die auch die Integration von Lärminderungsmaßnahmen erlauben, bereitgestellt. Für Daten aus dem Rad/Schiene-Kontakt wird auf Ergebnisse einer Laufdynamiksimulation zurückgegriffen. Dabei werden zum Beispiel die Kontaktkraftschwankungen und damit die Schräglaufwinkel, die Berührungpunktverschiebung und die Radlast benötigt. Instabilitäten können auch ohne abfallende Kraftschluss/Schlupf-Funktion unter Berücksichtigung von Modenkopplungen berechnet werden. Den folgenden Ergebnissen wurde keine abfallende Kraftschluss/Schlupf-Funktion zugrunde gelegt.

²² <http://sfe1.extern.tu-berlin.de/akusrail/akusrail.html/> überprüft am 29. Dezember 2008.

Im Folgenden wird mithilfe von SFE AkusRail die in den oben beschriebenen Messungen untersuchte Fahrzeug-Fahrweg-Konfiguration modelliert. Im Anschluss werden Eingabeparameter, die auch in der Realität verändert werden können, variiert. So werden Radparameter variiert, die in der Praxis beispielsweise mithilfe von Radschallabsorbern verändert werden können, und es wird eine diskrete Schienenlagerung mit einer kontinuierlichen abgestützten Lagerung verglichen.

3.2 Beschreibung der Modellierung und Eingabeparameter

Für die Simulationsrechnungen wurden mehrere verschiedene Finite-Element-Modelle verwendet. Die verschiedenen Finite-Element-Modelle unterscheiden sich einerseits in der Verwendung unterschiedlicher Diskretisierungen und andererseits im Umfang der modellierten Komponenten. So wurden Ersatzmodelle von einzelnen Rädern bis hin zu Ersatzmodellen des ganzen Drehgestells untersucht. Diese Ersatzmodelle wurden wiederum unterschiedlich fein diskretisiert.

Für die Erstellung der Finite-Element-Modelle wurde MSC Patran²³ verwendet. Die Berechnung von Eigenwerten, der Frequency Response bei Einheitserregung, der Oberflächenschnellen und der Radmoden erfolgte mit MSC Nastran.

3.2.1 Fahrzeugdaten

Während für eine Laufdynamiksimulation nach Möglichkeit alle Komponenten des Fahrzeugs abgebildet werden sollten, können bei den Finite-Element-Modellen für das Fahrzeug bei der Untersuchung von Kurvenquietschen die meisten Komponenten vernachlässigt werden, ohne dabei an Genauigkeit zu verlieren. Nach Heiß [31] können Räder für die höherfrequente Schallabstrahlung, in die im vorliegenden Fall auch das Kurvenquietschen fällt, für sich betrachtet werden, ohne dass die Ergebnisse an Aussagekraft verlieren. Trotzdem wurde zunächst ein Ersatzmodell für ein Drehgestell untersucht, um auch die Koppelung des Rades an das Fahrwerk zu berücksichtigen. Darüber hinaus wurden Ersatzmodelle nur für einen Radsatz und nur für ein Rad erstellt. Die Ergebnisse für das Kurvenquietschen der verschiedenen Ersatzmodelle gleichen sich dabei aber so sehr, dass auf eine Gegenüberstellung der verschiedenen Ersatzmodelle verzichtet wird.

Im Bereich des Rollgeräusches von Schienenfahrzeugen existieren viele wissenschaftliche Untersuchungen, die Vergleiche zwischen Messungen und verschiedenen FE-Modellen untersuchen, vergleiche zum Beispiel [31], [81], [82] und [93].

Für die folgenden Ergebnisse wurde auf ein Radsatzmodell mit etwa 150.000 Knoten und 130.000 Elementen zurückgegriffen. Radkranz, Radscheibe und die dazwischenliegende Gummischicht wurden mit Volumenelementen modelliert. Die Welle bestand aus Balken-

²³ <http://www.mscsoftware.com/> überprüft am 29. Dezember 2008.

elementen. Die Radscheibe wurde über RBE2s (Multi Point Constraint) mit der Welle verbunden. Für die Krafteinleitung im Rad/Schiene-Kontaktpunkt wurde ein kleiner Bereich anstatt eines einzelnen Knotens gewählt. Das Modell ist in Abbildung 3.1 zu sehen.

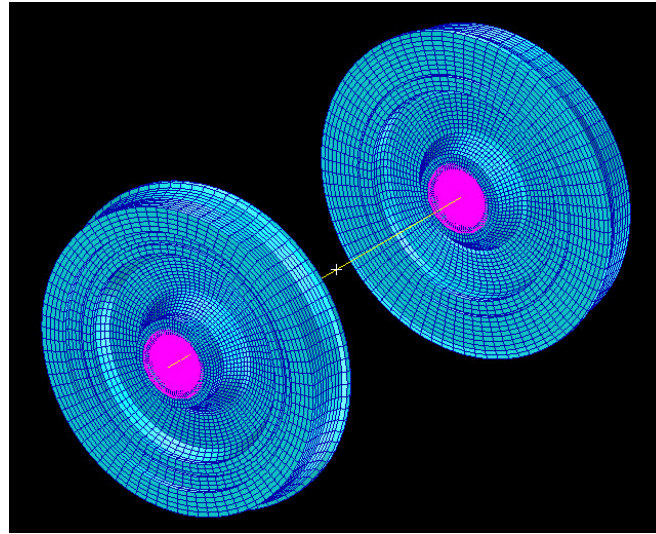


Abbildung 3.1 Vernetzung eines für die Berechnungen herangezogenen Finite-Element-Modells²⁴

Die Radnabe ist damit nicht mit Elementen ausgefüllt. Damit wird dieser Bereich im Programm nicht für die Schallabstrahlungsrechnung herangezogen, vergleiche Abbildung 3.2. Der Nabebereich ist aber für die Schwingungsformen des Kurvenquietschens zu vernachlässigen, da vor allem der Radkranz in den relevanten Frequenzen schwingt.

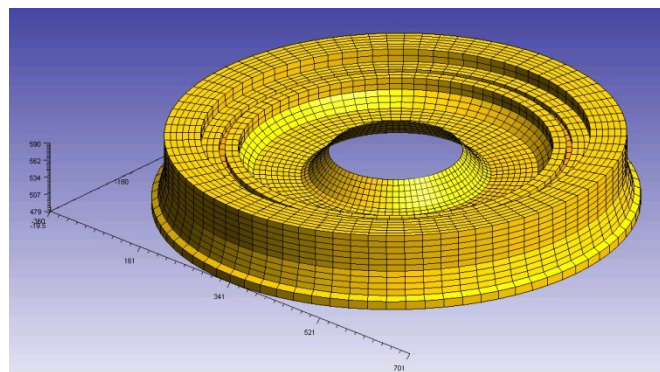


Abbildung 3.2 Abstrahlfläche eines Rades des Radsatzes²⁵

Bevor die verschiedenen Modelle SFE AkusRail als Inputdateien bereitgestellt wurden, wurde mit MSC Nastran eine Modalanalyse durchgeführt, die mit den Ergebnissen der Radakzeleranzmessungen aus Abschnitt 2.3.4 verglichen wurde. Auf diese Weise konnte das modale Verhalten des Finite-Element-Modells der Realität angepasst werden und die unbekannten Radparameter, wie zum Beispiel die dynamische Dämpfung der Gummischicht zwischen Radkranz und -scheibe, richtig eingestellt werden.

²⁴ Darstellung von MSC Patran.

²⁵ Darstellung durch SFE AkusRail.

3.2.2 Fahrwegdaten

Der Fahrweg wurde in gleicher Weise wie das Rad modelliert, vergleiche Abbildung 3.3. Die berechneten Eingangs- und Transferrezeptanzen wurden den Ergebnissen der Schienenakzeleranzmessungen angepasst, bis auch hier das modale Verhalten von Modell und Realität übereinstimmte. Vor allem wurden hier die dynamischen Dämpfungen und Steifigkeiten der Zwischenlage, der Schiene und der Schwelle bestimmt. Die Gleismodelllänge betrug 2,4 m. Schienen und Schwellen wurden über Zwischenlagen verbunden.

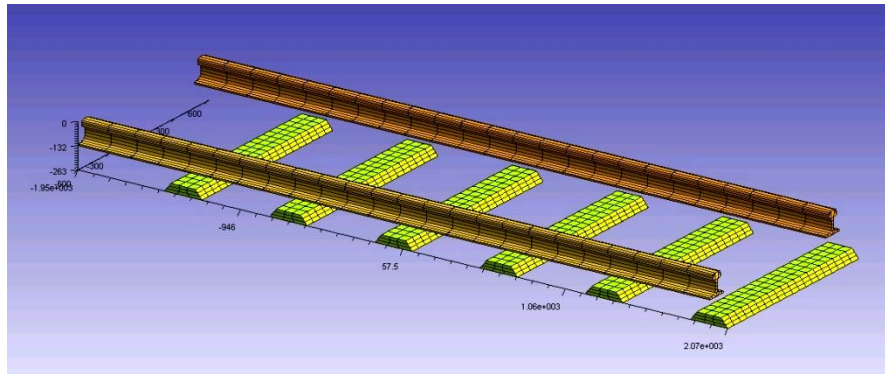


Abbildung 3.3 Finite-Elemente-Modell des verwendeten Fahrweges²⁵

3.2.3 Sonstige notwendige Eingabedaten

Die Verbindung der Fahrzeugmodelle mit dem Modell des Fahrwegs geschieht über die Werte, die aus der Laufdynamiksimulation gewonnen wurden. Hieraus werden die Daten, wie die Kontaktpunktlage des Rades und der Schiene, der Laufkreisradius, die verschiedenen Schlüpfе, inklusive des Bohrschlupfes, die Abmessungen der Kontaktpunktellipse, die Kontaktkräfte, der Reibwert und die Kontaktwinkel von Rad und Schiene verwendet. Daraus wiederum kann der Kontaktpunktfiter berechnet werden.

Weitere Eingabeparameter sind die Rauheiten von Rad und Schiene. Die übrigen charakteristischen Daten von Rad und Schiene werden indirekt über die Laufdynamikanalyse berücksichtigt.

Für die Generierung der Stabilitätskarten werden jeweils zwei beliebige laufdynamische Parameter in vorgegebenen Grenzen variiert. Da Fahrzeug und Fahrweg nicht variiert werden sollen, werden für die Stabilitätskartengenerierung Parameter wie die Querverschiebung und der Schlupf verändert.

Als Letztes muss die Schallabstrahlung definiert werden und damit die Art der Erfassung der abgestrahlten Schallenergie. Im Folgenden wird der Schalldruck auf einer Ebene in 7,5 m Entfernung von der Gleismitte berechnet und in einem äquivalenten Schalldruckpegel zusammengefasst, vergleiche Abbildung 3.4. Denkbar wäre aber zum Beispiel auch die Berechnung des Schalldruckes auf einer Zylinder- oder Kugelfläche um den Rad/Schiene-Kontaktpunkt.

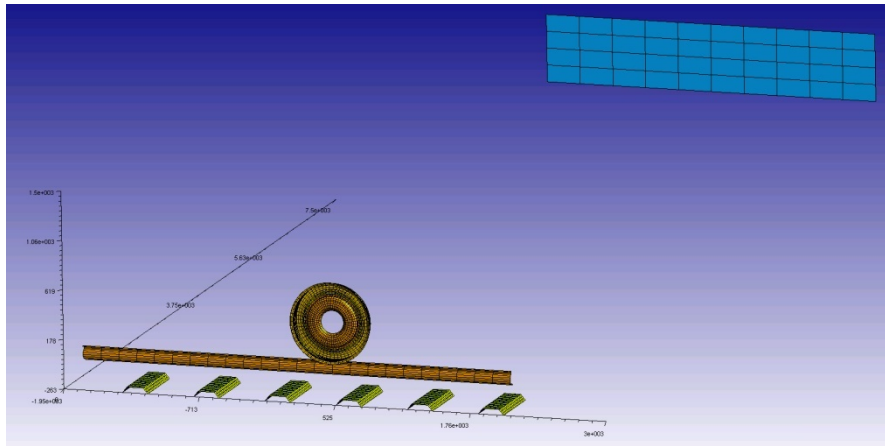


Abbildung 3.4 Abstrahlflächen der Mikrofon zugewandten Seite des Fahrzeug-Fahrweg-Modells²⁶

3.3 Ergebnisse der Simulationsrechnungen und Vergleich mit den Messergebnissen

Die Modalanalysen der verschieden detaillierten Fahrzeugmodelle ergaben für den relevanten Frequenzbereich keine wesentlichen Unterschiede. Trotzdem wurden die verschiedenen Ergebnisse mit allen Modellen generiert und untereinander verglichen. Aber auch in den Stabilitätsrechnungen und den Zeitschrittberechnungen ergaben sich keine erwähnenswerten Unterschiede. Daher geht die Ergebnisdarstellung nicht auf die verschiedenen Modelle ein.

In Abbildung 3.5 ist die Ergebnisanimation einer Fahrzeug-Fahrweg-Konfiguration zu dem Zeitpunkt der Quietschfrequenz dargestellt, wobei nur die relevanten Abstrahlflächen des Fahrzeugs und des Fahrwegs dargestellt sind. Deutlich sind die drei Knotenlinien und die axialen Amplituden des Radkranzes dieser Schwingungsform zu erkennen. Auf der Ebene im Hintergrund der Rad/Schiene-Animation ist die Pegelverteilung in 7,5 m Entfernung von der Schiene zu erkennen. Die drei Diagramme im linken Teil der Abbildung zeigen die aufgesplitteten Schallabstrahlungen von Rad, Schiene und des kombinierten Systems an.

²⁶ Darstellung durch SFE AkusRail.

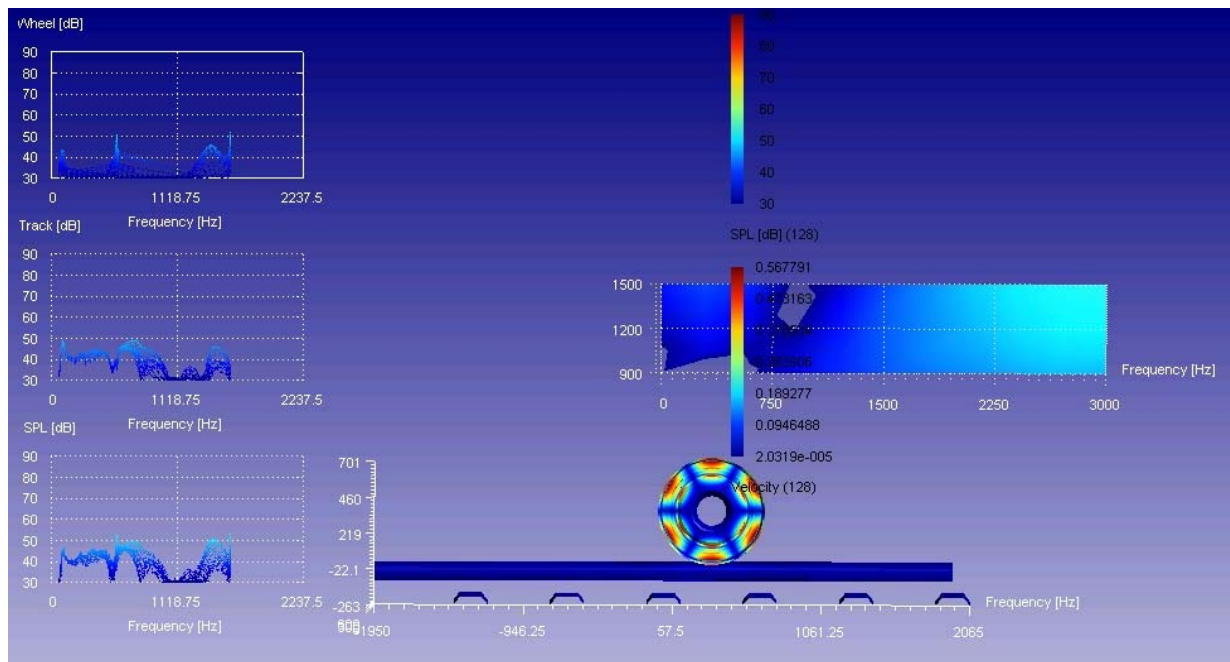


Abbildung 3.5 Ergebnisanimation einer Fahrzeug-Fahrweg-Konfiguration²⁷. Farbige Darstellung der Schwingungsform der höheren Quetschfrequenz, Pegelverteilung auf der Ebene in 7,5 m Entfernung, links untereinander die Pegelverläufe der Rad- und Schienenabstrahlung und der kombinierten Abstrahlung

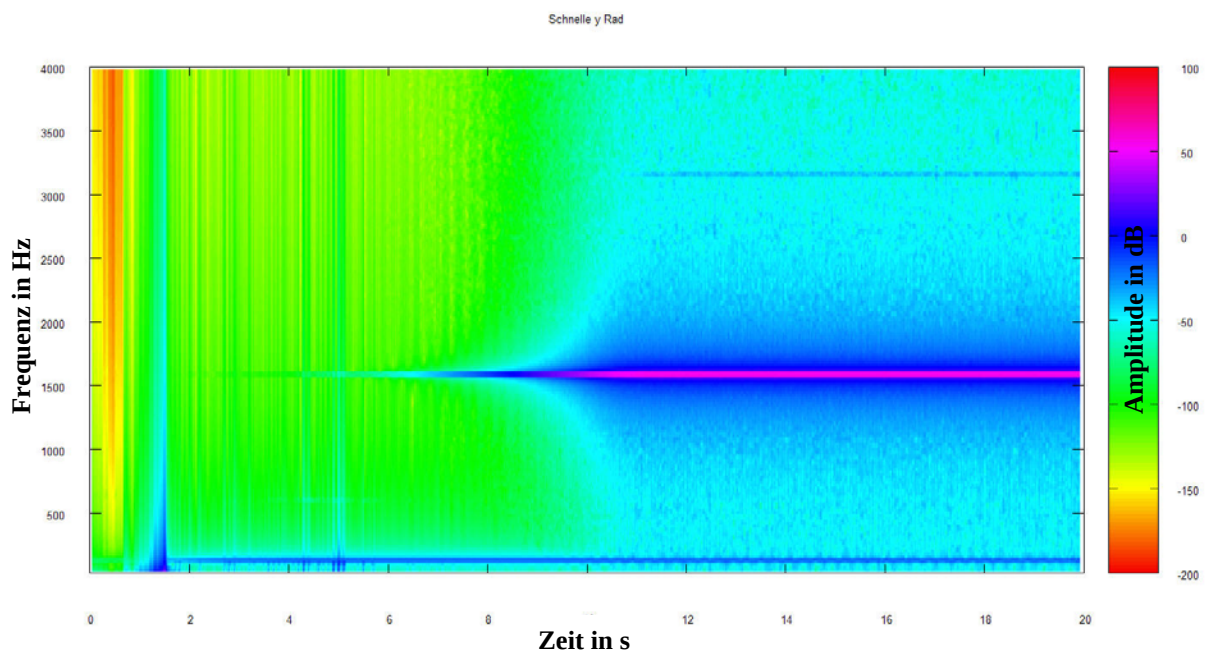


Abbildung 3.6 Ergebnis der Zeitschrittberechnung der Fahrzeug-Fahrweg-Konfiguration mit den Parametern aus der zuvor beschriebenen Messung, deutlich tonales Geräusch bei etwa 1.600 Hz zu erkennen

Die Stabilitätsuntersuchungen der Fahrzeug-Fahrweg-Kombination mit SFE AkusRail ergeben in der 630 Hz Terz und in der 1.600 Hz Terz instabile Bereiche der etwa gleichen Größe. Für die Stabilitätsuntersuchungen wurden die Querverschiebung und der Schlupf variiert. Die anschließend durchgeführte Zeitschrittberechnung ergibt aber nur ein Quietschen für die höhere der beiden instabilen Frequenzen, vergleiche Abbildung 3.6. Die Abbildung

²⁷ Darstellung durch SFE AkusRail.

zeigt kurz nach der Kurveneinfahrt bei etwa zwei Sekunden eine sich mit der Zeit vergrößernde Amplitude bei etwa 1.600 Hz. Bei etwa zehn Sekunden hat sie ihre maximale Größe erreicht und behält diese im gesamten Bogenbereich bei.

Die Ergebnisse der Berechnung stimmen sehr gut mit den Messergebnissen überein. Auch in den Messergebnissen lässt sich die in den Berechnungen gefundene Quietschfrequenz bei etwa 580 Hz finden. Und ebenso wird diese aber bei Fahrt durch den Testbogen nicht in gleicher Weise angeregt wie die höhere Quietschfrequenz bei etwa 1.580 Hz, die das Gesamtgeräusch dominiert. Die Schallabstrahlung wird also sowohl bei den Messergebnissen als auch bei den Ergebnissen der Simulation während der gesamten Bogenfahrt von der höheren Quietschfrequenz dominiert.

Die Eingaben in das Simulationstool sind damit validiert. Eine Variation einiger Inputparameter sollte daher zu richtigen, in der Realität nachvollziehbaren, Ergebnissen und Erkenntnissen führen.

3.4 Variationsrechnungen

Für die Variationsrechnungen wurden die Parameter Rad und Schiene geändert. Da in der Praxis häufig als erste Minderungsmaßnahme Radschallabsorber eingesetzt werden, ist das Ziel der Variation des Rades nicht eine konkrete Maßnahme zu benennen, sondern vielmehr zu untersuchen, ob es theoretisch möglich ist, nur durch Änderungen der Struktur Rad, das Quietschen im Messbogen und im Allgemeinen zu verhindern. Maßnahmen am Rad wirken sich auf die Dämpfung des Rades aus. Ausgehend von dieser Überlegung wurden verschiedene Raddämpfungen in die Simulation eingebracht. Die Raddämpfungen wurden im Radkranz, denn bei gummibereiteten Rädern sind die Radschallabsorber meist nur außen angebracht, und im Gummi zwischen Radkranz und Radscheibe geändert.

Auf Seite der Schiene interessierte die Frage, ob es von Vorteil wäre, statt diskret gestützter Schienen, wieder vermehrt kontinuierlich gelagerte zu verwenden, um auf diesem Wege der Quietschproblematik zu begegnen.

3.4.1 Berechnung und Ergebnisse der Rad- und Schienenvariationen

Während für die Vergleichsberechnungen zwischen Messung und Simulation drei verschiedene Modelle verwendet wurden, wird im Folgenden das detaillierteste Modell, das auch die Radsatzanbindung an das Drehgestell mit den der Messung entnommenen richtigen Steifigkeiten berücksichtigt, verwendet.

Zwei Parameter werden bei den Rädern variiert: zum einen der „structural damping coefficient“ des Gummis und zum anderen der des Stahls des Radkranzes. Beides sind Parameter, die auch in der Realität beeinflussbar sind: Während der Gummi zwischen Radscheibe und –kranz durch einen anderen ersetzt werden kann, kann der Dämpfungsfaktor des Rad-

kranzes durch die Anbringung von Radschallabsorbern erhöht werden. Die Zusatzmasse durch die Anbringung von Absorbern am Rad wird vernachlässigt, im Allgemeinen wirkt diese sich aber zusätzlich positiv auf die Schallabstrahlung aus.

Die Variation der Schiene sieht zum einen die Verwendung einer diskret abgestützten Schiene, wie sie am Messort vorgefunden wurde, und zum anderen einer kontinuierlich abgestützten Schiene vor. Die Grundparameter der beiden verwendeten Schienen sind dabei soweit es ging identisch gehalten worden, um die Ergebnisse vergleichen zu können, siehe Tabelle 3.1.

Tabelle 3.1 Übersicht über die verwendeten Schienenvarianten

	Diskrete Schiene	Kontinuierliche Schiene
Gleismodelllänge:	2,4m	2,4m
Spurweite:	1,0m	1,0m
Schientyp:	S41	S41
Zwischenlage:	Zw700	Kontinuierlich
Stützbreite Zwischenlage:	0,125m	Kontinuierlich
Stützlänge Zwischenlage:	0,150m	0,125m
Verlustfaktor Zwischenlage:	0,3	extrapolierte Werte
Schwellenbreite oben:	0,15m	
Schwellenbreite unten:	0,23m	
Schwellendämpfungskoeffizient:	0,003	
Schwellen E-Modul:	2,1e11 N/m ²	
Schwellenhöhe:	0,05m	
Schwellenlänge:	1,2m	
Schwellenmasse:	15,0kg	

In Tabelle 3.2 sind die berechneten Radvariationen aufgelistet.

Sämtliche anderen Parameter wurden bei den Variationen beibehalten und entsprechen den vorgefundenen Bedingungen am Messort zum Messzeitpunkt. Durchgeführt wurden für jeden Variationsfall eine Stabilitätsberechnung, in dem die drei Parameter, Schlupf, Radquerverschiebung und Reibwert verändert wurden. Falls Bereiche berechnet wurden, in denen das System instabil werden konnte, wurde eine Zeitschrittsimulation nachgestellt, die überprüfte, ob diese Fahrzeug-Fahrweg-Konfiguration im Bogen des Messortes tatsächlich quietschen würde und gegebenenfalls bei welcher Frequenz,.

Tabelle 3.2 Übersicht über die verwendeten Radvariationen

	Gummidämpfung	Stahldämpfung
Variante G1	0,0001	0,0001
Variante G2	0,44	0,0001
Variante G3	0,58	0,0001
Variante G4	0,7	0,0001
Variante G5	0,99	0,0001
Variante G6	0,29	0,0001
Variante S1	0,29	0,0005
Variante S2	0,29	0,001
Variante S3	0,29	0,0025
Variante S4	0,29	0,005
Variante S5	0,29	0,0075
Variante S6	0,29	0,01

Die Simulationsergebnisse können Tabelle 3.3 entnommen werden. In den Spalten sind die berechneten Varianten zu finden. In den jeweils unteren beiden Zeilen sind die Ergebnisse der Stabilitätsberechnung und der Zeitschrittsimulation zu finden. Terzmittenfrequenzen, die in schwarz gehalten sind, stellen dabei die Ergebnisse der Stabilitätsberechnung dar. In diesen Terzen kann die berechnete Rad/Schiene-Konfiguration instabil werden. Rote Terzmittenfrequenzen geben an, dass die Rad/Schiene-Konfiguration mit den Parametern der Messung zu Quietschgeräuschen in der angegebenen Terz führt. Die Variante G6 ist die Variante mit den Werten der Messung.

Tabelle 3.3 Schwarz: Mögliche Quietschfrequenzen, die im Messbogen nicht quietschen; Rot: Quietschen im Messbogen; Angabe in Terzen

	Variante G1	Variante G2	Variante G3	Variante G4	Variante G5	Variante G6
Gummidämpfung	0,0001	0,44	0,58	0,7	0,99	0,29
Stahldämpfung	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001
Diskret gelagerte Schiene	630Hz/1600Hz	630Hz/1600Hz	630Hz/1600Hz	630Hz/1600Hz	1600Hz	1600Hz
Kontinuierlich gelagerte Schiene	630Hz/1600Hz	630Hz/1600Hz	630Hz/1600Hz	630Hz/1600Hz	630Hz/1600Hz	1600Hz

	Variante S1	Variante S2	Variante S3	Variante S4	Variante S5	Variante S6
Gummidämpfung	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29
Stahldämpfung	0,0005	0,001	0,0025	0,005	0,0075	0,01
Diskret gelagerte Schiene	630Hz/1600Hz	630Hz/1600Hz	---	630Hz	---	---
Kontinuierlich gelagerte Schiene	630Hz/1600Hz	630Hz/1600Hz	---	---	---	---

3.4.2 Zusammenfassung und Ergebnisdiskussion der Variationsrechnungen

Die Ergebnisse der berechneten Variationen zeigen: Die Erhöhung des Dämpfungsfaktors im Fahrzeugmodell bringt Vorteile gegenüber weniger gedämpften Strukturen. Schon die Erhöhung des Dämpfungsfaktors der Gummischicht zwischen Radkranz und –scheibe kann das Quietschen unter den bei der Messung vorgefundenen Randparametern verschwinden lassen.

Allerdings kann die Fahrzeug-Fahrweg-Konstellation weiterhin instabil werden und es kann somit auch weiterhin, zumindest theoretisch, zu Quietschen kommen.

Die Erhöhung des Dämpfungsfaktors des Radkranzes birgt ein noch höheres Verbesserungspotenzial: Schon in der Variante S1 wird im Messbogen, unter den während der Messung vorgefundenen Randparametern, kein Quietschen mehr erwartet. Erhöht man die Dämpfung weiter, so verschwinden die Bereiche aus den Stabilitätskarten, in denen Instabilitäten auftreten können, ganz und diese Fahrzeug-Fahrweg-Kombination kann nicht mehr zum Quietschen angeregt werden.

Ein einteiliges Rad ohne Gummischicht neigt stärker zum Quietschen als das Pendant mit Gummischicht zwischen Radkranz und –scheibe. Im Messbogen würde während der Bogenfahrt auch die untere Quietschfrequenz bei etwa 580 Hz angeregt werden. Die Schallabstrahlung wäre höher.

Auch die Schiene hat einen Einfluss auf das Quietschen. Allerdings zeigen die beiden berechneten Varianten nur kleine Unterschiede. Das mit den in der Realität vorgefundenen Parametern ausgestattete Rad quietscht sowohl auf der kontinuierlichen als auch auf der diskret abgestützten Schiene. Unterschiede in den beiden Schientypen gibt es in den Varianten G1, G2, G5 und S4. Eine pauschale Antwort auf die Frage, welche Schienenform in Hinsicht auf die Quietschproblematik zu bevorzugen ist, kann aber nicht gegeben werden. Im Gegenteil, eine Verbesserung durch die Art der Lagerung der Schiene kann nur unter genauer Kenntnis der anderen Parameter erfolgen.

Zusammenfassend können Radschallabsorber, die genügend Dämpfung in das Rad einbringen, das Quietschen im Bogen verhindern. Auch die Wahl des Gummis bei gummibereiften Rädern kann sich positiv auswirken. Nach Möglichkeit sollten beide Maßnahmen in Kombination betrachtet werden, um so nicht nur die Quietschwahrscheinlichkeit einer Fahrzeug-Fahrweg-Kombination zu mindern, sondern eventuell Quietschen ganz auszuschließen. Die notwendige Höhe der einzubringenden Dämpfung zur Vermeidung von Quietschen muss für jede Fahrweg-Fahrzeug-Konstellation spezifisch berechnet werden.

3.5 Zusammenfassung

Die vorliegenden Ergebnisse der Simulationsrechnung mit dem Programm SFE AkusRail zeigen, dass eine Simulation der in der Realität vorliegenden Situation auch im Bereich der Kurvengeräusche mit Kurvenquietschen möglich ist. Allerdings müssen die Eingabeparameter mit hoher Genauigkeit bekannt sein, was wiederum mindestens für das Ausgangsmodell eine umfangreiche Validierungsmessung erfordert. Eine spätere Modifikation einzelner Parameter hingegen ist verhältnismäßig schnell zu realisieren.

Die Ergebnisse der Simulation entsprechen den Ergebnissen der Messung mit hoher Genauigkeit. Die Stabilitätsberechnungen zeigen dabei eine zweite mögliche Quietschfrequenz auf,

die auch in den Messergebnissen gefunden werden konnte, jedoch die Schallabstrahlung nicht dominierte. In der Zeitschrittberechnung wurde das Gesamtgeräusch, genauso wie in den Messungen, nur von der höheren Quietschfrequenz geprägt.

Das Programm verzichtet bei der Berechnung von Kurvenquietschen auf die Verwendung einer abfallenden Kraftschluss/Schlupf-Funktion. Es berücksichtigt ähnlich dem Modell von Hoffmann et al.[34] mögliche Modenkopplungen, die, genauso wie eine abfallende Kraftschluss/Schlupf-Funktion, Instabilitäten verursachen können, vergleiche Abschnitt 1.4.

Ausgehend von diesen Validierungsergebnissen wurden Radparameter verändert, die in der Praxis durch die Applikation von Radschallabsorber oder durch die Veränderung der Eigenschaften des Gummis zwischen Radkranz und -scheibe realisiert werden können.

Die Veränderung der Eigenschaften der Gummischicht zwischen Radkranz und -scheibe bewirkt nur bei Erhöhung der Dämpfung eine Verbesserung der Quietschanfälligkeit der Fahrzeug-Fahrweg-Kombination. Selbst unrealistisch hohe Dämpfungen vermeiden das Quietschen nicht in jeder Situation. Ein Verzicht auf die Gummischicht, der in der Modellierung durch das Ersetzen des Gummis durch Stahl erreicht wurde, erhöht die Schallabstrahlung und die Quietschneigung im Vergleich zum realen Rad beträchtlich. Bringt man hingegen mehr Dämpfung in den Radkranz ein, so kann das Quietschen vollständig vermieden werden.

Da beide beobachteten Quietschfrequenzen hohe axiale Radamplituden zeigen, ist eine Dämpfungseinbringung am Radkranz besonders effektiv.

Die verschiedenen Radmodelle wurden jeweils mit zwei verschiedenen Oberbauvarianten kombiniert. Zum einen wurde ein Modell, das dem Oberbau am Ort der Messung entsprach, und damit die Schienen diskret abstützte, verwendet und zum anderen wurde eine Oberbauvariante mit kontinuierlicher Schienenabstützung gewählt und damit eine Form, die besonders zu damaliger Zeit verwendet wurde.

Die beiden Oberbauvarianten zeigen geringfügig unterschiedliche Ergebnisse: Manchmal scheint die eine Art von Vorteil, in einer anderen Konstellation wiederum sollte die andere Variante bevorzugt werden. Der Oberbau nimmt klar Einfluss auf das Kurvenquietschen, eine Bevorzugung einer Oberbauvariante gegenüber der anderen kann aber nur unter genauer Berücksichtigung der Fahrzeuge und Streckenparameter erfolgen. Da, sobald diese Parameter bekannt sind, der Fahrweg in der Regel schon gebaut ist, sollte die Einflussnahme durch Änderung des Oberbautyps außer Acht gelassen werden, besonders vor dem Hintergrund der starken Einflussnahme auf das Kurvenquietschen durch die Veränderung von Radparametern.

4 Konzepte zur Minderung von Kurvenquietschen

Primäre Maßnahmen, um das Kurvenquietschen zu mindern, sind am Fahrzeug, am Fahrweg oder in der Kontaktzone von Rad und Schiene denkbar. Sekundäre Maßnahmen, die also nicht die Entstehung des Geräusches beeinflussen, sondern auf dem Ausbreitungsweg wirken, sollten nur als zusätzliche Maßnahmen in Betracht gezogen werden, da ihre Wirksamkeit meist auf wenige dB begrenzt ist und somit das Kurvenquietschen meist nicht in einen nicht störenden Pegelbereich herabgesenkt werden kann.

Im Folgenden wird versucht, eine möglichst vollständige Übersicht über die Möglichkeiten, auf das Kurvenquietschen Einfluss zu nehmen, bereitzustellen. Vor dem Hintergrund der Ergebnisse der Messungen und der durchgeführten Simulationen wird darüber hinaus die Wirksamkeit der verschiedenen Maßnahmen bewertet.

4.1 Minderungsmaßnahmen am Fahrzeug

Schon während der Konstruktion eines Fahrzeugs können verschiedene Aspekte beachtet werden, um die Kurvenquietschneigung eines Fahrzeugs zu reduzieren. Im Allgemeinen werden Maßnahmen aber erst ergriffen, wenn das Kurvenquietschen bereits zu Anwohnerbeschwerden geführt hat. Daher ist die überwiegende Anzahl an bekannten Minderungsmaßnahmen für eine Nachrüstung vorgesehen.

4.1.1 Fahrzeugkonstruktion

Bereits in Kap. 2 wurde auf die für das Kurvengeräusch relevanten Parameter eingegangen. Der Dynamikbereich des überwiegenden Teils dieser relevanten Parameter wird durch die Konstruktion des Schienenfahrzeugs eindeutig festgelegt. Im Umkehrschluss besteht daher die Möglichkeit, bei der Fahrzeugkonstruktion auf das Kurvengeräusch Einfluss zu nehmen.

Trotzdem ist aufgrund der hohen Anzahl von Einflussfaktoren der Vergleich verschiedener Schienenfahrzeugkonstruktionen und -konzepte unter dem Gesichtspunkt der Geräusch-anregung im Bogen selbst für Experten eine schwere Aufgabe.

Die folgenden Aussagen beruhen auf der Annahme, dass je größer der Anfahrwinkel ist, desto größer ist auch die Quietschneigung eines Fahrzeugs. Diese Annahme entspricht dem derzeitigen Kenntnisstand. Vor diesem Hintergrund lassen sich verschiedene pauschale Konstruktionshinweise formulieren, die jedoch teilweise im Konflikt mit anderen Fahrzeuganforderungen stehen können.

Die Fahrwerkskonstruktionen sind vielfältig. Für die folgenden Ausführungen sind zusammenfassend folgende Fahrwerke zu unterscheiden:

- Klassisches (zweiachsiges) Fahrwerk (Drehgestell) mit und ohne radial einstellbare Radsätze, angetrieben und nicht angetrieben;
- Einzelachsfahrwerke mit Losrädern ohne mechanische Kopplung, angetrieben und nicht angetrieben.

Im Allgemeinen unterscheiden sich die Fahrwerke bei Hochflurfahrzeugen gegenüber denen bei Niederflurfahrzeugen. Im Nahverkehr haben Hochflurfahrzeuge in der Regel zweiachsige Fahrwerke (Drehgestelle) mit nicht radial einstellbaren Radsätzen. Dabei sind auch Jakobs-Drehgestelle zu finden. Im Niederflurbereich hingegen sind auch Einzelachsfahrwerke mit Losrädern oder zweiachsige Fahrwerke mit Radpaarantrieben anzutreffen [71].

Im Bogen muss das äußere Rad eines Radsatzes einen größeren Weg zurücklegen als das innere Rad. Bei engen Bögen kann dies nicht mehr durch das konische Radprofil (sofern vorhanden) ausgeglichen werden. Daher kommt es bei Radsätzen (beide Räder haben dieselbe Drehzahl) zu Verspannungen, die Torsionsschwingungen des Radsatzes verursachen können. Dieses Problem gibt es bei Losrädern nicht, sie können sich unabhängig voneinander drehen. Losräder haben somit positive Auswirkungen auf den Längsschlupf. Jedoch erhöht sich der für das Kurvenquietschen verantwortliche Querschlupf in der Regel.

Grundsätzlich sind zweiachsige Fahrwerke (Drehgestelle) Einzelfahrwerken vorzuziehen: Um eine stabile Fahrt in der Geraden zu ermöglichen, sind Einzelfahrwerke in der Regel fester an den Wagenkasten angebunden als ein übliches zweiachsiges Fahrwerk (Drehgestell). Die feste Wagenkastenbindung und der vergleichsweise große Achsabstand zwischen zwei Einzelfahrwerken führen zu einem hohen Anfahrwinkel. Allerdings gibt es auch längsweich angelenkte Einzelachsen, die in Grenzen eine bessere radiale Einstellung gegenüber den herkömmlichen Einzelachsen zulassen und daher diesen für ein besseres Durchfahren von Gleisbögen mit geringen Radien vorzuziehen sind. Ein pauschaler Vergleich mit zweiachsigen Fahrwerken (Drehgestellen) ist dann aber nicht mehr ohne Weiteres möglich.

Drehgestelle sind in ihrer Ausführung vielfältiger als Einzelfahrwerke. Sich radial einstellende Achsen sind für den Bogenlauf ideal. Quietschprobleme sind bei dieser Ausführung,

falls überhaupt, nur kurzzeitig bei der Einfahrt zu erwarten. Unterschieden wird zwischen gesteuerten (aktiven) und nicht gesteuerten (passiven) Radsätzen. Beide minimieren den Anfahrwinkel und damit das Quergleiten des inneren vorderen Rades bzw. des hinteren äußeren Rades in einem Drehgestell. Das Kurvenquietschen wird in der Regel mit sich radial einstellenden Radsätzen, eventuell mit Ausnahme der Einfahrt in den Bogen, vermieden.

Entscheidend für den Anfahrwinkel bei nicht radial einstellbaren Radsätzen ist deren Achsabstand. Je kleiner der Achsabstand, desto besser ist das Verhalten im Gleisbogen. Durch Bauteile (z. B. Motor und Getriebe), die in der Regel zwischen den Achsen eingebaut werden, ist ein Mindestmaß vorgegeben. Außerdem wird das Verhalten bei der Fahrt in der Geraden mit geringerem Achsabstand schlechter (was eventuell durch zusätzliche Dämpfer kompensiert werden kann).

Längsweiche Radsätze schließen die Lücke zwischen radial einstellbaren und nicht radial einstellbaren Radsätzen. Durch die längsweiche Anbindung der Radachsen an den Drehgestellrahmen können diese eine geringe radiale Einstellung realisieren. Damit können, im Vergleich zu längsstarren Fahrwerken/Radsätzen, engere Bögen mit radialer Radsatzstellung durchfahren werden. Mit abnehmendem Radius des Gleisbogens steigt allerdings der Anfahrwinkel auch hier an und damit die Gefahr von Kurvenquietschen.

Zusammenfassend kann die Anregung von Kurvenquietschen weitgehend durch sich radial einstellende Radsätze vermieden werden. Alle anderen Fahrwerksarten neigen, gemäß den oben aufgeführten Randbedingungen, mehr oder weniger zur Anregung von Quietschgeräuschen. Die Parameter, die das Kurvenquietschen bei Radsätzen/Einzelfahrwerken, die nicht radial einstellend sind, beeinflussen, sind in der Regel nur in der Konstruktionsphase zu verändern; der Betreiber kann hierauf keinen Einfluss mehr nehmen (außer unter Umständen durch entsprechende Vorgaben in Lastenheften). Beispielhaft sei an dieser Stelle auf die Züricher Tram COBRA²⁸ hingewiesen.

4.1.2 Radschallabsorber-Konzepte

Die Wirkung von Radschallabsorbern bzw. Radbedämpfungen beruht in der Regel auf der Umwandlung von Schwingungsenergie in Wärmeenergie und / oder auf der Minderung von Radschwingungen durch den Tilgereffekt.

Resonanzzungenabsorber, auch bekannt als Resonanzabsorber oder Zungenabsorber, werden auf die Eigenfrequenzen des Rades abgestimmt. Sie bestehen aus metallischen Platten, die durch elastomere Schichten getrennt sind, siehe Abbildung 4.2. Durch diese Multi-Layer-Bauweise werden durch den Radabsorber verschiedene Frequenzen gemindert. Je nach Ausführung werden die Radabsorber entweder an den Radkranz oder an die Radscheibe angebracht. Dabei spielt eine Rolle, ob der Radabsorber das Rollgeräusch oder das Kurven-

²⁸ Ein Artikel über die Züricher Tram COBRA ist von Kurt Sauter unter dem Titel: „Die Stadtbahn wird leiser“ zu finden. Erschienen in der Zeitschrift UmweltPraxis Nr. 13 von 1997 auf Seite 61.

Konzepte zur Minderung von Kurvenquietschen

geräusch mindern soll. Die Anbringung erfolgt durch Verschraubung oder durch Einspannung in eine Nut. Wobei die Einspannung in eine Nut eine zusätzliche Fugestellendämpfung bewirken kann.

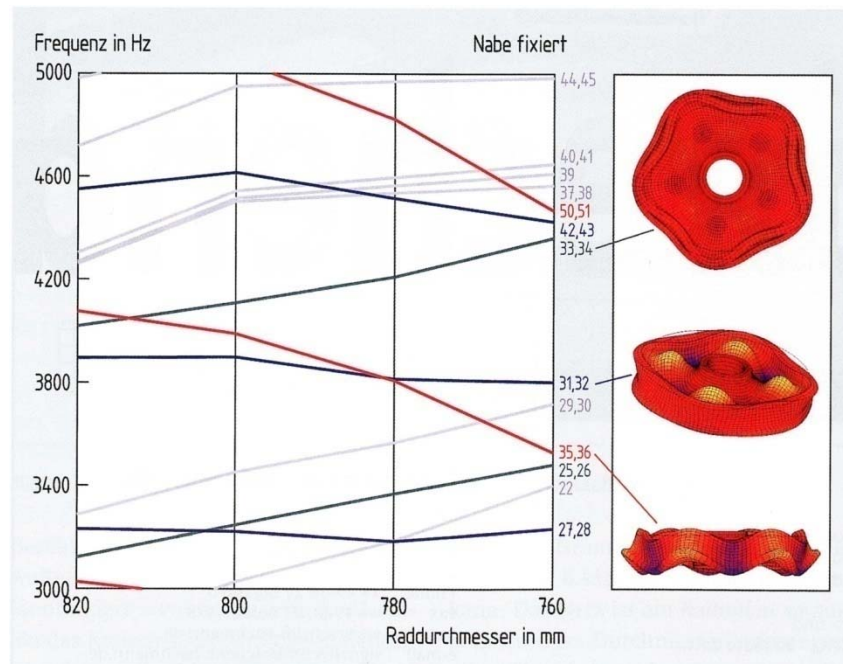


Abbildung 4.1 Veränderung der Eigenfrequenzen dreier Schwingungsformen am Beispiel eines Vollbahnrades [21]

Problematisch ist der Verschleiß der Räder: Mit abnehmender Radmasse verschieben sich auch die Eigenfrequenzen des Rades, vergleiche Abbildung 4.1. Dies muss bei der Dimensionierung der Radabsorber berücksichtigt werden.

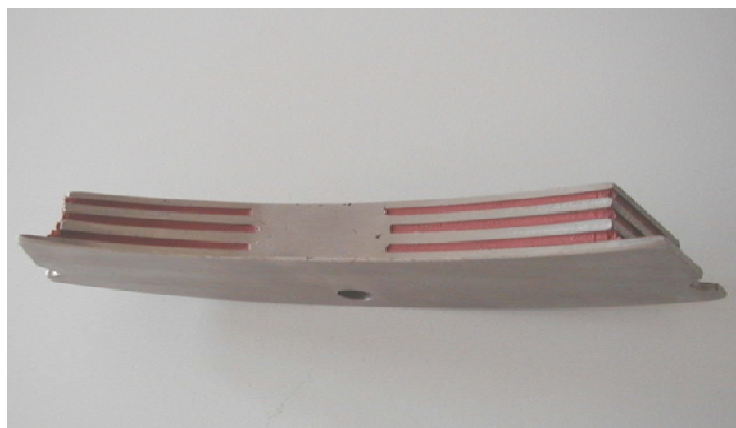


Abbildung 4.2 Radabsorber vom Bochumer Verein²⁹

Sichelabsorber wirken als Schwingungstilger. Der kuchenstückartige Absorber, Abbildung 4.3, besteht aus einem dreieckigen zur Mitte hin geschlitzten Metallstück, welches meist am Radkranz befestigt wird. Die so entstehenden, verschieden großen Metallsegmente haben unterschiedliche Eigenfrequenzen, die an die Eigenfrequenzen des eingebauten Rades an-

²⁹ <http://www.bochumer-verein.de/s571.html/> überprüft am 29. Dezember 2008.

gepasst werden sollten. Je nach Ausführung kann der Absorber als Sandwich ausgeführt sein oder massiv aus Metall.

Wie auch beim Resonanzungenabsorber besteht die Gefahr, dass der Absorber bei Verschleiß des Rades nicht mehr auf die relevanten Frequenzen abgestimmt ist, vergleiche hierzu Abbildung 4.1.



Abbildung 4.3 Sichelabsorber der Firma Schrey & Veit GmbH³⁰

Reibringe entziehen dem Schienenfahrzeugrad durch Reibung Energie. In einem Hohlkörper, der in eine Falz am Rad eingelegt oder geklebt ist, befindet sich Stahlkies, der das Rad weitgehend frequenzunabhängig zusätzlich bedämpft. Eingelegte Reibringe erreichen in der Regel durch ihre zusätzliche Fugestellendämpfung einen höheren Verlustfaktor [8] und [9].

Erfahrungsgemäß ist die Dämpfung, die durch die Reibringe in das Rad eingebracht werden kann, zu gering, um Kurvenquietschen zu vermeiden. Trotzdem werden in [54] Ringabsorber vorgestellt, die in Frankreich erfolgreich getestet wurden. Allerdings sind keine konkreten Ergebnisse in Bezug auf das Kurvenquietschen zu finden.

Neuerdings sind auch Absorber auf dem Markt, die die Konzepte von Resonanzungenabsorber und Ringabsorber vereinen. Sie versprechen eine noch höhere Dämpfungseinbringung.

Im Bereich des Rollgeräusches sind mithilfe von Radschallabsorbern nach Angaben der Hersteller Minderungen von bis zu 8 dB möglich; im Bereich des Kurvenquietschens ist die vollständige Vermeidung möglich [47] und [54].

4.1.3 Radbedämpfungen

Neben Radschallabsorbern als Minderungsmaßnahme für Kurvenquietschen besteht eine weitere Methode, das Rad zu bedämpfen, in der Aufbringung einer Entdröhnung. Als

³⁰ <http://sundv.gidt.info/> überprüft am 29. Dezember 2008.

Entdröhnmaterialien kommen mehrere verschiedene Produkte infrage. Aus Sicherheitsgründen kann die Entdröhnung nur auf der Rückseite des Rades angebracht werden. Auf diese Weise kann die Vorderseite weiterhin auf Risse kontrolliert werden.

Sandwichabsorber werden direkt auf das Rad aufgebracht. Sie bestehen aus einem Elastomer, das mit einer Stahldeckschicht bedeckt ist. Der Absorber reduziert die Oberflächenschwingungen durch Schubverformung des Elastomers. Von Nachteil ist die wärmeisolierende Wirkung des Sandwiches. Der Absorber wirkt ausschließlich bei Biege-Wellen, die in der Regel auch für die Schallabstrahlung verantwortlich sind. Dehn- und Schubwellen werden nicht bedämpft. Die Schallminderung wird in der Literatur für das Rollgeräusch mit 3 bis 6 dB beziffert; auch im Bereich der Kurvengeräusche ist eine Minderung bis hin zur Vermeidung des Kurvenquietschens möglich, [14], [46], [47], [54] und [87].

4.1.4 Gummigefederte Räder

Im Straßenbahnbereich ist es üblich gummigefederte Räder einzusetzen. Hierbei ist der Radkranz durch eine Gummischicht von der Radscheibe getrennt. Der Vorteil liegt in einer Entkopplung des Radreifens von der Radscheibe und einer insgesamt höheren inneren Rad-dämpfung.

Die höhere innere Dämpfung im Vergleich zu Vollrädern wirkt sich positiv auf die Verminderung von Kurvenquietschen aus. Dennoch ist der Dämpfungseintrag in den seltensten Fällen groß genug, um Quietschen vollkommen zu vermeiden.

4.1.5 Werkstoffwahl der Räder

Durch geeignete Wahl des Werkstoffs kann bei gegebener Radgeometrie unter Umständen eine höhere Dämpfung erreicht werden. Ist die Dämpfung hoch genug, kann die Kurvenquietschneigung verringert werden.

Zudem werden durch die Änderung des Radwerkstoffs die Kontaktgrößen verändert. Inwieweit hierdurch eine positive Wirkung in Bezug auf das Kurvenquietschen erreicht werden kann, muss aber im Einzelnen untersucht werden. Erste Untersuchungen wurden in diesem Zusammenhang von Lipinsky [48] gemacht. Weitergehende Untersuchungen sind nicht bekannt.

4.1.6 Radgeometrie

Durch die Radgeometrie werden die Eigenfrequenzen und die zugehörigen Eigenformen des Rades beeinflusst. Jedoch können diese unter Vernachlässigung von Raddurchmesser- und Radkranzformänderungen nur in einem sehr eingeschränkten Bereich variiert werden. Ob hierdurch eine Quietschfrequenz vollkommen beseitigt werden kann, bleibt zu bezweifeln. Trotzdem ist nicht auszuschließen, dass eine Veränderung der modalen Größen des Rades zu

einer Verminderung des Kurvenquietschens beitragen kann. Untersuchungen mit positiven Ergebnissen sind in [73] zu finden.

4.1.7 Oberflächenbehandlung der Radfahrflächen

Eine Oberflächenbehandlung der Radfahrfläche kann eine Veränderung des Reibwertes bewirken.

Beispielsweise besteht die Möglichkeit, mithilfe einer Ultraschallbehandlung das Gefüge der Fahrflächenoberfläche zu verändern und somit Poren in der Oberfläche zu schließen. Damit kann eine Verringerung der Fahrflächenrauheit erreicht werden.

Der Einfluss einer solchen Maßnahme auf das Kurvenquietschen wird als vernachlässigbar eingeschätzt.

4.1.8 Sekundäre Maßnahmen

Sekundäre Maßnahmen wirken nicht wie Absorber oder Bedämpfungsmaßnahmen direkt an der Schallquelle, sondern auf dem Ausbreitungsweg und mindern hier das schon entstandene Geräusch.

Fahrzeugseitig ist die Applikation von Radscheibenblenden üblich. Sie werden vor der Radscheibe montiert und dämmen so den vom Rad abgestrahlten Schall. Die Schallminderung wird auf etwa 4 dB beziffert [23], [87] und [93].

Die frequenzabhängige Schallminderung ist weitgehend unabhängig von der Quellleistung. Da bei Kurvenquietschen mit weitaus größeren Schallpegelzuwächsen gegenüber dem herkömmlichen Geradengeräusch gerechnet werden muss, ist die Verwendung von sekundären Maßnahmen allein am Fahrzeug in der Regel nicht zielführend.

4.1.9 Zusammenfassung

Generell können Fahrzeugmaßnahmen Kurvenquietschen vermeiden. Dies zeigen sowohl Ergebnisse von Simulationsberechnungen als auch die Berichte verschiedener Betreiber. Entscheidend ist die Höhe der durch die Maßnahme eingebrachten Dämpfung in die relevanten Eigenfrequenzen des Rades. Die Höhe der Dämpfung wiederum hängt vom Rad und der Maßnahme selber ab. Nicht für jedes Rad können mit vertretbarem Aufwand Maßnahmen realisiert werden, die eine ausreichende Dämpfung zur Vermeidung des Kurvengeräusches erreichen.

Radschallabsorber scheinen derzeit das höchste Schallminderungspotenzial zu bieten. Die Höhe der Dämpfungseinbringung durch einen Radschallabsorber hängt nicht nur von der Konstruktion sondern auch von der Anbringung am Rad ab. Die Messergebnisse, siehe Abschnitt 2.5.4, zeigen, dass die Schwingungsformen der Quietschfrequenzen durchaus mit dem

Rad rotieren können. Um eine maximale Dämpfungseinbringung durch einen Absorber sicherzustellen, muss dies in der Auslegung des Absorbers beachtet werden.

Für die Quantifizierung der Dämpfung eines Rades ist die Angabe des Verlustfaktors üblich. Reiner Stahl besitzt einen sehr geringen Verlustfaktor von etwa 0,0002. Bei gut angepassten Schwingungsdämpfern kann der Verlustfaktor in den relevanten Eigenfrequenzen des Rades um mehr als das 50-fache angehoben werden. Die Abstimmung der Radmaßnahme sollte am eingebauten Rad stattfinden [16] und [85]. Mit der Zeit verschieben sich die Eigenfrequenzen der Schwingungsformen [12] und [21], auch dies muss bei der Dimensionierung der Rad-schallabsorber berücksichtigt werden.

Darüber hinaus sollten Aspekte wie die mechanische Festigkeit und die Dauerwirksamkeit der Maßnahme, der zur Verfügung stehende Bauraum usw. bei der Lösungssuche Berücksichtigung finden.

Im konstruktiven Bereich bietet die Verwendung von sich radial einstellenden Fahrwerken das höchste Potenzial zur Vermeidung von Kurvenquietschen. Durch die Minimierung des Anfahrwinkels zwischen Rad und Schiene [26] wird eine notwendige Bedingung zum Einsetzen von Quietschen positiv beeinflusst. Ob das Quietschen mit dieser Maßnahme generell verhindert werden kann, hängt stark von den vorliegenden laufdynamischen Parametern ab. So muss zum Beispiel die Rad/Schiene-Profilpaarung eine schnelle radiale Einstellung des Fahrwerks ermöglichen, vergleiche Abschnitt 4.3.2. In [54] wird berichtet, dass die Verwendung von sich radial einstellenden Fahrwerken in vielen Situationen das Vorkommen von Kurvenquietschen gänzlich beseitigt. Falls doch Quietschen auftrat, so mit 7-20 dB geringeren Peakwerten.

4.2 Kontaktfläche Rad/ Schiene

Die Kontaktfläche zwischen Rad und Schiene kann durch Schmierstoffe oder Flüssigkeiten benetzt werden. Dabei existieren mit dem Fahrzeug mitgeführte Anlagen und ortsfeste Anlagen. Ziel ist die geeignete Veränderung des Reibwertes, um Kurvenquietschen zu vermeiden.

Die Verwendung von Schmierstoffen oder Flüssigkeiten hat sich bisher nicht allgemein durchgesetzt. Zu häufig sind Probleme mit der Dosierung und / oder den Umwelteinflüssen, zum Beispiel bei der Verwendung von Wasser. Neben Korrosion bestehen bei Wasserverwendung Probleme bei der Anwendung bei Temperaturen unter dem Gefrierpunkt.

4.2.1 Schmierstoffe und Flüssigkeiten

Schmierstoffe oder Flüssigkeiten verringern den Reibwert im Kontaktbereich und beeinflussen so die Entstehung des Kurvenquietschens.

In engen Kurven werden auf die Fahrflanken von Rad und Schiene üblicherweise Schmierstoffe aufgebracht, um den starken Verschleiß zu mindern. Für den speziellen Gebrauch gegen das Kurvenquietschen gibt es die Möglichkeit, Applikationssysteme am Fahrzeug oder in den relevanten Bögen zu installieren. Dabei werden nicht selten Eigenkonstruktionen der Betreiber verwendet. Im Allgemeinen zeigen diese Systeme eine gute Wirkung. Oft kann das Kurvenquietschen gänzlich vermieden, meist aber zumindest in seiner Häufigkeit und Pegelhöhe reduziert werden.

Die verschiedenen Schmierstoffe unterscheiden sich meist nur geringfügig in ihrer Wirkung. Im Bereich der Schmiermittelaufbringung scheint bei genügender Menge fast jeder Schmierstoff gegen das Kurvenquietschen wirksam. Meist reicht die Applikation des Schmierstoffes auf der bogeninneren Schiene, dennoch kann die Applikation auf beiden Schienen des Bogens notwendig sein, um eine Reduzierung bzw. Vermeidung zu erreichen.

4.2.2 Reibwert-Modifizierer

Reibwert-Modifizierer verändern den Zusammenhang zwischen Reibwert und Schlupf. Nach Angaben der Hersteller wird die abfallende Reibwert/Schlupf-Funktion mithilfe von Reibwert-Modifizierern in eine monoton steigende Funktion verwandelt (während Schmierstoffe den Reibwert „nur“ insgesamt herabsetzen und somit der abfallende Charakter bestehen bliebe). Somit ist der Reibwert über den Schlupf gesehen zwar insgesamt niedriger als ein Kontakt ohne applizierte Mittel auf der Fahrfläche, aber dennoch höher als bei Schmierstoffen. Somit liegen die Vorteile gegenüber den Schmiermitteln vor allem in dem höheren Potenzial der Traktion und Bremsleistung.

Das Wirkpotenzial wiederum scheint dem der Schmierstoffe zu gleichen: Der Einsatz von Reibwert-Modifizierern kann Kurvenquietschen oft komplett vermeiden, meist aber mindestens die Häufigkeit und die Höhe der emittierten Pegel reduzieren. Oft genügt auch hier die Benetzung der bogeninneren Schiene mit der Substanz. Manchmal muss die Substanz aber auch auf beiden Schienen des Gleises appliziert werden, um die erwünschte Wirkung zu erzielen.

4.2.3 Zusammenfassung

Um eine Verminderung bzw. Vermeidung des Kurvenquietschens zu erreichen, müssen die Schmierstoffe bzw. Reibwert-Modifizierer auf die Fahrfläche aufgebracht werden. Bei bloßer Benetzung der Flanken kann das Kurvenquietschen, das aufgrund der Querbewegung des Radsatzes im Bogen entsteht, nicht beeinflusst werden. Ob die Benetzung ortsfest oder fahrzeugfest erfolgt, ist, vorausgesetzt die Maßnahme erreicht den Kontaktbereich, für die Wirkung unerheblich.

Es können bogenäußere und bogeninnere Räder zum Quietschen angeregt werden. Jedoch quietschen in vielen Fällen ausschließlich die bogeninneren Räder. Dies sollte im Vorfeld

untersucht werden, da so die Hälfte an Schmierstoff bzw. des Reibwert-Modifizierers eingespart werden kann und zudem die Umwelt nicht mehr belastet wird als nötig.

Der erfolgreiche Einsatz von Schmiermittel in einem bestimmten Bogen ist keine Garantie für einen erfolgreichen Einsatz in einem anderen Bogen. Ein Variationsparameter ist die applizierte Menge. Besonders bei Wassereinsatz kann eine größere Menge eine bessere Wirkung erzielen.

Generell ist die Verwendung von Schmiermittel oder Reibwert-Modifizierern als Maßnahme geeignet, das Kurvenquietschen zu reduzieren oder sogar zu vermeiden [13], [36], [53], [67] und [76].

Bemerkung: Vor der Verwendung von Schmierstoffen oder Reibwert-Modifizierern im Kontaktbereich von Rad und Schiene müssen in Absprache mit der Technischen Aufsichtsbehörde Bremsproben durchgeführt werden. Dabei darf sich der Bremsweg unter Anwendung der Maßnahme nicht unzulässig verlängern. Berücksichtigt werden die örtlichen Gegebenheiten, wie Gefälle, Bahnüberwege, Straßenkreuzungen usw.. Zudem müssen negative Auswirkungen wie Überschmierung, Kontaktunterbrechung, Umweltbeeinträchtigung, schädliche Reaktionen verschiedener vom Betreiber eingesetzter Schmierstoffe usw. sicher ausgeschlossen werden.

4.3 Ortsfeste Minderungsmaßnahmen am Fahrweg

Der Fahrweg stellt die Rahmenbedingung für das Auftreten von Kurvenquietschen. Erst ab einem bestimmten Mindestradius setzt die Möglichkeit des Eintretens von Kurvenquietschen ein. Dieser Mindestradius ist abhängig von den laufdynamischen Parametern und damit von der Fahrzeug-Fahrweg-Kombination.

Maßnahmen am Oberbau verändern daher entweder die laufdynamischen Parameter der Fahrzeug-Fahrweg-Kombination, den Reibwert der Fahrfläche, die Dämpfungseigenschaften des Fahrweges oder sie wirken auf die Ausbreitung des Schallpegels.

4.3.1 Oberbauformen, Trassierung und Gleisgeometrie

Die Parameter Oberbauform, Trassierung und Gleisgeometrie haben Einfluss auf die laufdynamischen Parameter und diese wiederum auf das Auftreten des Kurvenquietschens.

Der Fahrweg von Straßenbahnen muss sich in der Regel den örtlichen Gegebenheiten unterordnen. Daher müssen bei der Trassierung oft enge Bogenradien in Kauf genommen werden. Diese sollten aber möglichst verhindert werden, denn grundsätzlich gilt, umso kleiner ein Bogenradius ist, desto größer ist die Wahrscheinlichkeit, dass Kurvenquietschen in diesem Bogen auftreten wird [45]. Der Streckenplaner sollte also Gleisbögen mit kleinen Radien vermeiden und die Anzahl der Gleisbögen insgesamt minimieren.

Oberbauformen, die Vorteile im Kurvengeräusch gegenüber anderen Oberbauformen hätten, sind nicht bekannt. Im Allgemeinen ist es aber ratsam, bei der Streckenplanung in den unvermeidlichen Bögen eine Konstellation der Oberbau- und Gleisparameter zu wählen, die einen möglichst geringen Anfahrwinkel des Fahrzeugs zur Folge hat. Hier kann eine vorgeschaltete Laufdynamikanalyse wichtige Erkenntnisse bringen.

4.3.2 Schienenrauheit, Schienenprofil und Schienenbeschichtung

Während die Schienenrauheit (in Zusammenwirken mit der Radrauheit) weitgehend das Rollgeräusch bestimmt, ist der Einfluss auf das Kurvenquietschen zu vernachlässigen.

Das Schienenprofil hat einen Einfluss auf die Laufdynamik und somit auf für das Kurvenquietschen relevante Parameter. Durch eine Anpassung des Schienenprofils, möglicherweise durch ein asymmetrisches Schienenprofil, kann die Ausrichtung eines Fahrwerkes im Gleis positiv beeinflusst und so die Kurvenquietschneigung verringert werden. Die Messergebnisse von Brandau in [7] zeigen für die Verwendung von asymmetrischen Schienenprofilen entgegen der vorherrschenden Meinung sogar einen geringeren Verschleiß als herkömmliche Schienenprofile im Bogen. Auch die Radprofile zeigen aufgrund des Schienenprofils keine negativen Verschleißerscheinungen. Dirks [17] sieht einen möglichen Zusammenhang zwischen lateraler Kontaktposition des Rades und der Quietschmöglichkeit. So tritt nach ihrer Meinung Quietschen nur dann auf, falls der Kontaktpunkt auf der Außenseite der Fahrfläche liegt. Kann der Kontaktpunkt jedoch in Richtung Radkranz verschoben werden, so verringert sich die Quietschneigung bzw. das Quietschen wird gänzlich unterbunden. Die Verlagerung des Kontaktpunktes will sie mithilfe asymmetrischer Schienenprofile realisieren.

Stark verriffelte Schienen verändern die Kontakteigenschaften zwischen Rad und Schiene. Dies kann mitunter zu einer Verringerung oder gar Vermeidung von Kurvenquietschen führen. Allerdings führen Riffel zu einer verstärkten Rollgeräuschanregung und einer stärkeren Fahrzeug- bzw. Fahrwegbeanspruchung.

Bei der Verwendung von sich radial einstellbaren Radsätzen müssen die Radsätze für enge Kurvenradien gesteuert werden. Dies geschieht entweder durch die Selbsteinstellung aufgrund der Kräfte im Rad/Schiene-Kontakt oder durch Stellelemente am Fahrwerk. Für eine richtige Selbsteinstellung wird daher ein guter Rad/Schiene-Kontakt benötigt. Bei einem schlechten Rad/Schiene-Kontakt sind die Stellkräfte zum Aufbau der nötigen Selbststeuerung nicht gegeben. Bei passiven Radsatzsteuerungen werden häufig Steuer- und Stellglieder benötigt. Sowohl die längsweiche Anlenkung als auch die Steuerbarkeit stehen zudem im Zielkonflikt mit einer Realisation von hohen Geschwindigkeiten.

Beschichtung der Fahrflächen von Schienen mit Blei („Die bleilegierte Schiene“) ergaben Vorteile in der Häufigkeit des Auftretens von Kurvenquietschen. Aber die auf die Fahrfläche aufgetragene Bleischicht ist zum einen schon nach wenigen Überfahrten abgetragen, zum anderen ist die Umweltbelastung durch das Blei nicht tragbar [54].

4.3.3 Werkstoff der Schienen

Das Ziel, Kurvenquietschen zu verringern oder gar zu vermeiden, ist mit der Variation des Werkstoffes der Schienen nur dann zu erreichen, wenn der Reibwert der Fahrfläche durch die neue Werkstoffwahl vermindert wird. In diesem Fall sollte aber nur der betreffende Bogenbereich mit dieser Schiene ausgestattet werden. Falls es nur auf der Innenseite des Bogens zu Quietschgeräuschen kommt, kann sogar lediglich die bogeninnere Schiene ausgetauscht werden. Ein geeigneter Schienenwerkstoff, der diese Eigenschaft mit sich bringen würde, ist bisher nicht bekannt.

Eine erhöhte Dämpfung, die durch eine andere Werkstoffwahl erreicht werden könnte, scheint nicht zielführend.

4.3.4 Schienenstegbedämpfung

Die Applikation von Dämpfungselementen an den Schienensteg zielt auf eine Erhöhung des Verlustfaktors der Schiene ab. Erwünscht ist eine amplitudenmindernde Rückwirkung auch auf das Rad, aus der eine geringere Gesamtschallabstrahlung resultieren soll.

Allerdings ist die Dämpfungsrückwirkung auf das Rad selbst bei massiven Konstruktionen zu gering, um ein Kurvenquietschen zu vermeiden. Eine weitere Wirkung kann aber die Verstimmung der Modenkopplung von Rad und Schiene sein. Dadurch könnte es zu einer Reduktion der Höhe der Schallpegel durch Kurvenquietschen kommen, die mitunter von Lenz [46] beobachtet wurde.

4.3.5 Schienenabsorber

Die Wirkungsweise von Schienenabsorber ist die gleiche wie bei Radschallabsorbern, vergleiche Abschnitt 4.1.2. Auch Schienenabsorber entziehen der Struktur Schiene Energie und wandeln diese in Wärme um und / oder sie nutzen den Tilgereffekt zur Schwingungsminderung. Dies führt zu einer Minderung der abgestrahlten Schallenergie und damit zu einer Senkung der Schallemission. In erster Linie wird die Schallabstrahlung der Schiene vermindert. Eine Rückwirkung auf das Rad ist zwar immer gegeben, doch sind Radschallabsorber für das Rad wirkungsvoller.

Wirkungsvolle Schienenschallabsorber bringen eine hohe zusätzliche Masse an die Schiene. Somit ist mit einer Verschiebung bestimmter Eigenfrequenzen zu rechnen. Beispiele finden sich in [3], [14], [47] und [58].

4.3.6 Auftragsschweißungen

Eine Variante von Auftragsschweißungen wurde in Köln in einzelnen Gleisbögen realisiert [46]. Dabei wurden zwei Schweißraupen parallel zur Schienenflanke auf der Fahrfläche aufgebracht, vergleiche Abbildung 4.4. Die Ausführung muss sehr sorgfältig erfolgen und

Schweißzusatzwerkstoff, Schweißparameter und Schweißfolge müssen richtig gewählt werden, um eine gewisse Dauerfestigkeit sicherstellen zu können.

Durch die Schweißraupen verändern sich Kontakt und Reibwert, daher kann eine solche Maßnahme zu einer Verminderung bis hin zur Vermeidung der Quietschgeräusche führen, wie sie auch in Köln beobachtet wurde.

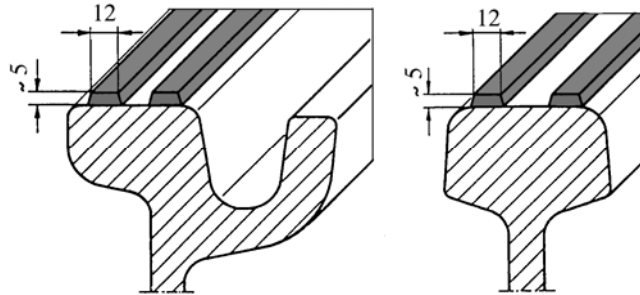


Abbildung 4.4 Prinzipskizze der Auftragsschweißung

4.3.7 Zusammenfassung

Soweit möglich sollte schon bei der Streckenplanung auf enge Bogenradien verzichtet werden. Die relevanten Schienenparameter, die in Kombination mit dem Fahrzeug die laufdynamischen Parameter bestimmen, sollten die Einhaltung der Abrollbedingung und geringe Anfahrwinkel ermöglichen. Der Einsatz von asymmetrischen Schienenprofilen kann diese Parameter auch bei geringeren Radien realisieren.

Tritt in einem Bogen Kurvenquietschen auf, so kann zwar mit den verschiedenen vorangegangenen Maßnahmen auf das Kurvenquietschen Einfluss genommen werden, jedoch ist dieser in der Regel für die Empfehlung einer solchen Maßnahme zu gering.

4.4 Sonstige Maßnahmen

4.4.1 Geschwindigkeitseinfluss

Ein Geschwindigkeitseinfluss auf das Kurvenquietschen konnte in den Messungen nicht beobachtet werden. Jedoch verändert sich der Anfahrwinkel in geringem Maße mit der Geschwindigkeit. Daher kann durch Verändern der Fahrgeschwindigkeit im Bogen, jedenfalls in der Theorie, der Anfahrwinkel unter ein kritisches Maß gebracht werden. In der Praxis wird sich eine solche Möglichkeit mit hoher Wahrscheinlichkeit nicht ergeben.

4.4.2 Aktive Maßnahmen an Rad und / oder Schiene

In vielen Bereichen existieren, neben den bisher noch üblichen passiven Maßnahmen, auch aktive. Auch im Bereich der Minderungsmaßnahmen bei Kurvenquietschen ist die Ver-

wendung solcher Maßnahmen denkbar. Mithilfe von aktiven Elementen könnten die dominanten Schwingungen in Rad und / oder Schiene unterdrückt werden. Dabei nimmt ein Sensor die Bewegungen auf der Oberfläche des Rades und / oder der Schiene auf. Diese werden entsprechend den relevanten Frequenzen gefiltert und in ihrer Phase verschoben. Das gewonnene Signal wird dann mithilfe eines Aktuators wieder auf das Rad bzw. auf die Schiene gegeben. Werden Piezo-Elemente für die Messung der Bewegung verwendet, so können diese auch gleichzeitig als Aktuatoren verwendet werden. In [91] wird ein Messaufbau beschrieben, der diese Idee gegen das Bremsenquietschen einsetzt.

Im Bereich der Schienenfahrzeuge beschäftigte sich Heckl in [30] mit der Minderung von Kurvenquietschen durch aktive Maßnahmen. Ihre mathematischen Überlegungen wurden bisher jedoch nicht in der Realität getestet. Sollen Quietschschwingungen schon in der Entstehung unterdrückt werden, so wird weitaus mehr Energie benötigt, als für die Unterdrückung von bereits eingeschwungenen Quietschmoden. Zudem kann eine durch den Aktuator aufgebrachte Schwingung durch Modenkopplung ursprünglich stabile Schwingungsmoden destabilisieren.

Nach Kurzeck [43] schließen Dröhnen und Kurvenquietschen einander aus. Somit könnte als Idee ein aktives Aufprägen einer Dröhnfrequenz auf den Radsatz vermutlich das Kurvenquietschen vermeiden. Dies müsste allerdings weiter untersucht werden.

Im Zusammenhang mit aktiven Maßnahmen bleibt es fraglich, ob Aktuatoren unter vertretbarem Aufwand genügend Energie in die massive Struktur des Rades oder der Schiene einbringen können. Zudem ist die Unterbringung der Mess- und Aktuatortechnik besonders im Fall des Rades stark problembehaftet.

4.5 Fazit und Maßnahmenkombinationen

Das Ziel von Maßnahmen gegen das Kurvenquietschen muss es sein, das Kurvenquietschen gänzlich zu vermeiden. Eine Verminderung der Häufigkeit oder des maximalen Pegels ist nicht ausreichend.

Jede der vorgestellten Maßnahmen kann einen Parameter in einer Weise verändern, dass Kurvenquietschen vermieden wird. Jedoch ist die Wahrscheinlichkeit Kurvenquietschen zu vermeiden für die meisten Maßnahmen eher gering: Entweder werden relevante Parameter nur in einem geringen Maße verändert oder es werden Parameter verändert, die nur einen geringen Einfluss auf das Kurvenquietschen haben. Zielführender ist die Verwendung von Maßnahmen, die in der Lage sind, die relevanten Parameter sehr stark zu verändern, um so die Wahrscheinlichkeit einer Vermeidung des Kurvengeräusches zu maximieren.

Grundsätzlich handelt es sich bei Maßnahmen mit starkem Einfluss auf das Kurvenquietschen um Maßnahmen, die auf das Rad oder im Kontakt zwischen Rad und Schiene wirken. Maßnahmen an der Schiene, wie Schienenabsorber, Variation des Schienenwerkstoffs oder der

Schienenstegbedämpfung wirken zwar auf das Rad zurück, jedoch nur in geringem Maße. Eine starke Änderung der Radparameter ist hierdurch nicht zu erwarten.

Maßnahmen am Rad hingegen, vor allem Radschallabsorber, können ein hohes Maß an Dämpfung in das Rad einbringen und so die für das Kurvenquietschen notwendige instabile Radschwingform für die vorliegende Kurvensituation stabilisieren.

Der zweite notwendige Parameter für das Auftreten des Kurvenquietschens ist ein hoher Reibwert. Dieser kann durch die Einbringung von Schmiermitteln oder Reibwert-Modifizierern in die Kontaktfläche von Rad und Schiene verändert werden. Wie stark der Reibwert verändert werden kann und darf, hängt von der Fahrzeug-Fahrweg-Kombination ab.

Die Verringerung eines hohen Anfahrwinkels, dem dritten notwendigen Parameter, kann nur durch konstruktive Maßnahmen erreicht werden. Maßnahmen am Oberbau können, hier besonders im Straßenbahnbereich, wo sehr enge Bögen vorzufinden sind, nur begrenzt derart verändert werden, dass immer die Abrollbedingung erfüllt und somit ein Quergleiten minimiert ist. Interessant scheinen in diesem Zusammenhang asymmetrische Schienenprofile. Wieder kann auf Seite der Fahrzeuge effektiver eingegriffen werden: Sich radial einstellende Radsätze im Zusammenhang mit einer geeigneten Rad/Schiene-Profilpaarung können den Anfahrwinkel so stark minimieren, dass kein Kurvenquietschen mehr auftritt. Sich radial einstellende Fahrwerke sind in der Anschaffung etwa 10-15 Prozent teurer als herkömmliche Fahrwerke. Dennoch wird, aufgrund des geringeren Verschleißes und der Energieeinsparung bei Kurvenfahrt aufgrund des geringeren Widerstandes, auf lange Sicht mit finanziellen Einsparungen gegenüber herkömmlichen Fahrwerken gerechnet.

Maßnahmen, die die Schwingungsform oder die Dämpfung des Rades, den Reibwert zwischen Rad und Schiene oder den Anfahrwinkel beeinflussen, können beliebig kombiniert werden. Eine Kombination verspricht immer ein erhöhtes Vermeidungspotenzial. Maßnahmen, die auf eine Erhöhung der Dämpfung in einer der beteiligten Strukturen abzielen, sind auch ohne Bedenken mit jeder anderen Maßnahme zu kombinieren. Andere Maßnahmen jedoch sollten vorher auf die gegenseitige Verträglichkeit hin untersucht werden. So scheint eine Kombination einer Oberflächenbehandlung in Kombination mit einer Reibwertbeeinflussung durch Schmierstoffe nicht in jedem Fall angebracht usw..

Bemerkung: Kann durch eine Maßnahme an der Schiene eine Modenkopplung zwischen Rad und Schiene, die normalerweise zum Kurvenquietschen führt, verhindert werden, so erscheinen auch Maßnahmen an der Schiene sehr effektiv. Jedoch ist es äußerst schwierig die Schwingformen der Schiene mit Maßnahmen, die in diesem Kapitel beschrieben wurden, in dieser Weise zu verändern. Durch andere Maßnahmen müssten Veränderungen am Aufbau, dem Querschnitt und der Befestigung der Schiene vorgenommen werden. Diese Veränderungen sind nicht willkürlich durchzuführen, sondern erfordern eine genaue Kenntnis der spezifisch vorliegenden Kurvenquietschursache.

5 Zusammenfassung

Der schienengebundene Nahverkehr steht aktuell vor vielen Herausforderungen, die über seine Wettbewerbsfähigkeit in der Zukunft entscheiden werden. Neben politischen und finanziellen Aspekten spielt auch die Verbesserung der Umweltverträglichkeit eine große Rolle, um den schienengebundenen Nahverkehr nachhaltig zu stärken. Ein wichtiges Akzeptanzmerkmal im Bereich der Umweltverträglichkeit ist die Schallabstrahlung des Schienenfahrzeugs. Denn diese ist besonders bei dem Auftreten von Kurvenquietschen für Anwohner äußerst störend.

Kurvenquietschen ist ein unregelmäßig in engen Bögen auftretendes Phänomen. Neben dem hohen emittierten Schallpegel ist vor allem die starke Tonhaltigkeit besonders störend. Zudem liegen die Quietschfrequenzen meist im Frequenzbereich der Sprache, dem Frequenzbereich, in dem der Mensch am besten hören kann. Physikalisch gesehen handelt es sich beim Kurvenquietschen um eine selbsterregte Schwingung, die ihre Energie aus der Reibung, die durch die Querbewegung des Rades auf der Schiene entsteht, bezieht.

Bis heute existiert kein umfassendes Modell, welches den Entstehungsmechanismus des Kurvenquietschens unter Einbeziehung aller relevanten Parameter beschreiben könnte. Modellansätze verwenden bisher in der Regel eine abfallende Kraftschluss/Schlupf-Funktion, die bei Vorhandensein einer stark ungedämpften axialen Schwingungsform zwangsläufig zu einer Instabilität führt, um das Quietschen zu modellieren.

Die umfangreichen Messungen, die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurden, zeigen aber gerade auch für die Schiene hohe Amplituden in vertikaler Richtung in der Nähe der Radquietschfrequenz. Diese führt zu einer dynamisch pulsierenden Normalkraft des Rades auf die Schiene. Eine pulsierende Normalkraft kann zudem auch durch eine Radschwingungsform, die vorwiegend Verformungen in radialer Richtung zeigt, die in einer Frequenz nahe der vorwiegend axial schwingenden Quietschfrequenz liegt, entstehen. In beiden Fällen ist das System auch bei konstantem Reibungskoeffizienten selbsterregungsfähig. Damit tritt die Bedeutung des Reibungskoeffizienten in den Hintergrund.

Das Auftreten von Quietschen benötigt daher das Vorhandensein dreier Parameter: das Vorliegen eines hohen Reibwertes zwischen Rad und Schiene, eine gering gedämpfte Schwingform und einen hohen Anfahrwinkel. Die Messungen zeigen unter diesen Voraussetzungen eine Quietschanfälligkeit des vorderen bogeninneren Rades eines zweiachsigen Fahrwerkes und des hinteren bogenäußeren Rades. Oft zeigt aber nur das bogeninnere Rad Kurvenquietschen, was für Minderungsmaßnahmen ausgenutzt werden sollte.

Zudem wurde bisher vermutet, dass die Schwingungsformen der Quietschfrequenzen für einen äußeren Beobachter stehen. Somit würde die Befestigung von Radschallabsorber sowohl Knotenlinien als auch Amplitudenmaxima der Schwingungsform der Quietschfrequenz abtasten. Jedoch beweisen die Ergebnisse der Messung, dass sich die Schwingungsform der Quietschfrequenz in den Messungen mit dem Rad dreht. Dies muss sowohl bei Messungen während der Fahrt als auch bei der Auslegung der Radschallabsorber beachtet werden.

Die durchgeführten Messungen wurden im nächsten Schritt für die Validierung eines Simulationsmodells verwendet. Die Rechnungen wurden mit der Software SFE AkusRail durchgeführt, welches Stabilitätsanalysen durchführt und dabei Modenkopplungen berücksichtigen kann. Es wird also keine abfallende Kraftschluss/Schlupf-Funktion benötigt. Als Programminput wurden die durch die Messung validierten Finite-Element-Modelle von Rad und Schiene sowie die Ergebnisse einer vorgeschalteten Mehrkörpersimulation verwendet.

Die Simulationsergebnisse zeigen eine hervorragende Übereinstimmung mit den Ergebnissen der Messung. Aufbauend auf diesem Modell konnten so zuverlässige Variationsrechnungen von Radparametern und Oberbauvarianten durchgeführt werden. Während sich die Ergebnisse auf diskret abgestützten Schienen zwar von denen kontinuierlich abgestützter Schienen unterscheiden, sich hier aber keine Vorteile für eine Variante herausbildeten, kann durch eine genügend hohe Dämpfungseinbringung in das Rad jedes Kurvenquietschen vermieden werden.

Vor dem Hintergrund der Mess- und Simulationsergebnisse und unter Einbeziehung von Betreibererfahrungen und Literaturberichten konnte eine Bewertung der verschiedenen Minderungsmaßnahmen erfolgen. Es stellte sich heraus, dass die überwiegenden Maßnahmen zwar in der Lage sind, Parameter, die einen Einfluss auf das Kurvenquietschen haben, zu verändern, jedoch ist eine Vermeidung oder Minderung des Geräusches durch diese Maßnahmen, auch wenn sie vereinzelt festgestellt wurde, unwahrscheinlich, wenn auch möglich. Es wird daher empfohlen, diese Maßnahmen, falls überhaupt, nur als zusätzliche Option anzuwenden.

Wirkungsvolle Maßnahmen sind die Verwendung von richtig dimensionierten und angebrachten Radschallabsorbern. Unter Ausschöpfung der maximal möglichen Dämpfungseinbringung in das Rad sollte für die überwiegenden Fahrzeug-Fahrweg-Kombinationen das Kurvenquietschen vollkommen vermieden werden können.

Eine weitere Möglichkeit ist die Verwendung von Schmiermitteln oder Reibwert-Modifizierern, die den Reibwert zwischen Rad und Schiene herabsetzen und so die nötige Energiezufuhr für das Kurvenquietschen herabsetzen. Bei Unterschreitung eines bestimmten Reibwertes wird jedes Kurvenquietschen vermieden, jedoch müssen hier Sicherheitsaspekte beachtet werden. In vielen Fällen reicht die Benetzung der bogeninneren Schiene aus.

Der Anfahrwinkel ist ausschließlich konstruktiv zu minimieren. So sollte die Verwendung von sich radial einstellenden Fahrwerken, bei einem passenden und guten Rad/Schiene-Kontakt, zu einer Vermeidung von Kurvenquietschen führen. Konstruktive Oberbaumaßnahmen reichen insbesondere im schienengebundenen Nahverkehrsbereich meist nicht aus.

6 Ausblick

Eine starke Einwirkung auf die Struktur Rad oder im Bereich des Rad/Schiene-Kontakts ist in der Lage, das Kurvenquietschen vollständig zu vermeiden. Darüber hinaus gibt es Parameter in der Laufdynamik, die geeignet angepasst werden können. Die Realität zeigt jedoch, dass auch Parameter existieren, die nur einer sehr kleinen Anpassung bedürfen, um das Kurvenquietschen zu vermeiden. Die Kenntnis und die gezielte Veränderung dieser Parameter muss ausblickend das Ziel sein.

Um diese Parameter messtechnisch oder auch theoretisch zu bestimmen, sind nach Meinung des Autors vor allem längerfristige Beobachtungen mindestens einer Fahrzeug-Fahrweg-Kombination notwendig. Kurzfristige Untersuchungen können den jetzigen Kenntnisstand der Problematik und damit den Bestand der Lösungsansätze wahrscheinlich nicht erweitern.

In der vorliegenden Arbeit wurde ein Anregemechanismus des Kurvenquietschens messtechnisch beobachtet. Theoretisch sind noch weitere Anregemechanismen denkbar. Auch auf diesem Gebiet wäre eine vollständige Kenntnis der in der Realität auftretenden Möglichkeiten wünschenswert.

7 Anhang

7.1 Schienenrauheiten im Bogen von Luther Kirche

Tabelle 7.1 Tabellarische Schienenrauheiten im Messbogen bei Luther Kirche; Auswertung mithilfe der Software von Odegaard & Danneskiold-Samsoe³¹

Wellenlänge in m	Bogen außen (Terzrauheitspegel in dB re 1µm)	Bogen innen (Terzrauheitspegel in dB re 1µm)	Bogen gesamt (Terzrauheitspegel in dB re 1µm)	Gerade außen (Terzrauheitspegel in dB re 1µm)	Gerade innen (Terzrauheitspegel in dB re 1µm)	Grenze nach TSI Noise (Terzrauheitspegel in dB re 1µm)	Grenze nach ISO 3095 (Terzrauheitspegel in dB re 1µm)
0,2	7,591862995	13,65031448	11,60157068	0,164188016	3,607860976	11	14,3
0,16	7,888545636	16,0209389	13,63168352	4,929168255	3,849481765	9	12,4
0,125	7,516985078	9,86363257	8,846914541	-3,59548362	-1,91399686	7	10,6
0,1	5,070492597	4,855788412	4,964467173	7,325698575	3,083833074	4,9	8,8
0,08	5,388686178	7,963715692	6,864318261	6,665113886	6,403548599	2,9	6,9
0,063	2,957946322	6,139589642	4,833835614	5,916300681	2,905669285	0,9	5,1
0,05	0,360348149	6,877762239	4,618847239	-6,52218415	-1,87108328	-1,1	3,2
0,04	0,466275884	2,826164869	1,484752232	6,880400945	2,675050886	-3,2	1,4
0,0315	2,956758197	1,087842797	0,479705964	8,070255156	3,850289795	-5	-0,5
0,025	0,075322104	0,416806087	0,177709058	4,486147879	0,585518313	-5,6	-2,3
0,02	4,157980214	1,725565088	2,773658352	10,09730359	6,853770949	-6,2	-4,1
0,016	4,328136972	-1,62371712	2,768732324	10,01053681	5,869964651	-6,8	-6
0,0125	-4,92957979	1,758855469	3,061061914	10,37142377	6,436300661	-7,4	-7,8
0,01	5,861585816	3,206965837	4,334527755	11,09031013	6,866601017	-8	-9,7
0,008	6,631220937	4,531479505	-5,45566852	11,20103251	7,376295667	-8,6	-9,7
0,0063	7,726297083	5,214249608	-6,29112282	10,40726658	7,885441938	-9,2	-9,7
0,005	8,417533807	6,445618353	7,320605855	11,78688811	-8,77294057	-9,8	-9,7
0,004	8,659379935	7,410419762	7,990156144	11,72911316	9,270375875	-10,4	-9,7
0,00315	8,747971267	7,424269725	8,035882547	12,93762021	9,444694479	-11	-9,7

³¹ http://www.lr-ods.com/Services/Rail/RoughnessWheels_NEW.html/ überprüft am 29. Dezember 2008.

7.2 Tabellarisch aufgeführte Radrauheiten des Messradsatzes; grafisch dargestellte Rauheiten aller Räder

Tabelle 7.2 Tabellarisch aufgeführte Werte der mittleren Radrauheiten des Messfahrzeugs; gemessen von Odegaard & Danneskiold-Samsøe³²

Wellenlänge in m	Mittel des bogen- inneren Rades (Terzrauheitspegel in dB re 1µm)	Mittel des bogenäußeren Rades (Terzrauheitspegel in dB re 1µm)	Grenze nach TSI (Terzrauheitspegel in dB re 1µm)	Grenze nach ISO 3095 (Terzrauheitspegel in dB re 1µm)
0,2	7,533538513	7,010656958	11	14,3
0,16	1,703173935	7,106027872	9	12,4
0,125	3,293979907	9,826845185	7	10,6
0,1	0,823265997	7,612468236	4,9	8,8
0,08	-1,347295772	7,372313731	2,9	6,9
0,063	-3,350879409	7,809027987	0,9	5,1
0,05	-4,214405771	7,366197658	-1,1	3,2
0,04	-4,052180428	7,695637707	-3,2	1,4
0,0315	-1,738591666	6,305111808	-5	-0,5
0,025	-2,376953606	5,509700286	-5,6	-2,3
0,02	-2,959145557	3,943136896	-6,2	-4,1
0,016	-3,579848247	3,289573529	-6,8	-6
0,0125	-3,176651934	2,238713121	-7,4	-7,8
0,01	-4,431007614	0,750792771	-8	-9,7
0,008	-4,730972795	-1,999701314	-8,6	-9,7
0,0063	-5,316125092	-3,036043251	-9,2	-9,7
0,005	-6,701838782	-5,134016005	-9,8	-9,7
0,004	-7,96586869	-7,384700778	-10,4	-9,7
0,00315	-8,438291554	-8,27174639	-11	-9,7

³² http://www.lr-ods.com/Services/Rail/RoughnessWheels_NEW.html/ überprüft am 29. Dezember 2008.

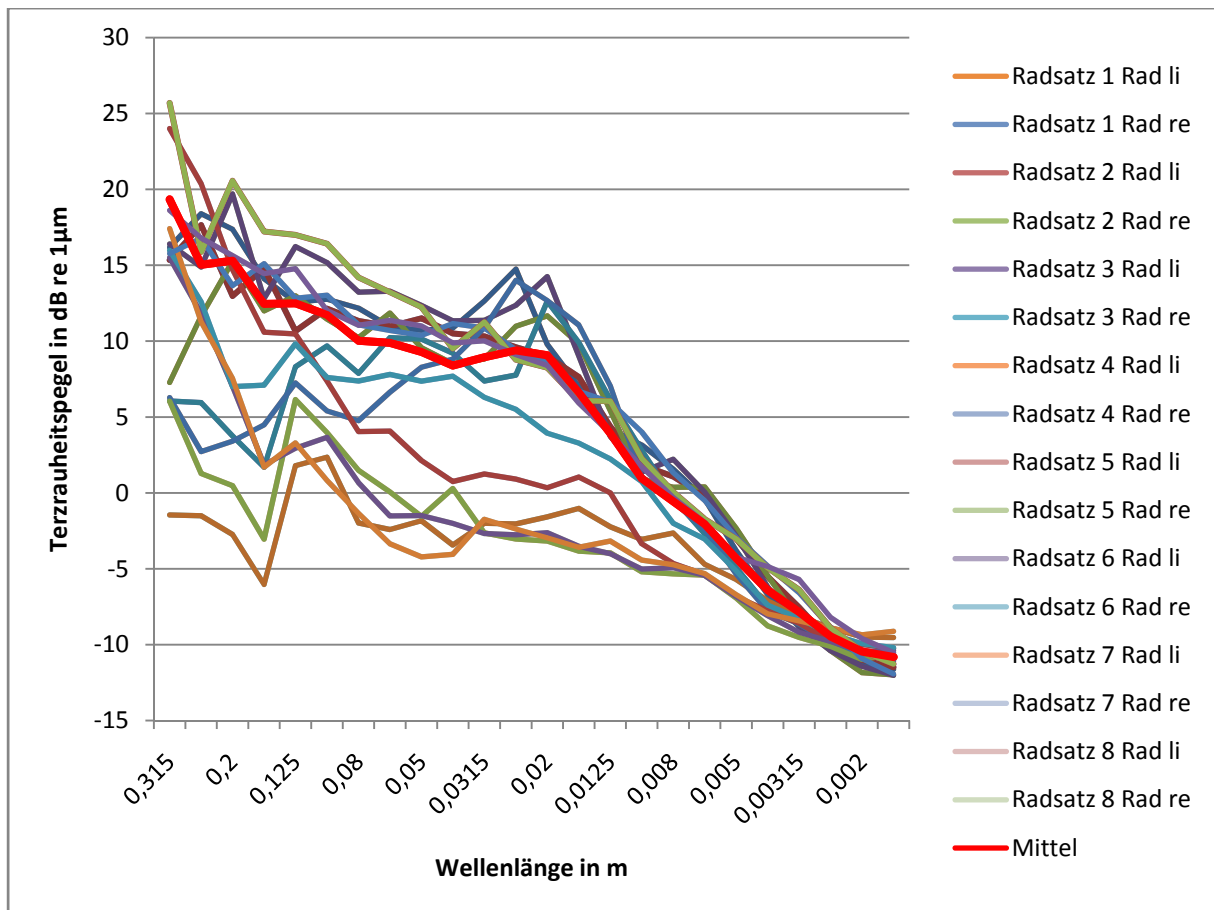


Abbildung 7.1 Energetische Mittelwerte jeweils dreier aufgenommener Spuren pro Rad des Messfahrzeugs

7.3 Tabellarisch aufgeführte Werte der Schienenprofile

Tabelle 7.3 Werte der bogenäußeren Schiene im Mess-gerät MiniProf gemessen wurden

ProgramName=MiniProf for Windows
ProgramVer=2.23.32
Date=11.04.2006
Time=16:27:54
Chars=Win
Line=
Direction=
Position=
Rail=L
ReferenceProfile=
Gauge=1448.4491
W1=10.3306
W1_AlarmStatus=0
W2=20.1087
W2_AlarmStatus=0
W3=13.0500
W3_AlarmStatus=0
CrownR=1614.7995
CrownR_AlarmStatus=0
HeadW=64.5743
HeadW_AlarmStatus=0
MPTypNo=210
MPSetNo=403
Xoffset=0.0000
Yoffset=0.0000
RefPoint1=0.0000, 0.0000
RefPoint2=10.0000, 0.0000
RefPoint3=0.0000, 5.0000
ColumnDef=X,Y,A,C
XYPoints=440

-36,996	-47,3587	2,2813	-0,33332581827302
-37,0878	-47,2591	2,2813	-0,33999420377562
-37,294	-47,0607	2,2813	-0,34225367392536
-37,4746	-46,8927	2,2813	-0,34025054994977
-37,6369	-46,7163	2,2813	-0,33010925182644
-37,8494	-46,4799	2,2808	-0,31438776563759
-37,989	-46,313	2,269	-0,29675509535834
-38,1597	-46,0866	2,1965	-0,27741941896904
-38,2541	-45,9245	1,9846	-0,27741941896904
-38,324	-45,6464	1,7981	-0,25984667208167
-38,3609	-45,4239	1,7578	-0,24374861412588
-38,4187	-45,1848	1,7163	-0,22629931252252
-38,4437	-44,9289	1,6823	-0,20913601961570
-38,4731	-44,6816	1,6067	-0,18542471282812
-38,4607	-44,4366	1,5322	-0,15739302340369
-38,4436	-44,1552	1,5239	-0,12911988258557
-38,4236	-43,9274	1,5301	-0,10260770681870
-38,4157	-43,6583	1,5394	-0,07653564141910
-38,4178	-43,4141	1,5449	-0,05627910646610
-38,4096	-43,1584	1,5381	-0,03871408055070
-38,4112	-42,9083	1,531	-0,02112157412848
-38,3863	-42,6447	1,5291	-0,01409159963478
-38,364	-42,3915	1,529	-0,00858608274922
-38,3719	-42,1365	1,53	-0,00585424560418
-38,3599	-41,8558	1,5331	-0,00430088639727
-38,3559	-41,6249	1,5305	-0,00456430720567
-38,3348	-41,3702	1,5208	-0,00465620874414
-38,3271	-41,1134	1,5186	-0,0046022675496
-38,303	-40,8579	1,5191	-0,00309288630884
-38,2945	-40,595	1,5202	-0,00159511991373
-38,2867	-40,3446	1,5217	-0,00060252117270
-38,2755	-40,0758	1,5215	-0,00030692381863
-38,2533	-39,8263	1,5176	-0,0000927996214
-38,2467	-39,5765	1,5156	-0,00084383222930
-38,2305	-39,3111	1,5192	-0,00078578301049
-38,2111	-39,0526	1,5234	-0,00503403352237
-38,2018	-38,8057	1,5251	-0,00617064438369
-38,1956	-38,5426	1,5269	-0,00626991531312
-38,1839	-38,2926	1,5286	-0,00670328439640
-38,163	-37,9909	1,5284	-0,00674287769967
-38,1616	-37,7765	1,5271	-0,00793072036955
-38,1482	-37,5137	1,5272	-0,00771811000128
-38,1358	-37,2075	1,5331	-0,00714441266876
-38,1277	-36,9904	1,5378	-0,00649234572993

-38,1114	-36,7435	1,542	0,00584105635688
-38,1053	-36,4802	1,5458	0,00535245382475
-38,1163	-36,2303	1,5467	0,00470679975929
-38,1027	-35,9661	1,5483	0,00423106685899
-38,0977	-35,6834	1,5488	0,00369410826240
-38,0858	-35,4324	1,5437	0,00254773280009
-38,0793	-35,2036	1,542	0,00157071260273
-38,075	-34,9534	1,5446	0,00115005871133
-38,0782	-34,6831	1,5449	-0,00021019487746
-38,058	-34,4258	1,5472	-0,00173362653864
-38,053	-34,1637	1,5479	-0,00252003125804
-38,0519	-33,9326	1,5467	-0,00268646276174
-38,0381	-33,6253	1,5465	-0,00205449017175
-38,0427	-33,4139	1,5466	-0,00038547484556
-38,0331	-33,0803	1,5461	0,00046216246373
-38,0238	-32,8719	1,5439	0,00154397140250
-38,0184	-32,5991	1,5437	0,00269121120239
-38,0089	-32,3675	1,5394	0,00375039505011
-38,0054	-32,1139	1,5363	0,00454459619460
-37,9977	-31,8542	1,5365	0,00436708717125
-37,983	-31,6078	1,5386	0,00283550325416
-37,9671	-31,3523	1,546	0,00278290326919
-37,9633	-31,0681	1,5539	0,00288342496658
-37,9633	-30,8431	1,5615	0,00327764447144
-37,9562	-30,5833	1,5649	0,00047861124199
-37,9636	-30,3219	1,5661	0,00395174932429
-37,9646	-30,0572	1,5662	0,00349715925330
-37,9592	-29,7818	1,5653	0,00234647489445
-37,9626	-29,549	1,5569	0,00004644733908
-37,9553	-29,2926	1,5456	-0,00355924034290
-37,9479	-29,0308	1,5409	-0,00998701562830
-37,9311	-28,7667	1,5414	-0,01881663782600
-37,916	-28,4557	1,5467	-0,02919376117612
-37,9192	-28,2491	1,5541	-0,03775194199764
-37,9181	-27,9953	1,5612	-0,04628138313801
-37,9247	-27,7432	1,5635	-0,05495671283329
-37,9255	-27,4588	1,5563	-0,06057310871900
-37,9181	-27,2111	1,5418	-0,06565473787850
-37,9136	-26,8972	1,5187	-0,07099461618977
-37,8969	-26,7001	1,4894	-0,07495348168331
-37,8743	-26,4364	1,4454	-0,07992506846944
-37,8384	-26,197	1,3828	-0,08496697853829
-37,7762	-25,941	1,3328	-0,08963604364100
-37,7028	-25,703	1,316	-0,09249321484115
-37,6184	-25,3612	1,3134	-0,10268062213170
-37,5721	-25,1809	1,3144	-0,10302257079473
-37,4962	-24,9128	1,3136	-0,11673332708118
-37,4233	-24,6833	1,3025	-0,12411382323062
-37,3716	-24,3885	1,2865	-0,13091663798769
-37,308	-24,1598	1,2623	-0,13743496076915
-37,228	-23,9534	1,2276	-0,14121488539837
-37,1468	-23,7096	1,1833	-0,14792854366009
-37,0359	-23,466	1,152	-0,15473236377967
-36,9251	-23,2485	1,1179	-0,16094455105323
-36,8052	-23,0208	1,0815	-0,16371953520427
-36,6864	-22,7953	0,9866	-0,16165867241942
-36,5353	-22,6062	0,8477	-0,15685156290143
-36,3028	-22,3786	0,8089	-0,15005654628273
-36,1656	-22,242	0,7978	-0,14654333494739
-35,9935	-22,0523	0,7879	-0,13884451904707
-35,7977	-21,8503	0,7787	-0,12899220547428
-35,6374	-21,6923	0,7643	-0,11988234862001
-35,4403	-21,5086	0,7423	-0,10472993453650
-35,249	-21,3263	0,717	-0,09560987628214
-35,0651	-21,1774	0,7	-0,08944367443952
-34,8674	-21,0212	0,6734	-0,08734708584912
-34,6684	-20,8571	0,6465	-0,08872731419627
-34,4671	-20,6941	0,6196	-0,09289566401566
-34,2417	-20,5404	0,591	-0,09767823621741
-34,0323	-20,4134	0,5665	-0,10023314243831
-33,7708	-20,267	0,5402	-0,10084067389511
-33,5834	-20,1522	0,5337	-0,10250098114079
-33,348	-20,0207	0,5238	-0,10538392599053
-33,1038	-19,8666	0,5121	-0,10912747099390
-32,9164	-19,75	0,491	-0,11340470192626
-32,6785	-19,609	0,4486	-0,11850716635081
-32,4613	-19,5234	0,3736	-0,12231855903721
-32,2174	-19,4635	0,3086	-0,12417920920216
-31,9535	-19,3855	0,2861	-0,12546983580603
-31,7037	-19,2963	0,2725	-0,12649687326561
-31,4657	-19,2232	0,2564	-0,12489360812779
-31,2375	-19,157	0,2313	-0,12090780170640
-30,9594	-19,0679	0,1966	-0,11355047428226
-30,7311	-19,0311	0,159	-0,10428005066918
-30,4852	-19,0066	0,1164	-0,09286785756280
-30,2239	-18,9841	0,0846	-0,08212015247061
-29,9622	-18,9723	0,0628	-0,07160463636262
-29,679	-18,965	0,0492	-0,06365008382389
-29,4217	-18,9545	0,041	-0,05516168961047
-29,1411	-18,9405	0,0348	-0,0448680285847
-28,8953	-18,9402	0,0291	-0,03418434497193
-28,6461	-18,9426	0,0241	-0,02500770374667
-28,3739	-18,9323	0,0207	-0,01691314503069
-28,126	-18,9303	0,0179	-0,00984261952149
-27,8743	-18,9225	0,0158	-0,00618947459766
-27,6091	-18,9211	0,0144	-0,00392653572489
-27,3451	-18,9146	0,0147	-0,0019593199672

-27,0793	-18,913	0,0144	-0,00122602927306
-26,783	-18,9123	0,0141	-0,00068759106584
-26,5577	-18,9083	0,0143	-0,00050750072076
-26,2805	-18,9025	0,0145	-0,00047748316216
-26,0317	-18,8975	0,015	-0,00091961022264
-25,7393	-18,8967	0,0153	-0,00128469639421
-25,5092	-18,8922	0,0152	-0,00169757934923
-25,2525	-18,8892	0,0147	-0,00182430338609
-24,9964	-18,8823	0,014	-0,00187865930307
-24,7247	-18,8748	0,0129	-0,00454236547615
-24,4475	-18,8749	0,0113	-0,00500046530752
-24,168	-18,8656	0,0101	-0,00594346018472
-23,9287	-18,8678	0,007	-0,00670675766123
-23,6458	-18,8639	0,0049	-0,00664918808899
-23,3761	-18,8665	0,0027	-0,00643992882054
-23,0971	-18,862	0,0005	-0,00589289432038
-22,8333	-18,8577	-0,0009	-0,00529627370655
-22,5641	-18,8569	-0,0015	-0,00549369603094
-22,281	-18,8632	-0,003	-0,00533851065244
-21,9677	-18,8523	-0,004	-0,00428072459188
-21,7256	-18,8742	-0,0055	-0,00433576336791
-21,4978	-18,8776	-0,0086	-0,00364847076720
-21,2229	-18,8668	-0,0051	-0,00265444326994
-20,9781	-18,8748	-0,0004	-0,00219550047865
-20,7177	-18,8782	-0,0009	-0,00154786528579
-20,4602	-18,8738	-0,0005	-0,00095809471182
-20,2234	-18,874	-0,006	0,00005091265013
-19,9708	-18,8704	-0,0116	0,00071498042570
-19,7181	-18,8705	-0,0125	0,00126200971757
-19,4472	-18,8918	-0,012	0,00094018228628
-19,2059	-18,8914	-0,0109	0,00106631061196
-18,9291	-18,89	-0,0105	0,0007078289807
-18,6662	-18,8976	-0,0087	0,00060464558102
-18,4296	-18,8911	-0,0068	0,00118591323612
-18,1149	-18,8929	-0,0058	0,00088868397492
-17,8634	-18,8958	-0,0044	0,00108415940038
-17,6067	-18,8985	-0,0036	0,00168930093557
-17,3351	-18,8996	-0,0043	0,00129650856214
-17,1193	-18,8961	-0,004	0,00112396162206
-16,8679	-18,8981	-0,0044	0,00028148319347
-16,6109	-18,8946	-0,0048	-0,00108346756652
-16,3089	-18,9054	-0,0053	-0,00110720469412
-16,0785	-18,904	-0,0053	-0,00124509880716
-15,8156	-18,9076	-0,0059	-0,00140022923357
-15,5653	-18,9045	-0,0067	-0,00130227729659
-15,2871	-18,9085	-0,0073	-0,002021311930681
-15,0175	-18,9109	-0,0073	-0,00220953311253
-14,7664	-18,9106	-0,0075	-0,00224291478982
-14,4994	-18,9069	-0,0082	-0,00253665532621
-14,1986	-18,9171	-0,0087	-0,00274367002701
-13,9592	-18,9132	-0,0098	-0,00266227480951
-13,6816	-18,9179	-0,0105	-0,00299705844036
-13,4172	-18,9238	-0,0115	-0,00346113019705
-13,1749	-18,9237	-0,0122	-0,00349223306676
-12,9034	-18,9274	-0,0128	-0,0033266199751
-12,6483	-18,9279	-0,0138	-0,00314853786083
-12,3611	-18,9344	-0,0147	-0,00292516453299
-12,1093	-18,9443	-0,0152	-0,00258644124416
-11,8255	-18,9417	-0,0158	-0,00259684002922
-11,5737	-18,9447	-0,0166	-0,00265632971014
-11,2948	-18,9559	-0,0171	-0,00230755438308
-11,0211	-18,9602	-0,0181	-0,00158986639554
-10,7556	-18,9572	-0,0189	-0,00175568690619
-10,502	-18,9694	-0,0192	-0,00180050290849
-10,2083	-18,9725	-0,0198	-0,00153007898902
-9,9297	-18,9813	-0,02	-0,00155488865130
-9,6557	-18,9826	-0,0204	-0,00162374108894
-9,4293	-18,9901	-0,0212	-0,00146439435921
-9,1369	-18,992	-0,0214	-0,00097462720523
-8,8754	-18,9981	-0,0214	-0,00091694321203
-8,6455	-19,011	-0,0216	-0,00055682739808
-8,3561	-19,0184	-0,0216	-0,00090269489981
-8,0919	-19,0116	-0,0216	-0,00045851982891
-7,8678	-19,0164	-0,0215	-0,00030636687854
-7,5623	-19,0315	-0,0219	-0,00075758059811
-7,2844	-19,0378	-0,022	-0,00022542947909
-7,0204	-19,0421	-0,0224	-0,00029420974722
-6,7533	-19,0507	-0,0223	-0,00044865485542
-6,4634	-19,059	-0,0221	-0,00094979885955
-6,2169	-19,0575	-0,0224	-0,000448264609897
-5,9597	-19,0582	-0,0233	-0,0002094520382
-5,6564	-19,0786	-0,023	-0,000138806210182
-5,4296	-19,0716	-0,0227	0,00032634515998
-5,1706	-19,0874	-0,0222	0,000899464315855
-4,9102	-19,0865	-0,0221	0,0004736012690
-4,598	-19,0982	-0,0221	-0,00092478093677
-4,3482	-19,1061	-0,0222	-0,00147259923429
-4,0867	-19,1026	-0,0234	-0,00156512609762
-3,8043	-19,1155	-0,0245	-0,00146876441064
-3,5195	-19,1275	-0,0247	-0,00201145940051
-3,2951	-19,1362	-0,0249	-0,00182464371813
-3,0302	-19,1298	-0,0253	-0,00208909974834
-2,7668	-19,1328	-0,0259	-0,00276539773409
-2,5145	-19,1403	-0,0265	-0,00300390777909
-2,2455	-19,1474	-0,0274	-0,00344756684446
-2,0009	-19,1528	-0,0277	-0,00307202491573
-1,7396	-19,1626	-0,0289	-0,00355125698981

-1,4774	-19,1841	-0,0296	-0,00354646025715
-1,2032	-19,1878	-0,0303	-0,00386931462370
-0,8899	-19,1909	-0,0313	-0,00486307619111
-0,6803	-19,1921	-0,0324	-0,00547392207076
-0,3958	-19,2145	-0,0336	-0,00558021764439
-0,1591	-19,2144	-0,0347	-0,00542119943620
0,1131	-19,2241	-0,0363	-0,00617925098961
0,3805	-19,2329	-0,038	-0,00679709043165
0,6452	-19,2515	-0,0396	-0,00728890445871
0,9271	-19,2533	-0,042	-0,00786571905359
1,2472	-19,262	-0,0457	-0,00888431073477
1,4803	-19,2778	-0,0483	-0,00940498706366
1,7241	-19,2853	-0,0509	-0,00922089356454
1,9905	-19,3058	-0,0535	-0,00910267463868
2,225	-19,3196	-0,0551	-0,00923690793024
2,5038	-19,3349	-0,0576	-0,00968112415155
2,7632	-19,3485	-0,0601	-0,00904179992124
3,0163	-19,3654	-0,063	-0,00874332614631
3,2663	-19,3849	-0,0662	-0,00863667296968
3,5301	-19,3964	-0,0685	-0,00824338949636
3,7869	-19,4115	-0,0698	-0,00736465554072
4,0412	-19,4296	-0,0719	-0,00706406182636
4,3501	-19,4567	-0,074	-0,00742174069694
4,5855	-19,4683	-0,0761	-0,00736087918076
4,8347	-19,4918	-0,0784	-0,00782533904258
5,1212	-19,5145	-0,0802	-0,00783809775600
5,4215	-19,539	-0,0817	-0,00786764872757
5,6885	-19,5612	-0,0833	-0,00794046312470
5,9282	-19,5782	-0,0855	-0,00792673668663
6,2604	-19,6061	-0,0872	-0,00768384868600
6,5339	-19,6287	-0,0892	-0,00814405019337
6,8512	-19,6597	-0,091	-0,00860917565516
7,1122	-19,6828	-0,0926	-0,00890872866475
7,3698	-19,7101	-0,0948	-0,00902692559083
7,6405	-19,7339	-0,0972	-0,00937618655553
7,8882	-19,7606	-0,1001	-0,01003525833862
8,1525	-19,7864	-0,1032	-0,01076943880776
8,4623	-19,82	-0,1061	-0,01134438837282
8,6767	-19,8435	-0,1085	-0,01150504134299
8,9425	-19,8692	-0,1124	-0,01184373382745
9,2514	-19,9063	-0,1165	-0,01208405259767
9,4947	-19,9373	-0,1196	-0,01218539465018
9,7501	-19,9649	-0,1232	-0,01258516774863
10,0254	-20,0004	-0,1265	-0,01277698533386
10,2773	-20,0287	-0,1289	-0,01351635296243
10,5305	-20,0631	-0,1321	-0,01380265497857
10,8101	-20,0967	-0,1356	-0,01397247022689
11,0495	-20,1383	-0,1397	-0,01401748778362
11,3381	-20,1817	-0,1431	-0,01423772058553
11,6075	-20,2212	-0,1471	-0,01420963756241
11,8999	-20,2606	-0,1517	-0,01422805959346
12,1407	-20,2975	-0,1555	-0,01448025565437
12,363	-20,3309	-0,1593	-0,01465337369897
12,6246	-20,3744	-0,1626	-0,01527331034133
12,873	-20,4145	-0,1661	-0,01606752305036
13,1488	-20,4602	-0,1699	-0,01698765099665
13,4223	-20,5161	-0,1737	-0,01836001308541
13,6558	-20,5548	-0,1788	-0,01931460114814
13,9668	-20,6077	-0,1847	-0,02100374964643
14,2002	-20,6513	-0,1899	-0,02230548677517
14,4518	-20,7014	-0,195	-0,02410224827511
14,7052	-20,7484	-0,2019	-0,02591959196475
14,9625	-20,8011	-0,2103	-0,02810203653567
15,2306	-20,8558	-0,2174	-0,03019822642247
15,4895	-20,9105	-0,2261	-0,03252736403801
15,7393	-20,9754	-0,2368	-0,03511873731282
16,0039	-21,0359	-0,2441	-0,03819404920943
16,2597	-21,1005	-0,2541	-0,04198886505504
16,5395	-21,1729	-0,2679	-0,04557240149014
16,7995	-21,2332	-0,2792	-0,04922847669068
17,0757	-21,3133	-0,288	-0,05306322980749
17,3037	-21,3786	-0,2981	-0,0570522684892
17,5584	-21,4657	-0,3112	-0,06116446384996
17,839	-21,5549	-0,3232	-0,06568868581151
18,0616	-21,6343	-0,3358	-0,07004726433396
18,2989	-21,7116	-0,3523	-0,07457504271461
18,543	-21,8056	-0,3695	-0,07914593554303
18,7815	-21,9032	-0,3907	-0,08266237699001
19,0226	-22,008	-0,4139	-0,08582137064620
19,2554	-22,1223	-0,4347	-0,08850736405805
19,513	-22,2503	-0,4592	-0,09047159918087
19,7423	-22,3654	-0,4864	-0,09202880126680
19,9375	-22,478	-0,5064	-0,09269044942012
20,157	-22,6054	-0,5368	-0,09389505412566
20,3734	-22,7421	-0,5699	-0,09468515682620
20,6026	-22,8943	-0,5898	-0,09584273839576
20,8	-23,031	-0,6101	-0,09583222408611
21,0244	-23,1973	-0,633	-0,09549820745306
21,2038	-23,3404	-0,6596	-0,09499004170944
21,4045	-23,4966	-0,6865	-0,0945793062214
21,5996	-23,66	-0,7075	-0,09404992509709
21,8045	-23,8427	-0,7263	-0,09325542088102
21,9736	-24,0007	-0,7475	-0,09252324652100
22,166	-24,1749	-0,7702	-0,09218619558640
22,3415	-24,3455	-0,8022	-0,09123913483322
22,5095	-24,5368	-0,8451	-0,08983978259840
22,6864	-24,7467	-0,8747	-0,08856384847528

22,8396	-24,9443	-0,89	-0,08715327703367
23,0325	-25,171	-0,9016	-0,08493116472855
23,176	-25,3503	-0,9107	-0,08322537885183
23,3275	-25,5468	-0,9255	-0,08074829174861
23,4669	-25,7464	-0,9525	-0,07845430250033
23,6098	-25,9532	-0,9854	-0,07631478657914
23,7489	-26,1724	-1,0102	-0,07368372036588
23,893	-26,4098	-1,0273	-0,07069436519106
24,0193	-26,6268	-1,0411	-0,06805072862438
24,143	-26,8366	-1,0552	-0,06552122150741
24,2658	-27,0449	-1,0701	-0,06327284107201
24,3848	-27,2808	-1,0889	-0,06000982765056
24,496	-27,5011	-1,1086	-0,05667779150572
24,6203	-27,7332	-1,123	-0,05364880611589
24,7261	-27,9818	-1,1384	-0,05086890577689
24,8281	-28,1974	-1,1558	-0,04768708416393
24,9333	-28,442	-1,1648	-0,04475980612026
25,0294	-28,6791	-1,1706	-0,04181767686022
25,142	-28,9436	-1,1769	-0,03859600960074
25,2274	-29,1471	-1,1854	-0,0344533335506
25,3282	-29,3953	-1,1973	-0,03029451480044
25,4245	-29,6281	-1,2109	-0,02633274682467
25,5072	-29,8803	-1,2215	-0,02278624565269
25,6022	-30,1153	-1,2288	-0,01927640297505
25,6755	-30,3593	-1,2339	-0,01585560203376
25,7627	-30,6009	-1,2375	-0,01310082578095
25,8433	-30,8439	-1,239	-0,01028355720348
25,9397	-31,0978	-1,2358	-0,00801533363834
26,0138	-31,3317	-1,2346	-0,00523289466274
26,104	-31,5992	-1,2316	-0,00304228710124
26,1835	-31,8272	-1,2321	-0,00115273235940
26,2802	-32,0727	-1,2306	-0,00094974334675
26,3602	-32,3073	-1,2307	-0,00214043461041
26,4419	-32,5407	-1,2331	-0,00242388545281
26,5305	-32,7923	-1,2339	-0,00355041790434
26,6104	-33,0269	-1,2354	-0,00307260451526
26,6966	-33,2779	-1,2352	-0,00413087402751
26,7838	-33,5142	-1,2337	-0,00528193659294
26,8686	-33,7684	-1,2331	-0,00692170268580
26,955	-34,0231	-1,2299	-0,00819897190946
27,0484	-34,2547	-1,2271	-0,01019777048113
27,127	-34,506	-1,2244	-0,01196682927859
27,2138	-34,7384	-1,2217	-0,01429922238130
27,3081	-34,9728	-1,2187	-0,01533679069219
27,3914	-35,2156	-1,2162	-0,01527250252729
27,4861	-35,4791	-1,2098	-0,01100603971679
27,5738	-35,6929	-1,2073	-0,0009853337611
27,6523	-35,9381	-1,2021	-0,01254914097716
27,758	-36,1835	-1,1942	-0,02564166057472
27,8536	-36,4186	-1,1878	-0,04246219678307
27,9528	-36,6604	-1,1809	-0,06015723491519
28,0541	-36,9035	-1,1747	-0,07775164888126
28,16	-37,1474	-1,171	-0,09540980101821
28,2487	-37,3711	-1,1678	-0,10943352980017
28,353	-37,5995	-1,1847	-0,12119516906296
28,4593	-37,8583	-1,2476	-0,13046895807180
28,5389	-38,0856	-1,3396	-0,1358563166125
28,5611	-38,3223	-1,4678	-0,13625379043598
28,5782	-38,7103	-1,5074	-0,12400050157932
28,5966	-38,8994	-1,5162	-0,12335475394296
28,6049	-39,1382	-1,5964	-0,11121376335128
28,582	-39,4093	-1,6406	-0,09599562633277
28,5659	-39,6637	-1,6389	-0,07950070402708
28,5454	-39,9174	-1,6329	-0,06156325297701
28,5272	-40,1811	-1,6256	-0,04311897089096
28,5224	-40,422	-1,6227	-0,02531279917681
28,5066	-40,6803	-1,6293	-0,0112746374386
28,4915	-40,9267	-1,6359	-0,00185390318373
28,4706	-41,1895	-1,6277	-0,00301947638993
28,458	-41,4331	-1,6156	-0,00614511163123
28,4496	-41,7069	-1,607	-0,00531537957105
28,4477	-41,9389	-1,6142	-0,00748518776922
28,4318	-42,2004	-1,614	-0,00604235815729
28,4077	-42,5043	-1,6042	-0,00550648606717
28,4071	-42,7121	-1,5903	-0,00502750720142
28,4052	-42,969	-1,584	-0,00415218879297
28,4156	-43,2361	-1,5861	-0,00341091730777
28,4139	-43,4927	-1,5951	-0,00242739979262
28,3962	-43,7516	-1,6098	-0,00051287930998
28,3869	-43,9993	-1,6217	-0,00175613505050
28,3695	-44,2326	-1,6238	-0,00369335970728
28,346	-44,491	-1,6184	-0,00642113608768
28,343	-44,7444	-1,6089	-0,01220491895164
28,3377	-45,0088	-1,5979	-0,02483993316535
28,3312	-45,2829	-1,5841	-0,0571519240620
28,3343	-45,515	-1,5928	-0,07740545578110
28,331	-45,7611	-1,6008	-0,10190568785662
28,3137	-46,0379	-1,6085	-0,13078365714151
28,3046	-46,2624	-1,6185	-0,16054662883773
28,3018	-46,5361	-1,6271	-0,19045729684516
28,2779	-46,767	-1,6428	-0,21922192538305
28,258	-47,0286	-1,6529	-0,24512923987933
28,2365	-47,34	-1,7298	-0,26286934363093
28,2031	-47,5292	-1,8	-0,27939361146260
28,1289	-47,7695	-2,0457	-0,2961893233855
27,9862	-48,0001	-2,1882	-0,31183427260023
27,8457	-48,1905	-2,2236	-0,31183427260023

27,6772	-48,4042	-2,2524	-0,32432091673787
27,5278	-48,5905	-2,3299	-0,33647784189869
27,3393	-48,766	-2,4198	-0,34648561641838
27,1122	-48,9565	-2,4328	-0,34862226198964
26,9311	-49,1027	-2,4328	-0,34325037483475
26,7385	-49,2499	-2,4328	-0,33203702897312
26,5218	-49,3888	-2,4328	-0,30529939366727
26,3273	-49,5163	-2,4328	-0,26464574074859

Tabelle 7.4 Werte der bogeninneren Schiene im Messquerschnitt, die mit dem Messgerät MiniProf gemessen wurden

Anhang

-38,925	-36,0327	0,9101	-0,179943548740503
-38,7614	-35,8269	0,9227	-0,161978445908825
-38,5742	-35,619	0,9374	-0,128213681054985
-38,4444	-35,4365	0,9477	-0,093864779870241
-38,3052	-35,2149	0,956	-0,059512656418595
-38,1641	-34,9822	0,9573	-0,008104517852953
-38,0367	-34,7863	0,9561	-0,017174859015126
-37,8641	-34,5462	0,9577	-0,033942549033998
-37,7295	-34,3681	0,9613	-0,045269555451853
-37,566	-34,1614	0,9703	-0,050074463074940
-37,4101	-33,9613	0,9882	-0,050778725598933
-37,2705	-33,747	1,0154	-0,045881095940242
-37,1333	-33,5378	1,0403	-0,046163922550033
-37,008	-33,3106	1,0626	-0,044277201546175
-36,9004	-33,0611	1,0844	-0,044552605463432
-36,7645	-32,8216	1,1052	-0,044791451702237
-36,6547	-32,5747	1,1227	-0,043261472538014
-36,5452	-32,318	1,13	-0,039325003550999
-36,4394	-32,0936	1,1222	-0,033458782456950
-36,3266	-31,8616	1,1027	-0,027973344996242
-36,2078	-31,6389	1,0905	-0,023316516814400
-36,0795	-31,4255	1,0919	-0,02182806971684
-35,9769	-31,2066	1,1033	-0,023127076806133
-35,8618	-30,9828	1,1231	-0,025621121340393
-35,7497	-30,7545	1,1448	-0,029696553906828
-35,6511	-30,511	1,1649	-0,030727059469902
-35,5621	-30,2789	1,1766	-0,02566594868422
-35,4641	-30,0372	1,17	-0,020634788220738
-35,3679	-29,8231	1,1524	-0,011937237251596
-35,2561	-29,5761	1,1688	-0,00529180614022
-35,1455	-29,3395	1,1911	-0,006305736434033
-35,0489	-29,1012	1,2122	-0,013970176023732
-34,966	-28,8782	1,2318	-0,019551239740243
-34,8984	-28,6321	1,2506	-0,022894478717881
-34,8197	-28,3727	1,2678	-0,024611923638037
-34,7419	-28,1315	1,26	-0,026325555050300
-34,6716	-27,9058	1,1303	-0,0229314312984845
-34,5387	-27,6869	1,0183	-0,030870708194376
-34,3907	-27,4672	1,0296	-0,035124248485880
-34,2469	-27,2301	1,0527	-0,036489687603391
-34,1104	-27,0227	1,0745	-0,036625939045076
-33,9957	-26,778	1,0968	-0,03528023794832
-33,8883	-26,5519	1,1206	-0,031934824603427
-33,7823	-26,3085	1,1407	-0,027685405220352
-33,6889	-26,0807	1,1517	-0,022666116933750
-33,5788	-25,8525	1,1378	-0,020312697493351
-33,4455	-25,5544	1,074	-0,021732293750066
-33,3472	-25,398	1,0296	-0,026866845291314
-33,1002	-25,0342	1,0036	-0,040618367223426
-32,9917	-24,8744	1,0089	-0,042889870689957
-32,8507	-24,6473	1,0186	-0,048554232538669
-32,7228	-24,4105	1,028	-0,053682718367168
-32,6002	-24,2021	1,0357	-0,055947066943363
-32,4679	-23,9849	1,0347	-0,056603084350168
-32,3394	-23,768	1,0252	-0,05666876662704
-32,1986	-23,5407	1,018	-0,058063303228358
-32,0646	-23,3132	0,9709	-0,0564568918638373
-31,9293	-23,1335	0,8959	-0,070889519932855
-31,7596	-22,9341	0,8731	-0,079240647952503
-31,5814	-22,7324	0,8692	-0,088550733278542
-31,423	-22,5421	0,8606	-0,093103599779811
-31,2724	-22,3568	0,8473	-0,097878082618052
-31,1081	-22,1632	0,8384	-0,102186367960355
-30,9212	-21,9845	0,8276	-0,106107376522407
-30,738	-21,7816	0,8157	-0,109041597700619
-30,5806	-21,6013	0,8041	-0,110045131861904
-30,3678	-21,3752	0,7527	-0,109110543306003
-30,2175	-21,2538	0,6661	-0,106497897620808
-29,906	-21,0547	0,608	-0,106233257709877
-29,7413	-20,9208	0,6013	-0,106613475670641
-29,5294	-20,7752	0,5965	-0,106114953712617
-29,3072	-20,6248	0,5774	-0,104887466693430
-29,1215	-20,5008	0,5177	-0,103642961443967
-28,8896	-20,3859	0,4706	-0,102566660309751
-28,6628	-20,2811	0,4617	-0,101617357210974
-28,4348	-20,1659	0,4594	-0,099716557415127
-28,1895	-20,0449	0,4569	-0,098606438473828
-27,9737	-19,9309	0,4518	-0,099593344828223
-27,7152	-19,7922	0,3822	-0,103249212598571
-27,4411	-19,6523	0,2969	-0,107262642550230
-27,2124	-19,5758	0,2788	-0,108980882550282
-26,9701	-19,5013	0,2626	-0,110804124279818
-26,7252	-19,4265	0,2495	-0,111677400163903
-26,4818	-19,365	0,2305	-0,111234803790534
-26,213	-19,3039	0,2108	-0,109947170327170
-25,9542	-19,2486	0,1925	-0,106272841627709
-25,6969	-19,1972	0,167	-0,099555560209206
-25,3968	-19,1502	0,1449	-0,090486893085698
-25,1674	-19,1222	0,1222	-0,080162120030456
-24,9274	-19,1084	0,0987	-0,069124827334949
-24,6564	-19,0935	0,078	-0,058961477374090
-24,3842	-19,0805	0,0577	-0,051292590883533
-24,14	-19,0814	0,0411	-0,043312399624249
-23,8517	-19,0782	0,0295	-0,035408643810669
-23,6234	-19,0759	0,0246	-0,027680828830121
-23,3659	-19,0666	0,0214	-0,020592047874289
-23,0871	-19,0612	0,0186	-0,013971784194895

-22,8234	-19,0607	0,0165	-0,008994704750880
-22,5487	-19,0568	0,0149	-0,005427704723280
-22,2562	-19,053	0,0141	-0,004021296433601
-22,0011	-19,0501	0,0136	-0,003501428348128
-21,7559	-19,044	0,013	-0,002765512823018
-21,4669	-19,0435	0,0121	-0,002892007184032
-21,2305	-19,0398	0,011	-0,003022561799196
-20,9727	-19,0351	0,0101	-0,003187240297372
-20,7033	-19,0344	0,0094	-0,003314617650142
-20,4187	-19,0261	0,009	-0,00323209658957
-20,1467	-19,0272	0,0084	-0,003271796835413
-19,8531	-19,0188	0,0074	-0,003235090755187
-19,6255	-19,0226	0,0066	-0,002706975397490
-19,3563	-19,0211	0,0057	-0,001968127720665
-19,0803	-19,0274	0,0049	-0,0031329371508328
-18,8177	-19,0264	0,0039	-0,000251344438954
-18,5464	-19,0174	0,0033	-0,00010326798352
-18,2353	-19,0227	0,0024	-0,000311180026696
-18,0216	-19,0144	0,0018	-0,00006872459527
-17,756	-19,0189	0,0013	-0,000155945651261
-17,5159	-19,0209	0,0014	-0,000303430579193
-17,2716	-19,0204	0,0036	-0,000007559548434
-17,0102	-19,018	0,0101	-0,000180898715172
-16,7616	-19,0153	0,0129	-0,000834612919173
-16,5033	-19,0102	0,0133	-0,000898087064996
-16,2493	-19,0057	0,0064	-0,00116229623834
-15,9985	-19,0058	0,0014	-0,001140055279806
-15,7441	-18,997	0	-0,001400802611248
-15,4847	-19,0028	-0,0003	-0,002816427987018
-15,2342	-19,0064	0,0002	-0,003145121766351
-14,9733	-19,013	0,0004	-0,003939194314617
-14,6995	-19,0058	0,0003	-0,004247389878732
-14,4599	-19,0063	-0,0011	-0,004088048187099
-14,1897	-19,0059	-0,002	-0,003363389444187
-13,9207	-19,0062	-0,0027	-0,002391169073706
-13,62	-19,0054	-0,0029	-0,001720299670430
-13,3844	-18,9989	-0,0037	-0,001745040024752
-13,131	-18,9998	-0,0043	-0,001747779348318
-12,8628	-19,0026	-0,0053	-0,001976211117212
-12,584	-19,0089	-0,0055	-0,00256907796129
-12,3278	-19,0218	-0,0058	-0,003133133542292
-12,0663	-19,0166	-0,0069	-0,003124936129230
-11,8063	-19,0195	-0,0082	-0,002860400433443
-11,5195	-19,0216	-0,0086	-0,002890673182580
-11,2697	-19,0214	-0,0088	-0,002390985599130
-10,9366	-19,0183	-0,0085	-0,002046749463857
-10,7137	-19,0147	-0,0089	-0,001667941908731
-10,4153	-19,0206	-0,0101	-0,001183020639960
-10,2025	-19,0307	-0,0104	-0,001594215510974
-9,9407	-19,03	-0,011	-0,001996310395883
-9,6427	-19,038	-0,0118	-0,002342785633630
-9,3736	-19,0386	-0,0126	-0,002188798886600
-9,1172	-19,0473	-0,0138	-0,001366486222961
-8,8623	-19,0458	-0,0142	-0,001345863545164
-8,6077	-19,0539	-0,0138	-0,000678888028740
-8,3538	-19,0576	-0,0136	-0,0006262805146558
-8,1014	-19,0538	-0,013	-0,0006442214785643
-7,8179	-19,0602	-0,0133	-0,000091953045831
-7,5806	-19,0634	-0,0132	-0,001145197065282
-7,314	-19,0637	-0,0128	-0,0017344113122893
-7,0422	-19,0741	-0,0128	-0,002309346408529
-6,7768	-19,0765	-0,014	-0,004647082398387
-6,5142	-19,0795	-0,0152	-0,006318743443340
-6,2375	-19,0791	-0,0162	-0,007191253704910
-5,9866	-19,0834	-0,0183	-0,006914579784744
-5,7244	-19,0952	-0,0214	-0,006779683204522
-5,4674	-19,0911	-0,0244	-0,006138573830643
-5,1907	-19,0907	-0,0262	-0,005204868857980
-4,9486	-19,1015	-0,0275	-0,004501077737491
-4,6613	-19,1175	-0,0284	-0,003443081628525
-4,4098	-19,1221	-0,0294	-0,002188185771974
-4,155	-19,1271	-0,03	-0,000979274187205
-3,8636	-19,135	-0,0302	-0,000754464264413
-3,5554	-19,1695	-0,0299	-0,002356491732988
-3,3162	-19,1787	-0,0297	-0,00362781541083
-3,0344	-19,178	-0,0289	-0,00353792813051
-2,8039	-19,1747	-0,0275	-0,003278790438294
-2,5362	-19,1826	-0,0251	-0,003549964470077
-2,2579	-19,19	-0,024	-0,002880025760787
-1,9799	-19,1966	-0,0231	-0,001527582891225
-1,7169	-19,202	-0,0221	-0,000518420950977
-1,4487	-19,2066	-0,021	-0,000412898372534
-1,1846	-19,2103	-0,0216	-0,001495151976664
-0,9207	-19,2129	-0,0244	-0,003011336271757
-0,6675	-19,2147	-0,0254	-0,004854210218715
-0,4012	-19,2193	-0,0266	-0,004409832335641
-0,138	-19,2373	-0,0279	-0,003627268025557
0,1287	-19,2401	-0,0291	-0,002895388546529
0,3992	-19,2563	-0,0302	-0,002634701658140
0,7105	-19,2605	-0,031	-0,001928169746186
0,923	-19,2721	-0,0313	-0,001480330845560
1,1969	-19,2809	-0,0314	-0,000775551174192
1,4871	-19,2842	-0,0314	-0,000116049730765
1,7167	-19,2966	-0,0309	-0,000948264067866
1,9762	-19,3035	-0,0301	-0,001895594165947
2,2694	-19,3084	-0,0298	-0,002542763747152
2,488	-19,3233	-0,0295	-0,002253184104083

2,7478	-19,3235	-0,0288	-0,001545642230653
3,0596	-19,3359	-0,0283	-0,001378002864255
3,3141	-19,341	-0,0277	-0,000538993492895
3,5455	-19,3484	-0,0275	-0,000445530696301
3,8173	-19,352	-0,0277	-0,000167756537125
4,0763	-19,3661	-0,0277	-0,000392614568485
4,315	-19,3708	-0,0279	-0,000746787228483
4,5864	-19,3762	-0,0281	-0,001288630417489
4,8487	-19,3832	-0,0285	-0,00132745559258
5,1356	-19,3858	-0,0288	-0,00138583819063
5,3875	-19,3908	-0,0292	-0,00159049321758
5,6479	-19,4052	-0,0295	-0,00131792929771
5,9084	-19,4133	-0,0299	-0,00166953693614
6,1715	-19,4207	-0,0303	-0,001496888115127
6,4313	-19,4327	-0,0304	-0,001407347627314
6,7094	-19,4368	-0,031	-0,001154741578033
6,9633	-19,4474	-0,0315	-0,00152944268933
7,2656	-19,4553	-0,032	-0,00173309691862
7,4815	-19,4658	-0,0322	-0,001956731817472
7,7544	-19,4728	-0,0322	-0,002433790725770
8,0252	-19,4789	-0,0324	-0,003044014237876
8,2808	-19,4871	-0,0334	-0,005170309346641
8,5836	-19,4959	-0,0346	-0,007708991456294
8,8378	-19,5054	-0,036	-0,010155005310770
9,1222	-19,5187	-0,0381	-0,012692711069373
9,3823	-19,5238	-0,0418	-0,015063729931525
9,6368	-19,5322	-0,0475	-0,01749277235811
9,878	-19,5388	-0,0562	-0,020142076636649
10,1518	-19,5549	-0,0637	-0,022178664575653
10,4382	-19,5711	-0,0701	-0,023573582109194
10,6881	-19,5821	-0,0785	-0,024685838553474
10,9663	-19,5977	-0,0858	-0,025329990080071
11,2076	-19,6201	-0,0921	-0,02584623026768
11,4539	-19,6427	-0,0991	-0,025547181459115
11,7843	-19,6752	-0,1044	-0,024986163564640
12,0148	-19,7032	-0,1081	-0,0239951660458
12,291	-19,7334	-0,1124	-0,022324649249918
12,5214	-19,7578	-0,1172	-0,02096198641997
12,7782	-19,7951	-0,1232	-0,019298796439570
13,0429	-19,8319	-0,1278	-0,017862252727962
13,3133	-19,8644	-0,132	-0,016315669485664
13,5754	-19,8961	-0,1365	-0,015296704742560
13,8584	-19,9392	-0,1393	-0,014674747768764
14,1204	-19,976	-0,1412	-0,014614713718045
14,3788	-20,0177	-0,1449	-0,014941105531381
14,6412	-20,0511	-0,1486	-0,015495157082236
14,907	-20,0943	-0,1509	-0,016238561124370
15,1824	-20,1382	-0,1548	-0,016941756603142
15,443	-20,1775	-0,1582	-0,018167350279506
15,6918	-20,2226	-0,1622	-0,019622540545768
15,9534	-20,2622	-0,1696	-0,020866784177688
16,2195	-20,3085	-0,1777	-0,022145505607018
16,4938	-20,3565	-0,1839	-0,023542111090800
16,772	-20,4134	-0,1914	-0,025550407740832
17,0021	-20,4564	-0,1999	-0,027605474022314
17,2583	-20,5063	-0,2062	-0,029604232514051
17,5129	-20,5632	-0,2127	-0,030944646321960
17,81	-20,6261	-0,2185	-0,032539390556385
18,0272	-20,6739	-0,2252	-0,034467491204914
18,3099	-20,7377	-0,2334	-0,03615884179138
18,589	-20,8098	-0,2423	-0,03807647321514
18,8128	-20,8653	-0,2517	-0,040156852901547
19,0559	-20,9288	-0,263	-0,042460532667904
19,3288	-21,0054	-0,2761	-0,044524407123796
19,5714	-21,0733	-0,2882	-0,04909126697405
20,0361	-21,1464	-0,301	-0,052607408559837
20,0971	-21,2261	-0,3161	-0,056558309552545
20,2797	-21,3046	-0,329	-0,061058995226740
20,5293	-21,3827	-0,3407	-0,06536753278668
20,7706	-21,4667	-0,3536	-0,069155752632418
21,0209	-21,5563	-0,3671	-0,073573074231180
21,2554	-21,6556	-0,3837	-0,077958329963095
21,5216	-21,7641	-0,3999	-0,0831950503178836
21,7286	-21,8618	-0,421	-0,085462686850266
21,9891	-21,9805	-0,4481	-0,088436647347635
22,2068	-22,0922	-0,4724	-0,090479745742025
22,4159	-22,2109	-0,5007	-0,091980669002663
22,6235	-22,3315	-0,5526	-0,092889584183923
22,8378	-22,4605	-0,5332	-0,092686571945489
23,0746	-22,6121	-0,582	-0,092478204900894
23,2875	-22,7492	-0,6045	-0,092359565953144
23,4789	-22,8865	-0,628	-0,094116181480044
23,6886	-23,0452	-0,6494	-0,089948544822219
23,8923	-23,2055	-0,6727	-0,08944740379477
24,0861	-23,3647	-0,6949	-0,08998221782946
24,287	-23,5446	-0,7116	-0,089846806396203
24,4913	-23,7186	-0,7334	-0,091182051933633
24,6639	-23,8769	-0,7532	-0,09515426767191
24,8467	-24,0505	-0,7739	-0,10259117540960
25,0275	-24,238	-0,8012	-0,113748762318699
25,2181	-24,4361	-0,8269	-0,150849132961122
25,3713	-24,6173	-0,8485	-0,157018074025067
25,5347	-24,8041	-0,877	-0,180738992587778
25,724	-25,0289	-0,9046	-0,203449671362323
25,8665	-25,2019	-0,9264	-0,222002338661214
26,0121	-25,4162	-0,9543	-0,230452439031312
26,1612	-25,6447	-0,9876	-0,24105128225150

26,2951	-25,8362	-1,0419	-0,242232888245566
26,4318	-26,0781	-1,141	-0,238727961795045
26,5092	-26,2954	-1,2534	-0,230026646167893
26,5828	-26,5725	-1,3847	-0,215550205485787
26,5956	-26,7975	-1,5216	-0,195575223974780
26,5928	-27,0342	-1,6291	-0,180669884041154
26,5347	-27,5084	-1,6394	-0,144705010694300
26,5261	-27,7053	-1,6276	-0,115242563838267
26,5157	-27,972	-1,6084	-0,088177310405069
26,5092	-28,2316	-1,588	-0,063795473180730
26,5196	-28,5115	-1,5785	-0,041308470019907
26,5139	-28,7419	-1,5993	-0,023421819185785
26,5009	-28,9773	-1,634	-0,009312149040863
26,4727	-29,2495	-1,6302	-0,001477083231540
26,4595	-29,4955	-1,6196	-0,003610656270236
26,4576	-29,7383	-1,609	-0,003451609917682
26,4489	-29,9926	-1,5962	-0,002691247342370
26,4417	-30,2486	-1,5854	-0,000708153412745
26,4364	-30,5131	-1,5823	-0,001307143367556
26,4412	-30,7712	-1,5898	-0,001301622172298
26,4342	-31,0399	-1,6045	-0,001787811121648
26,4178	-31,2618	-1,6154	-0,002139360448324
26,4122	-31,5297	-1,6146	-0,001330529491607
26,3983	-31,7721	-1,61	-0,000752904184238
26,3912	-32,026	-1,6035	-0,003038880975481
26,3749	-32,2905	-1,5974	-0,003917445164624
26,3745	-32,5677	-1,5941	-0,003296857077119
26,3581	-32,8343	-1,5959	-0,003132042971207
26,3674	-33,0605	-1,5963	-0,001690823867560
26,362	-33,3092	-1,5969	-0,000271639445780
26,3533	-33,5676	-1,6015	-0,000611092721716
26,3337	-33,8186	-1,6053	-0,001482963526493
26,3293	-34,0856	-1,6088	-0,001924241475610
26,3199	-34,3356	-1,612	-0,002924028852550
26,3157	-34,583	-1,6185	-0,003970083903345
26,2934	-34,8353	-1,6186	-0,005648946321707
26,2773	-35,1019	-1,6095	-0,006919907951930
26,2668	-35,3494	-1,6015	-0,008907340298757
26,2695	-35,6258	-1,5924	-0,009729911277329
26,2572	-35,8608	-1,5885	-0,010636627515651
26,2644	-36,1314	-1,5845	-0,009205151399556
26,2571	-36,3746	-1,5857	-0,006838188266543
26,243	-36,6401	-1,5851	-0,00407726802550
26,2501	-36,8971	-1,5825	-0,00168035709275
26,2425	-37,1791	-1,5787	-0,00009090832974
26,2402	-37,4135	-1,5754	-0,001252190865252
26,2426	-37,6681	-1,574	-0,002372797523942
26,2459	-37,9283	-1,5718	-0,002291177861860
26,2413	-38,1779	-1,5741	-0,001696024647739
26,2445	-38,4639	-1,5865	-0,002381786132283
26,2376	-38,6849	-1,5998	-0,003026462312392
26,2323	-38,9438	-1,6131	-0,002353342876581
26,2121	-39,2167	-1,6206	-0,002962260253708
26,1981	-39,4548	-1,6117	-0,003653980200073
26,189	-39,7123	-1,6015	-0,004029455383690
26,1772	-39,9633	-1,5868	-0,003958775826854
26,1874	-40,2289	-1,5721	-0,002672014893613
26,1865	-40,4765	-1,5624	-0,001760013212149
26,1917	-40,7447	-1,5723	-0,001548522975531
26,1948	-40,9842	-1,5976	-0,002481066813264
26,19	-41,2394	-1,6056	-0,002573472643152
26,1577	-41,5045	-1,6094	-0,00250470913452540
26,1559	-41,7555	-1,6124	-0,004408159039440
26,1591	-42,0132	-1,6114	-0,004683751663794
26,1434	-42,2602	-1,606	-0,004303397641893
26,1292	-42,5276	-1,6022	-0,003092492783003
26,1105	-42,7757	-1,5988	-0,000510588539989
26,1149	-43,0336	-1,5931	-0,002990185570829
26,1209	-43,2788	-1,5948	-0,005750025412511
26,1076	-43,5331	-1,6086	-0,007982014536035
26,094	-43,7877	-1,6165	-0,009620456890930
26,0746	-44,0478	-1,6147	-0,009250116918194
26,0778	-44,3046	-1,6003	-0,005695655825542
26,0676	-44,5496	-1,5917	-0,0004161311714863
26,0586	-44,8071	-1,5901	-0,0011393408878822
26,0617	-45,0956	-1,5825	-0,0044823175060285
26,0528	-45,3246	-1,5761	-0,0068295534999049
26,048	-45,5843	-1,5717	-0,095177017632522
26,0571	-45,8451	-1,5634	-0,124119094726368
26,0589	-46,0795	-1,5641	-0,156580743668131
26,0603	-46,3368	-1,5719	-0,191357781800512
26,0564	-46,5942	-1,5725	-0,225427882278013
26,0629	-46,8479	-1,6161	-0,256257669777513
26,0471	-47,1106	-1,714	-0,275691427868899
26,002	-47,3446	-1,7936	-0,296656825401023
25,9372	-47,587	-1,9636	-0,318380648478974
25,8091	-47,824	-2,1174	-0,339405334266560
25,6749	-48,0196	-2,1849	-0,339405334266560
25,5156	-48,2298	-2,2762	-0,357589349100233
25,3567	-48,403	-2,3695	-0,373068612249533
25,1708	-48,5778	-2,4318	-0,381956653474717
24,9825	-48,7447	-2,4725	-0,385237194122340
24,7693	-48,8979	-2,4735	-0,380375365159813
24,556	-49,0529	-2,4735	-0,365025314420629
24,3464	-49,186	-2,4735	-0,337301129849149
24,169	-49,2947	-2,4735	-0,305584639110837

7.4 Tabellarisch aufgeführte Werte des Radprofils

Tabelle 7.5 Werte des bogeninneren Messrades, die mit dem Messgerät MiniProf gemessen wurden

ProgramName=MiniProf for Windows
 ProgramVer=2.23.32
 Date=06.04.2006
 Time=11:29:14
 Chars=Win
 Stock=521
 CarNo=
 AxleNo=neu
 WheelID=
 ReferenceProfile=
 DiameterFlange=965,0818
 DiameterTaperline=920,3396
 Sd=22,2576
 Sd_AlarmStatus=0
 Sh=22,3793
 Sh_AlarmStatus=0
 qR=4,8791
 qR_AlarmStatus=0
 Length=132,5005
 Length_AlarmStatus=0
 MPTypeNo=130
 MPSerNo=578
 Xoffset=0,0000
 Yoffset=0,0000
 RefPoint1=0,0000, 0,0000
 RefPoint2=10,0000, 0,0000
 RefPoint3=0,0000, 5,0000
 ColumnDef=X,Y,X,A,C
 XYPoints=503

2,1068	12,743	1,4022	0,00392474691521845
2,1389	12,8648	1,4022	0,00392474691521842
2,175	13,1204	1,4021	0,00385545090514092
2,2272	13,3909	1,402	0,003816111346884332
2,2655	13,6161	1,3995	0,00486927324936307
2,3079	13,8674	1,4028	0,00604374637498661
2,354	14,1153	1,4031	0,00542513202531779
2,3902	14,3628	1,3994	0,00376666981914940
2,4363	14,6147	1,3996	0,00238082046495032
2,485	14,8768	1,4003	0,00092411255071981
2,5252	15,1246	1,4025	-0,00064531225384054
2,5717	15,3782	1,4049	-0,00273873186844128
2,608	15,6338	1,4082	-0,00440969187829634
2,6523	15,8955	1,4113	-0,00901883075999938
2,694	16,1384	1,4153	-0,01712302228950870
2,7356	16,3912	1,4147	-0,02612666505699550
2,7702	16,6429	1,4099	-0,03786527826738280
2,8069	16,9025	1,4022	-0,0505306608268550
2,8543	17,1425	1,3909	-0,06277991979191270
2,9078	17,4037	1,3809	-0,08050154173428050
2,9511	17,6401	1,3738	-0,08736616964498410
3	17,8867	1,3639	-0,09838306096064000
3,0524	18,1363	1,3547	-0,11314884427267900
3,1171	18,4005	1,3388	-0,11937184430041700
3,1672	18,6221	1,3119	-0,13037546694224400
3,2447	18,8641	1,1849	-0,13881150310541500
3,376	19,1276	1,0836	-0,14918269276423000
3,4742	19,3167	1,075	-0,15269545667852100
3,6082	19,5391	1,0654	-0,15527774092516000
3,737	19,7827	1,0573	-0,16535047699239600
3,8557	19,9944	1,0396	-0,17571822456433100
3,9739	20,1918	1,0065	-0,18500191397380700
4,1212	20,4114	0,971	-0,19696352095879000
4,2658	20,6191	0,938	-0,20736709284306800
4,4116	20,8082	0,8499	-0,21432002004889500
4,6129	21,0131	0,7679	-0,22632542631373000
4,7856	21,1637	0,7441	-0,23513596499827300
4,9631	21,329	0,7323	-0,24256837871087000
5,1616	21,5069	0,716	-0,24081109906041200
5,3426	21,6656	0,6951	-0,24801626074842300
5,5511	21,8504	0,5467	-0,23886766359559700
5,748	21,9612	0,4201	-0,23886766359559700
6,0311	22,0308	0,2361	-0,22379550630536000
6,2509	22,0706	0,2279	-0,21948213200961400
6,504	22,1324	0,2192	-0,20510600312602500
6,7323	22,1887	0,2092	-0,18866207912666500
7,0096	22,2476	0,1778	-0,17054233925275000
7,2267	22,2762	0,1347	-0,15101859005047300
7,5104	22,3135	0,1042	-0,13135918983723000
7,7351	22,339	0,0841	-0,11013681652687000
7,9951	22,3609	0,0652	-0,08920150824450140
8,2698	22,3805	0,0405	-0,060470674610973800
8,4808	22,3778	0,0092	-0,05509760187586430
8,7392	22,3722	-0,0162	-0,04042403284134810
8,9929	22,3619	-0,0199	-0,03648907324346910
9,26	22,3573	-0,0198	-0,02366930062894650

9,532	23,499	-0,0151	-0,01665680098687160
9,7721	22,35	-0,0059	-0,0112859726427070
10,0327	22,3519	0,0034	-0,00715833592735755
10,3042	22,3513	0,0095	-0,00325176365160152
10,5442	22,3572	0,0124	-0,00084770887781330
10,8138	22,3589	0,0145	-0,00042130262924874
11,0757	22,3657	0,0154	-0,00217951384695093
11,3107	22,3658	0,0129	-0,00568857328507094
11,5701	22,3763	0,0099	-0,00968751744304324
11,8579	22,3776	0,0037	-0,01613427619886750
12,1024	22,3754	-0,0089	-0,02743478766723610
12,3357	22,3745	-0,0197	-0,04172300992012110
12,6023	22,3604	-0,0193	-0,07117449283291490
12,8549	22,3516	-0,0147	-0,08960474111277780
13,1033	22,3554	-0,0127	-0,10794523923750700
13,3605	22,3589	-0,0149	-0,12621040878347300
13,6362	22,3585	-0,0224	-0,14373906196553500
13,8806	22,3424	-0,0527	-0,15948584187079500
14,143	22,3212	-0,108	-0,17388244396873200
14,3701	22,3035	-0,1551	-0,18379843725746000
14,6558	22,2846	-0,3147	-0,19618361233314500
14,8607	22,2232	-0,2961	-0,20441002550536200
15,1231	22,1023	-0,475	-0,20935125776807400
15,3305	21,9897	-0,4987	-0,21270470685507600
15,5516	21,864	-0,5188	-0,21167005012210600
15,7826	21,7142	-0,5604	-0,21000925652284100
15,9831	21,5908	-0,6158	-0,20544169708455100
16,1997	21,4565	-0,658	-0,19854752678786400
16,428	21,2856	-0,684	-0,19078591009631800
16,6151	21,1368	-0,702	-0,18372696141773300
16,8106	20,9696	-0,7234	-0,17573185563568700
16,9964	20,7866	-0,7638	-0,16236447663340800
17,1661	20,6115	-0,8101	-0,15877782867473500
17,3545	20,409	-0,8466	-0,15449000182466700
17,5037	20,2316	-0,8895	-0,14826807575913800
17,6565	20,0027	-0,9315	-0,13975440149331800
17,7799	19,8095	-0,9806	-0,12862382476390500
17,9394	19,5611	-1,0284	-0,11567804942932000
18,0661	19,3632	-1,0728	-0,10063829174016700
18,1461	19,1468	-1,1068	-0,08639235996282300
18,2862	18,888	-1,1288	-0,07249744091376150
18,3731	18,6745	-1,1421	-0,05903496752982180
18,4798	18,433	-1,152	-0,04394396275346200
18,5852	18,1911	-1,1557	-0,03459026075493420
18,6833	17,9708	-1,1552	-0,02545596505201900
18,7896	17,7302	-1,1532	-0,0162520383558581800
18,8916	17,498	-1,1529	-0,01034651191183960
18,9896	17,2727	-1,1519	-0,00557307455845350
19,0997	17,0305	-1,1511	-0,00119408706194824
19,2105	16,7848	-1,1495	-0,0008183008722597800
19,3106	16,5672	-1,1488	-0,00288678313913710
19,4165	16,3182	-1,1488	-0,00233346917005617
19,524	16,0826	-1,1485	-0,00177330330634234
19,6255	15,8557	-1,1495	-0,00110833438020114
19,7368	15,6248	-1,15	-0,00034244361323930
19,8355	15,3949	-1,15	-0,000375707270792
19,9407	15,1547	-1,1485	-0,00095442199199480
20,0436	14,9209	-1,1489	-0,0009851558027992
20,1549	14,6755	-1,1483	-0,00118234809867950
20,2514	14,4452	-1,1468	-0,00147329941801111
20,3645	14,2185	-1,146	-0,00203050154004342
20,4664	13,9879	-1,1481	-0,00206688072630790
20,5719	13,7612	-1,1508	-0,002018909154053528
20,681	13,5187	-1,1532	-0,00153285434410245
20,7828	13,2868	-1,1544	-0,00120865718194680
20,8795	13,0561	-1,1543	-0,00038259492422471
20,9823	12,8195	-1,1555	-0,00061166797425259
21,0833	12,5877	-1,1563	-0,00239706041054027
21,1893	12,3527	-1,1553	-0,00524192951321728
21,3093	12,1009	-1,1535	-0,0089394053363495
21,4017	11,884	-1,1529	-0,01298128053012040
21,5132	11,6204	-1,1524	-0,017896838715122930
21,6172	11,3735	-1,1503	-0,02261852177710740
21,7122	11,1754	-1,1456	-0,02802235583272940
21,8245	10,9306	-1,14304	-0,03307460246729750
21,9267	10,7033	-1,1281	-0,03777914810647610
22,0401	10,4439	-1,1155	-0,04372096047956120
22,1485	10,2186	-1,1017	-0,04709766769162670
22,2705	9,9759	-1,086	-0,05174825789993930
22,3972	9,7275	-1,0716	-0,05634432947180340
22,5254	9,5002	-1,0566	-0,06044324378616670
22,658	9,2709	-1,0372	-0,06217696728824570
22,7838	9,053	-1,0981	-0,06492467749456900
22,9256	8,8274	-0,9971	-0,0675368806077230
23,0714	8,5924	-0,9746	-0,06973754469593390
23,2367	8,3501	-0,9559	-0,07162591309232110
23,3921	8,121	-0,9338	-0,0727600676137950
23,542	7,9123	-0,9126	-0,07387110978842170
23,6993	7,7033	-0,8939	-0,0745352257595850
23,8663	7,4889	-0,8752	-0,076235782185030
24,0367	7,2818	-0,8564	-0,0774557799470920
24,2389	7,0448	-0,8316	-0,07913485614161030
24,4558	6,8013	-0,8041	-0,08068818373138920
24,6625	6,6231	-0,7841	-0,08152249659589280
24,8093	6,4406	-0,7627	-0,08206258753345040
25,0082	6,2426	-0,744	-0,08342121518932050
25,2193	6,0522	-0,7163	-0,0832502707124470
25,4639	5,8292	-0,6867	-0,08338876592535230
25,7096	5,6362	-0,6651	-0,08567080586983730
25,9269	5,4508	-0,645	-0,08752594944851470
26,0933	5,3224	-0,6238	-0,08944332645381340
26,3184	5,1602	-0,5971	-0,09299039034011060
26,5529	5,0031	-0,5701	-0,09208347531449220
26,7863	4,8443	-0,5449	-0,09275970030506020
27,0178	4,6966	-0,5214	-0,09303742192595160
27,2844	4,5385	-0,4939	-0,09194593723684220
27,5922	4,3598	-0,468	-0,08997789753578800
27,8071	4,2477	-0,4466	-0,08657136828293410
28,089	4,1221	-0,422	-0,0823162389677490
28,3437	3,9958	-0,4027	-0,07344707714847320
28,5943	3,9223	-0,3888	-0,07248971730013780
28,8529	3,8276	-0,3725	-0,06656205398384670
29,1049	3,7334	-0,3539	-0,06065136347369470

Anhang

29,4011	3,6333	-0,3393	0,05152258270622510
29,6518	3,5525	-0,3268	0,04569831284752420
29,8673	3,4893	-0,3162	0,04144100094418740
30,1363	3,4036	-0,3064	0,03570163405680940
30,4207	3,3203	-0,2955	0,03092337893679960
30,6646	3,2487	-0,2834	0,02589553600003250
30,9821	3,1623	-0,2725	0,02733069658511090
31,2038	3,0992	-0,2637	0,02733069658511090
31,4847	3,0278	-0,2565	0,02534353747774830
31,8036	2,9471	-0,2499	0,02418517091635400
32,0284	2,8912	-0,2436	0,02387683393089580
32,2519	2,8303	-0,2374	0,02333909556513440
32,5821	2,7663	-0,2317	0,02275440338520800
32,7856	2,7113	-0,2257	0,02148686294193500
33,0594	2,6469	-0,2204	0,02053660788300340
33,3132	2,588	-0,2152	0,01989056686313950
33,5757	2,5297	-0,2097	0,01896177202857720
33,8749	2,4718	-0,2056	0,01802497841770250
34,1363	2,4253	-0,2009	0,01633157278623010
34,4417	2,3659	-0,1964	0,01518269718456220
34,6958	2,3177	-0,1917	0,01448790764603380
35,0402	2,2543	-0,1868	0,012239379725271700
35,4129	2,1851	-0,1834	0,01100067362887740
35,6185	2,1491	-0,1788	0,01008702711366860
35,9201	2,0936	-0,1745	0,00884678263216785
36,1522	2,0529	-0,172	0,00816119383088645
36,4501	2,0029	-0,1701	0,00780197847651247
36,6983	1,9629	-0,1677	0,0079534846180861
36,9882	1,9156	-0,1654	0,00799376619242440
37,2224	1,8735	-0,1631	0,00845954091038955
37,5066	1,8316	-0,1611	0,0080462789000860
37,755	1,7876	-0,1592	0,00951178732318590
38,0174	1,7458	-0,1572	0,01005462714415040
38,2704	1,7073	-0,1553	0,01030829951363300
38,5336	1,6657	-0,1538	0,01064363246068070
38,7999	1,6247	-0,1518	0,01097679518516920
39,0869	1,5779	-0,1494	0,01152969757871460
39,3186	1,5466	-0,1473	0,01201240780809560
39,6	1,5046	-0,1447	0,01227369231296980
39,8546	1,4698	-0,1421	0,01242277293633000
40,1188	1,4303	-0,1389	0,01210891533354270
40,4188	1,3999	-0,1248	0,01177316403957000
40,6581	1,3674	-0,1239	0,01129135834620770
40,9059	1,3398	-0,12	0,01115919635301000
41,1649	1,3074	-0,1208	0,0109589707788150
41,4383	1,2738	-0,1194	0,01052983468207860
41,7074	1,2409	-0,1198	0,01016704626797760
41,9454	1,2147	-0,1165	0,01007265766382280
42,3111	1,1769	-0,1052	0,00989843142946986
42,5144	1,1537	-0,1036	0,01001697699730080
42,8201	1,1223	-0,1019	0,0101586530291360
43,0434	1,1005	-0,0999	0,01054603268906990
43,3111	1,0693	-0,0975	0,01099044515297520
43,616	1,037	-0,0944	0,01092461585455390
43,917	1,0116	-0,0908	0,0108046595914590
44,3633	0,9747	-0,087	0,0105941432851070
44,7991	0,9362	-0,0838	0,01055297399679840
45,0714	0,9182	-0,0806	0,00989050729843250
45,3795	0,892	-0,0776	0,00904084679879121
45,6373	0,8733	-0,0744	0,00839530868481095
46,0088	0,8471	-0,0715	0,00767014750488804
46,3727	0,8249	-0,0686	0,00614300798942447
46,6332	0,8055	-0,0662	0,00595185994292094
46,8755	0,7884	-0,0644	0,00584000543138182
47,162	0,7744	-0,0627	0,00552126143711667
47,436	0,7568	-0,061	0,00509164808605655
47,7212	0,7438	-0,0594	0,00500459823503747
47,9895	0,7284	-0,0578	0,00472201189967059
48,3102	0,7037	-0,0566	0,0041166159103048
48,5632	0,6886	-0,0555	0,00400451984182935
48,8131	0,677	-0,0547	0,0038594013699695
49,0986	0,6614	-0,0536	0,00391612254006710
49,3519	0,6474	-0,0523	0,00410817792028043
49,7086	0,6304	-0,051	0,00407920709278500
49,9393	0,6189	-0,05	0,00405067910299781
50,2057	0,6077	-0,0488	0,0042028252155205
50,522	0,5922	-0,0473	0,00407091632220104
50,8215	0,5773	-0,0461	0,00367138963395526
51,1113	0,5619	-0,0454	0,0033682059949840
51,3397	0,5489	-0,0446	0,00322039088435731
51,6494	0,5387	-0,0436	0,0032788637687100
51,8967	0,5269	-0,0427	0,00313442091529521
52,1982	0,5157	-0,042	0,00288401171760061
52,4994	0,506	-0,0413	0,00289790724636341
52,727	0,4947	-0,0405	0,00262164902198574
53,03	0,4859	-0,0395	0,00266480274415492
53,3685	0,4669	-0,0387	0,00241902119123489
53,5946	0,459	-0,038	0,00218745590610246
53,8502	0,4501	-0,0376	0,00246350668044225
54,1212	0,4426	-0,037	0,00263035525392536
54,4201	0,4299	-0,0361	0,00270680193142518
54,6912	0,421	-0,0354	0,00243133779843424
54,9538	0,4108	-0,0346	0,00258883828561806
55,2452	0,3986	-0,034	0,00245719245575739
55,532	0,3913	-0,0333	0,0023545365977986
55,798	0,379	-0,0324	0,0021535568204507
56,0709	0,3743	-0,0316	0,00154674359434049
56,3474	0,363	-0,0312	0,0013525696977874
56,5981	0,3567	-0,0309	0,0013579392537422
56,9318	0,3526	-0,0305	0,00137297630880338
57,142	0,3442	-0,0301	0,00106068067591512
57,3944	0,3359	-0,0297	0,00106068067591509
57,6658	0,3243	-0,0294	0,00072462908930935
57,96	0,3135	-0,0293	0,00048330530181140
58,2194	0,3103	-0,0292	0,00064299370059676
58,5243	0,2997	-0,029	0,00094343541068216
58,793	0,2952	-0,029	0,00122516871526571
59,0557	0,285	-0,0287	0,00151155099086414
59,3225	0,275	-0,0284	0,00131033323815794
59,5901	0,267	-0,0282	0,00157715658573420
59,8836	0,2624	-0,0275	0,00190252716171048
60,1337	0,2562	-0,0268	0,00119480763956435
60,4196	0,2462	-0,0267	0,00078079832184170

60,714	0,2355	-0,0265	0,00059847423499842
60,9764	0,2329	-0,0262	0,00074270984641351
61,2537	0,2252	-0,0259	0,00063311003210143
61,5186	0,2194	-0,0257	0,00063311003210143
61,7871	0,2124	-0,0258	0,00032156586406868
62,1079	0,2087	-0,0257	-0,00019206833396123
62,3165	0,2007	-0,0256	-0,00019206833396123
62,5947	0,188	-0,0254	0,00050289888241724
62,8828	0,1874	-0,0256	-0,00027195204055134
63,1273	0,1761	-0,026	0,00019657470578563
63,407	0,1687	-0,0259	0,00022303338078987
63,7098	0,1638	-0,0257	0,00013917173446409
63,9819	0,1546	-0,0257	0,00068719247535058
64,238	0,1503	-0,025	0,00057971361466143
64,5298	0,1439	-0,0247	0,00101969401685188
64,7833	0,1344	-0,0248	0,00109106508910144
65,0616	0,1272	-0,0243	0,00122991855151353
65,3378	0,1206	-0,0244	0,00080146997885733
65,5923	0,1155	-0,0241	0,00068774878923860
65,8434	0,1079	-0,0237	0,00057425953811019
66,1201	0,099	-0,0235	-0,00003842293172398
66,3825	0,1022	-0,0234	-0,00017995191307109
66,6162	0,0928	-0,0233	-0,00031900163494599
66,8821	0,0818	-0,0232	-0,00090487155735366
67,1779	0,0796	-0,0235	-0,00126827225242027
67,4148	0,0705	-0,0239	-0,00195726967812556
67,6997	0,0684	-0,0244	-0,00219764462863825
67,9548	0,0625	-0,0248	-0,00259001824098695
68,2076	0,0561	-0,0256	-0,00307515496465137
68,4786	0,0481	-0,0264	-0,00358125704115434
68,7604	0,0413	-0,027	-0,00407580722437354
69,0348	0,0309	-0,0283	-0,00429223811403225
69,2773	0,0227	-0,0299	-0,00404974520936682
69,5254	0,019	-0,0319	-0,00412001079323669
69,797	0,0112	-0,0336	-0,0039083244179153
70,0541	-0,001	-0,0346	-0,00372505776686943
70,3265	-0,006	-0,0353	-0,00345203415219703
70,5786	-0,0223	-0,0358	-0,00324206913453329
70,8588	-0,0216	-0,0363	-0,00280483727866020
71,1158	-0,0358	-0,0372	-0,00252089593362290
71,3507	-0,0476	-0,0377	-0,00258084749324827
71,6087	-0,0595	-0,0385	-0,00263510605322407
71,8702	-0,0704	-0,0387	-0,00282415156380887
72,1341	-0,0801	-0,0393	-0,00258089294638420
72,4184	-0,0892	-0,0402	-0,00213702085359959
72,6753	-0,0961	-0,0408	-0,00214271752440950
72,9623	-0,1068	-0,0416	-0,00221674157815682
73,2352	-0,1246	-0,0417	-0,00207962482331169
73,4975	-0,1309	-0,042	-0,00261880982836190
73,7486	-0,1473	-0,0427	-0,00242825349532549
74,0157	-0,151	-0,0435	-0,00308119151493450
74,308	-0,165	-0,0444	-0,00297205072634641
74,5458	-0,1807	-0,0453	-0,00331593327903535
74,8347	-0,1948	-0,0462	-0,00302807175188060
75,0885	-0,2081	-0,0467	-0,00254053599554150
75,3239	-0,2134	-0,0478	-0,00204528979948446
75,5912	-0,226	-0,0486	-0,00184617575254678
75,8567	-0,2405	-0,0493	-0,00181195467922067
76,1051	-0,2519	-0,0497	-0,00170061925645989
76,3614	-0,2643	-0,0502	-0,00106154253169205
76,6835	-0,2867	-0,0502	-0,00085122649198387
76,9085	-0,295	-0,0511	-0,00054510537515143
77,19	-0,3128	-0,0514	-0,00064286327438040
77,4163	-0,3158	-0,0513	-0,00084185243513201
77,6836	-0,3402	-0,0509	-0,00080587883366792
78,0055	-0,3505	-0,0505	-0,00057749865163258
78,2374	-0,3606	-0,0501	-0,00000481096487719
78,5126	-0,375	-0,0501	-0,000193213197330898
78,7941	-0,393	-0,0504	0,00032051323990453
79,0385	-0,4053	-0,0511	0,00067550359143233
79,301	-0,4159	-0,0513	0,00076960820475579
79,5848	-0,4279	-0,0512	0,00086295198950458
79,8255	-0,4416	-0,0516	0,00137899425326480
80,0809	-0,4588	-0,051	0,00146383297436369
80,3671	-0,4726	-0,0503	0,00196527828468816
80,6518	-0,4886	-0,0498	0,0014778952210285
80,8858	-0,5019	-0,0496	0,00167098882375314
81,1568	-0,514	-0,0486	0,001210044890606949
81,469	-0,5261	-0,0472	0,0005305779923892
81,6687	-0,5356	-0,0464	-0,00016789360723052
81,9488	-0,5491	-0,045	-0,00062732600974283
82,2667	-0,5611	-0,0452	-0,0010345019780755
82,4667	-0,5723	-0,0458	-0,0016009530914399
82,7027	-0,5814	-0,0474	-0,00231275574623747
82,9581	-0,5913	-0,0488	-0,00245513371393633
83,2462	-0,6082	-0,0501	-0,00287863459989724
83,4657	-0,6145	-0,0513	-0,

7.5 Gesamter Bogen in Luther Kirche

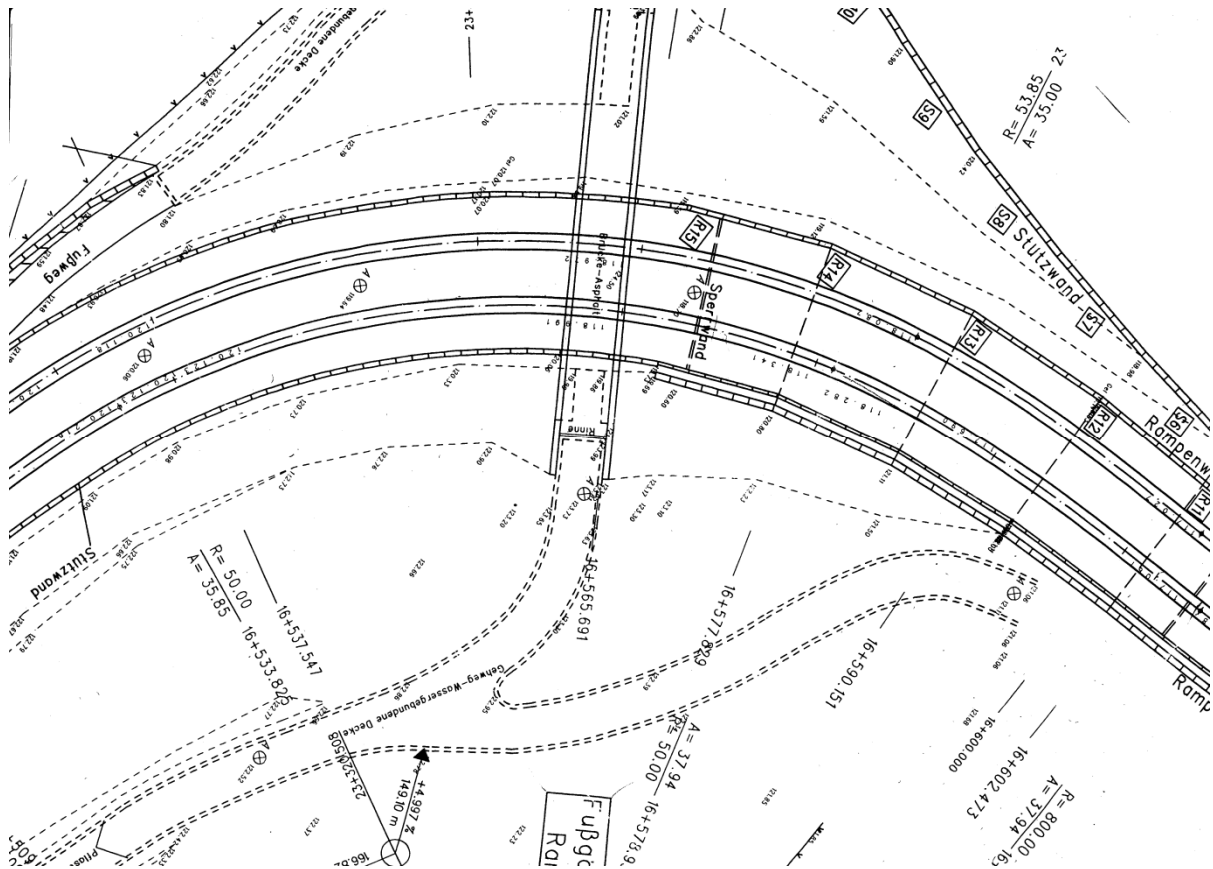


Abbildung 7.2 Gesamter Bogen in Luther Kirche

7.6 Fahrzeugansichten

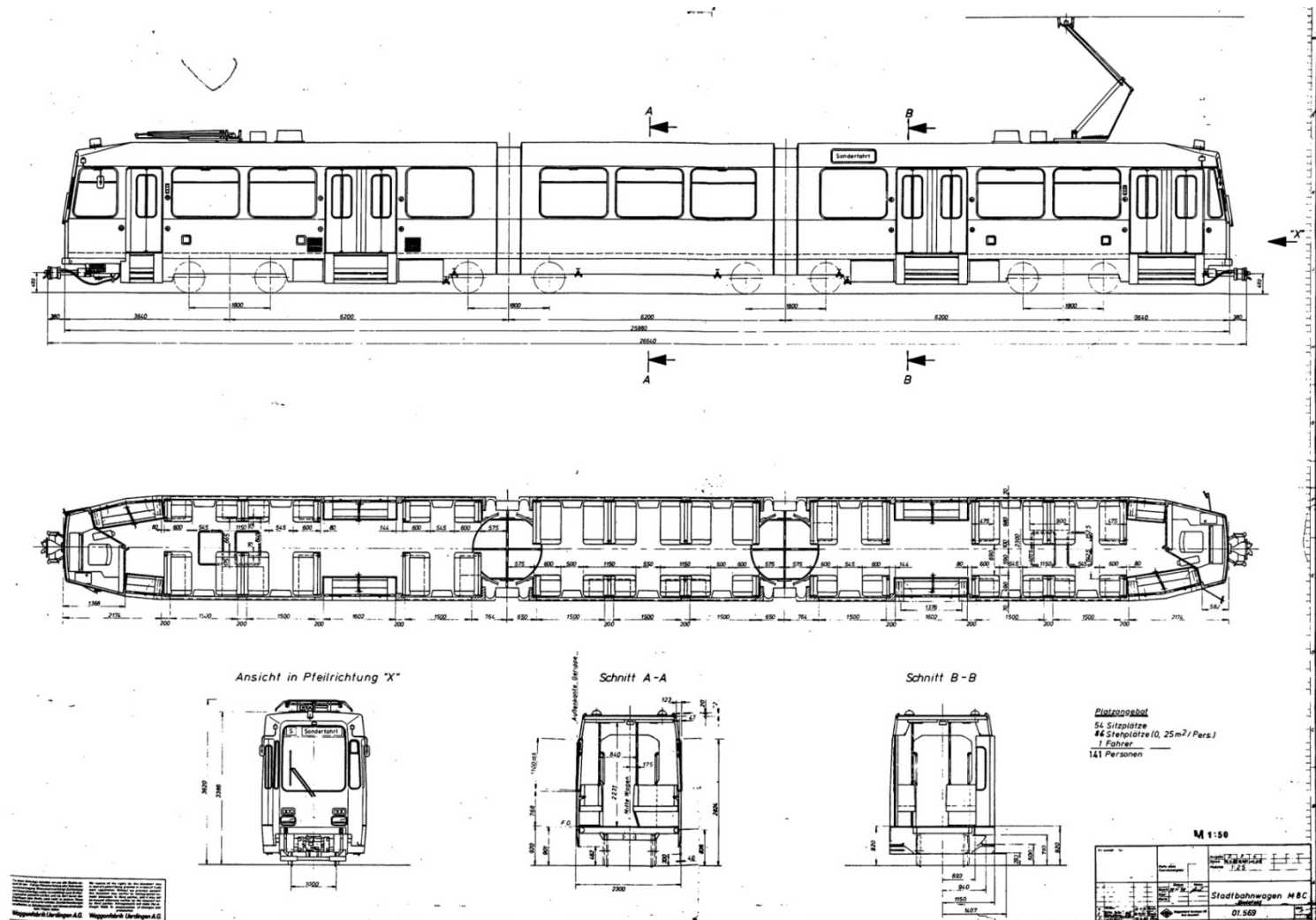


Abbildung 7.3 Messfahrzeug Seiten- und Draufsicht

7.7 Fahrzeugdatenblätter



Stadtbahnwagen Typ M

Light Rail Vehicle Type M





Bauart Achsfolge Spurweite Drehgestelle Raddurchmesser Motorleistung Höchstgeschwindigkeit Wagenlänge über Kupplung Wagenbreite Wagenhöhe über Dachblech Fußbodenhöhe Tritthöhe Leergewicht Adhäsionsgewicht Platzangebot Kleinsten Kurvenradius	6- oder 8-achsiger Stadtbahnwagen für Zweirichtungsverkehr mit Schützensteuerung und Elektronik B'2'2'B oder B'2'B (4 Triebachsen, 2 Laufachsen oder 4 Laufachsen) 1.000 mm Monomotor-Drehgestell mit DUWAG-Antrieb, Gummirailfederung und Megi-Achsfeder 681 mm 2 x 150 kW/60 min bei 600 Volt = 80 km/h 6-Achser 20.440 mm 8-Achser 26.640 mm 2.300 mm 3.303 mm 880 mm 280/200/200/200 mm 6-Achser 27.800 kg 8-Achser 34.500 kg 6-Achser 78 % 8-Achser 60 % 6-Achser 36 Sitzplätze und 65 Stehplätze (0,25 m²/Person) 8-Achser 54 Sitzplätze und 86 Stehplätze (0,25 m²/Person) 14,5 m	Type Axle arrangement Track gauge Bogies Wheel diameter Power rating Max. speed Car length over coupler faces Height over roof Floor height Steps Weight empty Adhesion weight Accommodation Min. radius permissible	6-axle, 2-section or 8-axle, 3-section articulated double end light rail vehicle with electronically controlled electromagnetic contactor control, optionally with regenerative Chopper control B'2'B or B'2'2'B 1.000 mm (M) of 1.435 mm (N) DUWAG monomotor bogies, wheel base 1.800 mm, with DUWAG gear boxes. Primary suspension by Megi rubber chevron axle box springs, secondary suspension by Clouth rolling ring springs. 681 mm 2 x 150 kW one hour rating at 600 V DC 80 km/h 6-axle car 20.440 mm 8-axle car 26.640 mm 3.306 mm 880 mm four steps, 280 + 200 + 200 + 200 mm over TOR lowest step retractable 6-axle car: 27,8 t 8-axle car: 34,5 t 6-axle car: 78 % 8-axle car: 60 % 6-axle car: 36 seated, 65 standing passengers 8-axle car: 54 seated, 86 standing passengers (4 passengers/m²) 14.5 m
--	--	--	--

Der Stadtbahnwagen Typ M ist ein Zweirichtungs-Gelenktriebwagen für den heutigen innerstädtischen Verkehr, ausgerüstet mit einer zusätzlichen Schwenktrittstufe zum bequemen Ein- und Aussteigen an Haltestellen ohne Inseln. Das Anfahren an erhöhten Bahnsteigen und das Ein- und Aussteigen dort sind dadurch nicht beeinträchtigt.

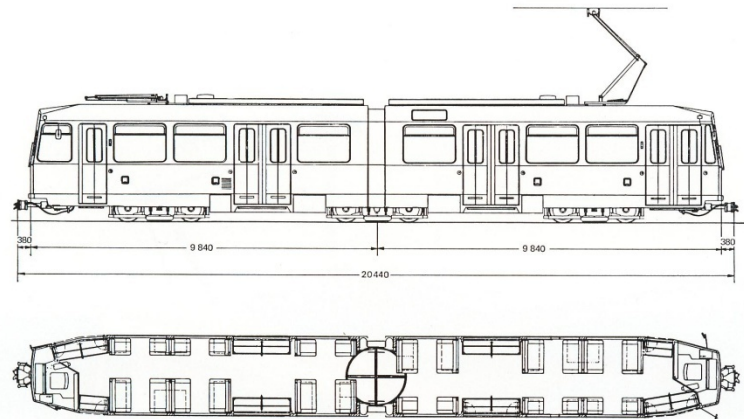
Wesentliche technische Merkmale: ● Anfahrbeschleunigung etwa 1 m/s² ● Notbremsverzögerung 3 m/s² ● Zugverband bis zu 3 Wagen.

Ausführung entsprechend BOSTrab und VDE-Vorschriften sowie nach den neuesten VÖV-Empfehlungen.

The light rail vehicle type M or N is a newly developed double end articulated car for local public transportation in cities on surface and subway routes. It has an additional retractable step to facilitate loading from the street surface. This step does not impede loading from medium level platforms.

● Acceleration 1 m/s² ● Emergency deceleration 3 m/s² ● Multiple unit operation up to 3 units.

Design and construction of car body and bogies: Waggonfabrik Uerdingen A.G.



Abmessungen in mm
Measurements in mm

Entwicklung und Bau des mechanischen Teils, des Wagenkastens und der DÜWAG-Drehgestelle: Waggonfabrik Uerdingen A.G., Werk Düsseldorf.

Entwicklung der elektrischen Ausrüstung: Siemens AG, als Federführer der Arbeitsgemeinschaft Siemens/BBC Mannheim, Montage BBC Mannheim.

Gesamtentwicklung in Zusammenarbeit mit den Verkehrsbetrieben Bochum, Gelsenkirchen, Essen, Mülheim, Bielefeld.

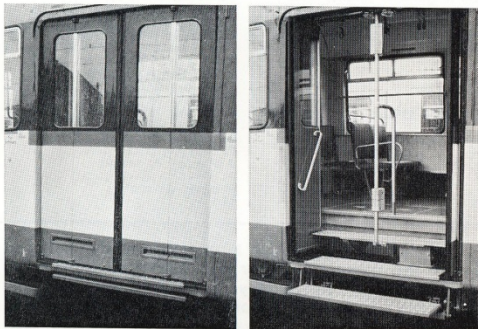
Der Wagen hat ein modernes Design mit hochgezogener Dachvoute und Dachmulde für die Anordnung der Dachwiderstände. Auch die Kopfform mit der tief heruntergezogenen Fahrersichtscheibe geben dem Wagen ein elegantes, schnittiges Aussehen.

Die Innenaufteilung entspricht den Empfehlungen des VÖV mit einem großen Sitzteiler und bequemen Sitzabmessungen.

Die Farbgestaltung ist ansprechend für den Fahrgast und reinigungsfreundlich.

Wagenkasten in Stahlleichtbauweise, aus Walz-, Kant- und Hohlprofilen zusammengeschweißt, bietet als tragende Röhre ein Höchstmaß an Sicherheit für die Fahrgäste. Die Beblechung ist auf das Gerippe geschweißt.

Schwenkstufen mit elektro-mechanischem Antrieb und Ausrastkupplung werden als komplettes Bauelement angeschraubt, deshalb leichtes Auswechseln bei Beschädigungen.



Wagengelenke in der bewährten DÜWAG-Konstruktion mit Kugellenkränzen und Silentbloc-Lagerung werden allen Bewegungsanforderungen gerecht. Das Mittelportal in Verbindung mit den verlängerten Wagenseitenwänden verdeckt nach außen den Gummibalgbereich und gibt dem Wagen ein harmonisches Aussehen.

Die **Innenverkleidung** im Gelenkbereich paßt sich der übrigen Wageninnenverkleidung an und ist so gestaltet, daß ein optimaler Berührungsschutz für die Fahrgäste gegeben ist.

Das Fahrzeug hat eine gute **Geräusch- und Wärmeisolation** durch Delignit-Fußboden mit 3 mm Spoknoibelag, Sandwich-Innendeckenplatten, 2 mm starker Schallschluckbelag an der Stirnwand, an den Seitenwänden, Dachblechen, Bodenwannen und Trittkästen sowie 20 mm Glaswolle im Dach und in den Seitenwänden.

Polstersitze mit 90 mm starken Sitzkissen und 50 mm starken Rückenkissen mit Kunstlederbezug. Sie sind z. T. auf Sitzkästen befestigt, die zur Unterbringung von Sand, E.-Geräten, Heizkörpern usw. dienen. Die Rückseiten der Sitze sind mit Kunststoffplatten verkleidet.

DÜWAG-Falttüren, aus GFK gepreßt, mit elektro-mechanischem Antrieb und Einklemmschutz. Der lichte Durchgang beträgt je Tür ca. 680 mm. Türsicherungen sind durch Druckwellenanlage im Fingerschutz-Gummiprofil, Lichtschranken und Trittkontakte gegeben. Betätigung kann durch Fahrgast oder Fahrer erfolgen. Durch die mit Gummi abgedeckten Trittschneidlinien in den Türen wird erreicht, daß die Trittschneidlinien gerade durchgeführt werden können.

Alle **Fenster** sind bis auf ca. 1900 mm über Fußbodenoberkante hochgezogen. Sie haben obere Lüftungsklappenfenster und sind in breiten Gummiprofilen mit Einreißfüller eingesetzt. An den Stirnseiten leicht gewölbte Ganzsichtscheiben. Alle Scheiben bestehen aus Sicherheitshartglas.

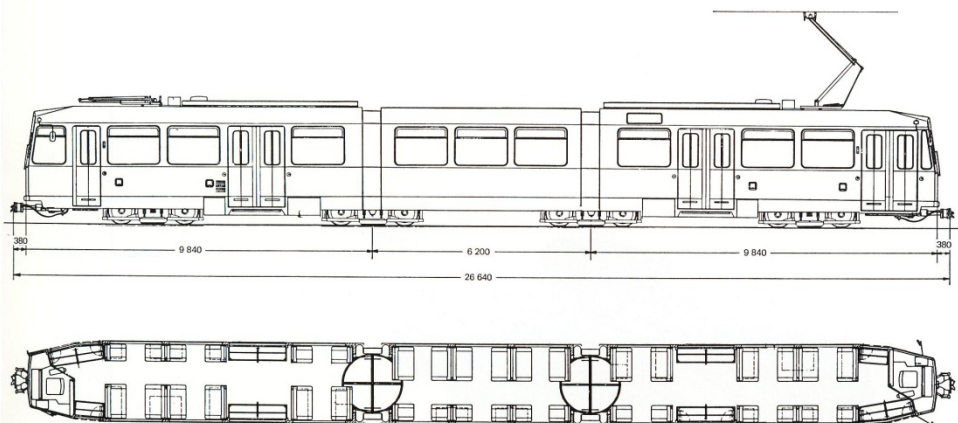
Die **Fahrerräume** an beiden Wagenenden sind abgeschlossene, weitgehend verglaste Kabinen mit guter Sicht, handgerechter Anordnung der Bedienungsgeräte, blendfreien Armaturtafeln, bequemen Sitzen, guter Lüftung und weitgehend blendfreier Farbgebung.

Die **Beheizung** erfolgt durch Warmluftgebläse unter den Sitzen. In den Fahrerräumen befinden sich Scheibenklaranlagen. Kuckucklüfter auf dem Dach besorgen die Wagenbelüftung.

Vor jeder Triebachse befinden sich pneumatisch betätigte **Sandstreudiven**; die Befüllung der Sandkästen ist von außen und innen möglich.

An beiden Wagenköpfen sind automatische **Mittelpufferkupplungen** mit BSI-Kuppelkopf und Kompakt-E.-Teil angeordnet. Der Kuppelkopf besitzt eine pneumatische Kuppelvorrichtung. Die Kupplung verfügt über pneumatische Mitteneinstellung, ein Stoßverzehrsglied und einen Gummi-Stoßbügel oberhalb der Kupplung.

Sonstige Einrichtungen, wie Lautsprecheranlage, Zielrichtungsanzeige, Funkanlage, Notbremsschalter, Entwerter, Zahlkasse, Spiegel usw. sind in einer dem letzten Stand der Technik entsprechenden Ausführung vorhanden.



Electric equipment: Siemens AG (main contractor) with BBC-Mannheim. Development of the car in collaboration with the transit systems of Mülheim, Essen, Bochum, Gelsenkirchen and Bielefeld.

The car shows a modern design with raised front roof profile and a roof trough for the roof-mounted resitances. The modern head design with the deeply lowered windscreen provides an elegant appearance of the car.

The seat arrangement meets the VÖV-recommendations with ample seat distances and comfortable seat dimensions. The color design is appealing to passengers and permits easy cleaning.

The **car body** is a light weight welded steel design. Cable and air ducts, equipment boxes, longitudinal, articulation and end members are welded together into a solid body underframe. Roof and sidewall frames fabricated of rolled and bent profiles and welded together with the side wall sheets and the body underframe provide a self-supporting tube offering maximum safety to the passengers.

The **retractable step** forms together with the electro-mechanical propulsion and the locking coupling a complete assembly unit easily exchangeable in case of damages.

The **articulation** is built to the proven DÜWAG design with a double ball bearing ring and silentbloc bearings and meets all movement requirements of the car. The whole articulation with its bellows is covered by reinforced fibreglass parts which are harmoniously adjusted to the interior lining of the car and provide maximum protection for the passengers. The articulation platform permits safe passage from one section of the car to the other.

Good **noise and heat insulation** has been provided by the Delignit plywood floor covered with 3 mm thick rubber, by 2 mm thick noise absorbing layers on the side wall, roof sheets, head ends, equipment boxes and step wells. 20 mm thick glass wool layers are provided within the side wall and ceiling sheets and their interior lining.

The **upholstered seats** have 90 mm thick seat cushions and 50 mm thick seat backs, covered with leatherette. The seats are purely mounted on boxes used for sand, electric equipment parts, heaters etc. The rear side of the seat backs is covered with melomine plates.

The **DÜWAG-folding doors** are made of fibreglass and have electric drives. Door width for a single door is 680 mm. Safety devices include sensitive edges, photo-electric cells and step treadles. Doors can be operated by the passengers or the driver. The rubber covered slots in the doors permit use of rectangular steps with cuts.

The upper **window** edges are raised to about 1,900 mm above floor level. The upper sashes can be opened. The front windscreens are slightly curved. All window panes are of safety glass and are held by rubber profiles.

Fully enclosed **driver's cabs** are provided at both ends of the car, with access from the passenger saloon by a door. The design cares for easy operation of the control equipment, good visibility, good ventilation, comfortable driver's seats and antidazzling colors.

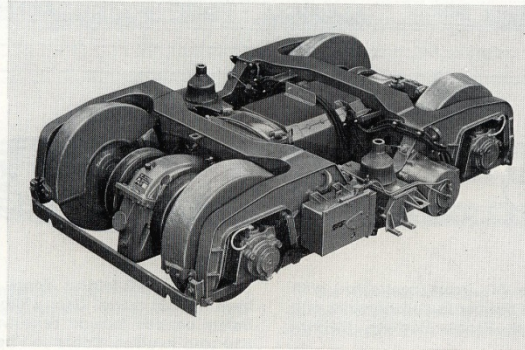
Heating is provided by blowers fitted under some seats. The windscreens in the cabs can be heated too by blowers. Additional Kuckuck-ventilators are provided on the car roof.

Pneumatic **sanders** are provided before and after each motor truck. The sand boxes under the seats can be filled from inside and outside the car.

Automatic BSI mechanical and electric **couplers** are provided at both ends of the car. The coupler has a pneumatic uncoupling and pneumatic central locking device and a shock energy absorber. A rubber anticlimber is fitted above the coupler.

Miscellaneous equipment comprises public address system, radio communication equipment, electrically operated route and destination films, ticket cancellers, coin changers, automatic door control, external rearview mirrors etc.





DÜWAG-Drehgestelle

Geschweißte Hohlträgerkonstruktion, außengelagert mit Megi-Achsfedern und Gummirollfedern als Sekundärfederung, mit parallel dazu angeordneten Schwingungsdämpfern. Die Rollfedern übertragen verschleißfrei die Anfahr- und Bremskräfte sowie die Seitenkräfte. Drehbewegungen erfolgen über einen Kugellenkranz. Die Triebdrehgestelle haben einen längsliegenden Motor, der mit zwei FWH-DÜWAG-Achsgeltrieben fest verbunden ist und über Gummikupplungen abgedeutert auf den beiden Achswellen ruht. Dieses Antriebssystem, das sich in der Praxis außerordentlich gut bewährt hat, gibt dem Wagen eine hohe Beschleunigung.

Weitere Bauelemente des Drehgestelles sind: Abhebesicherung, Bremsscheibe mit hydraulischer Federspeicherbremse einmal je Triebdrehgestell (beim 8-Achser in einem Laufdrehgestell auf beide Achsen wirkend), Höhennachstell-einrichtung zum Ausgleich des Bandagenverschleißes, Schienenbremsen mit Aufhängerträger, Bahnräumer, Rad-schutzkästen aus GFK, Erdungskontakte, Druckmeßdose zur Gewichtserfassung, Winkelschritgeber und automatische Bremsnachstellung.

DÜWAG motor and non-motor bogies

The fabricated light weight bogie frame is designed for outside axle boxes. Primary suspension is provided by Megi rubber chevrons, the secondary suspension is by Clouth rolling rubber ring springs with parallel shock absorbers. The Clouth springs transfer traction, braking and lateral forces. The bogie pivots on a large diameter slewing ring.

The motor bogies have a longitudinally mounted traction motor connected with two DÜWAG-FWH-gear boxes resiliently suspended on the axles. This drive system has proven itself well and gives the car a high acceleration rate.

The disc brake in each motor bogie is operated by a hydraulic spring brake actuator.

The non-motored bogies under the articulations are similar to the motor bogies. In the 8-axle car, one of these bogies is fitted with disc brakes on both axles.

Other important elements of the bogies are track brakes, fiberglass wheel mud guards, life guards, anti wheel slip and spin device, load weighing device, automatic brake slack adjuster etc.

Waggonfabrik Uerdingen A.G. · Werk Düsseldorf

4000 Düsseldorf · Königsberger Straße 100 · Telefon (02 11) 7 70 71 · FS 8 582 722





Stadtbahnwagen Typ M/N 8/6 C
Véhicule léger sur rail Type M/N 8/6 C



Bauart	6- oder 8-achsiger Stadtbahnwagen für Zweirichtungsverkehr mit Chopper-Steuerung	Type	Voiture à 6 ou 8 essieux (3 ou 4 bogies), contrôle par Thyristors (= Chopper), 2 sens de marche
Achsfolge	B'2'2'B oder B'2'B (4 Triebachsen, 2 Laufachsen oder 4 Laufachsen)	Disposition des essieux	B'2'2'B ou B'2'B (4 essieux moteurs, 4 ou 2 essieux porteurs)
Spurweite	1.000 mm	Ecartement (voie)	1.000 mm
Drehgestelle	Monomotor-Drehgestell mit DÜWAG-Antrieb, querweiche Gummiröllfederung und Megi-Achsfeder	Bogies	Bogie monomoteur avec transmission DÜWAG, suspension à plots caoutchouc molle en direction transversale et suspension primaire à chevrons
Raddurchmesser	681 mm	Diamètre de roues	681 mm
Motorleistung	2 x 185 kW/60 min bei 750 V =	Puissance installée	2 x 185 kW (unihoraire) sous
Höchstgeschwindigkeit	80 km/h		750 V =
Wagenlänge über Kupplung	6-Achser 20.440 mm 8-Achser 26.640 mm	Vitesse maximum	80 km/h
Wagenbreite	2.300 mm	Longueur entre coupleurs	6 essieux 20.440 mm 8 essieux 26.640 mm
Wagenhöhe über Dachblech	3.303 mm	Gabarit	2.300 mm
Fußbodenhöhe	880 mm	Hauteur au pavillon	3.306 mm
Trittsufenhöhe	280/200/200/200 mm	Hauteur du plancher	880 mm
Leergewicht	6-Achser 27.800 kg 8-Achser 34.500 kg	Hauteur des marches	280/200/200/200 mm
Adhäsionsgewicht	6-Achser 78 % 8-Achser 60 %	Tare	6 essieux 27.800 kg 8 essieux 34.500 kg
Platzangebot	6-Achser 36 Sitzplätze und 65 Stehplätze (0,25 m ² /Person) 8-Achser 54 Sitzplätze und 86 Stehplätze (0,25 m ² /Person)	Poids adhérent	6 essieux 78 % 8 essieux 60 %
Kleinster Kurvenradius	14,5 m	Disposition intérieure	6 essieux 36 places assises, 65 places debout 8 essieux 54 places assises, 86 places debout (4/m ²)
		Courbe minimum	14,5 m

Der Stadtbahnwagen Typ M/N ist ein Zweirichtungs-Gelenktriebwagen für den heutigen innerstädtischen Verkehr, ausgerüstet mit einer zusätzlichen Schwenktrittstufe zum bequemeren Ein- und Aussteigen an Haltestellen ohne Inseln. Das Anfahren an erhöhten Bahnsteigen und das Ein- und Aussteigen dort sind dadurch nicht beeinträchtigt.

Wesentliche technische Merkmale: ● Anfahrbeschleunigung etwa 1 m/s² ● Notbremsverzögerung 3 m/s² ● Zugverband bis zu 3 Wagen.

Ausführung entsprechend BOSTrab und VDE-Vorschriften sowie nach den neuesten VÖV-Empfehlungen.

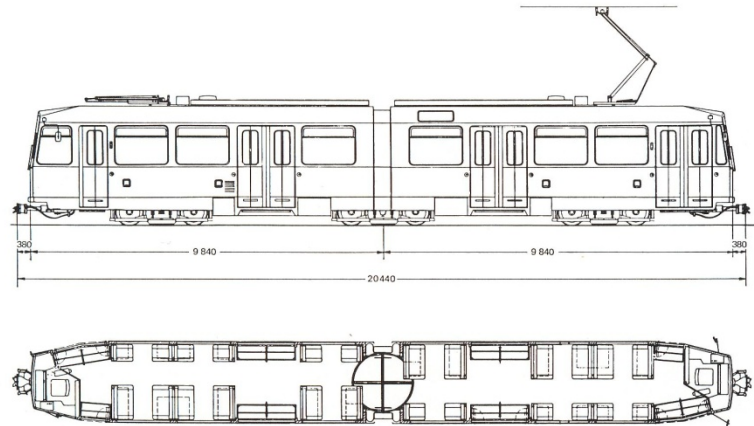
Entwicklung und Bau des mechanischen Teils, des Wagenkastens und der DÜWAG-Drehgestelle: Waggonfabrik Uerdingen A.G., Werk Düsseldorf.

Le véhicule type M/N est un véhicule articulé à 2 sens de marche, conçu pour les besoins du transport urbain actuel, il est équipé d'une marche supplémentaire rétractable qui facilite la montée et la descente aux stations sans îlots et ne gêne pas l'utilisation en quais surélevés.

Caractéristiques techniques: ● accélération 1 m/s² ● freinage d'urgence 3 m/s² ● fonctionnement à 3 unités accouplées.

Exécution conforme aux prescriptions BOSTrab et VDE et aux plus récentes recommandations.

Fabrication des parties mécaniques, de la caisse et des bogies DÜWAG: Waggonfabrik Uerdingen A.G., Werk Düsseldorf.



Abmessungen in mm
Mesurages en mm

Entwicklung der elektrischen Ausrüstung: BBC Mannheim. Motore wahlweise BBC, AEG, Siemens, Garbe-Lahmeyer.

Gesamtentwicklung in Zusammenarbeit mit den Verkehrsbetrieben Bochum, Gelsenkirchen, Essen, Mülheim, Bielefeld, Dortmund, Krefeld, Kassel, Nürnberg.

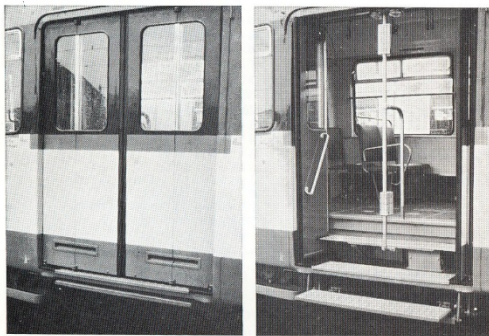
Der Wagen hat ein modernes Design mit hochgezogener Dachvoute und Dachmulde für die Anordnung der Dachwiderstände. Auch die Kopfform mit der tief heruntergezogenen Fahrersichtscheibe geben dem Wagen ein elegantes, schnittiges Aussehen.

Die Innenaufteilung entspricht den Empfehlungen des VÖV mit einem großen Sitzteiler und bequemen Sitzabmessungen.

Die Farbgestaltung ist ansprechend für den Fahrgast und reinigungsfreundlich.

Wagenkasten in Stahlleichtbauweise, aus Walz-, Kant- und Hohlprofilen zusammengeschweißt, bietet als tragende Röhre ein Höchstmaß an Sicherheit für die Fahrgäste. Die Beblechung ist auf das Gerippe geschweißt.

Schwenkstufen mit elektro-mechanischem Antrieb und Ausrastkupplung werden als komplettes Bauelement angeschraubt, deshalb leichtes Auswechseln bei Beschädigungen.



Wagengelenke in der bewährten DÜWAG-Konstruktion mit Kugelenkkränzen und Silentbloc-Lagerung werden allen Bewegungsanforderungen gerecht. Das Mittelportal in Verbindung mit den verlängerten Wagenseitenwänden verdeckt nach außen den Gummibalgbereich und gibt dem Wagen ein harmonisches Aussehen.

Die **Innenverkleidung** im Gelenkbereich paßt sich der übrigen Wageninnenverkleidung an und ist so gestaltet, daß ein optimaler Berührungsschutz für die Fahrgäste gegeben ist.

Das Fahrzeug hat eine gute **Geräusch- und Wärmeisolation** durch Delignit-Fußboden mit 3 mm Spoknolbelag, Sandwich-Innendeckenplatten, 5 mm starker Schallschluckbelag an der Stirnwand, an den Seitenwänden, Dachblechen, Bodenwannen und Trittkästen sowie 50 mm Glaswolle im Dach und in den Seitenwänden.

Polstersitze mit 90 mm starken Sitzkissen und 50 mm starken Rückenkissen mit Kunstlederbezug. Sie sind z. T. auf Sitzkästen befestigt, die zur Unterbringung von Sand, E-Geräten, Heizkörpern usw. dienen. Die Rückseiten der Sitze sind mit Kunststoffplatten verkleidet.

DÜWAG-Falttüren, aus GFK gepreßt, mit elektro-mechanischem Antrieb und Einklemmschutz. Der lichte Durchgang beträgt je Tür ca. 680 mm. Türsicherungen sind durch Druckwellenanlage im Fingerschutz-Gummiprofil, Lichtschranken und Trittkontakte gegeben. Betätigung kann durch Fahrgast oder Fahrer erfolgen. Durch die mit Gummi abgedeckten Trittschwellen in den Türen wird erreicht, daß die Trittschwellen gerade durchgeführt werden können.

Alle **Fenster** sind bis auf ca. 1900 mm über Fußbodenoberkante hochgezogen. Sie haben obere Lüftungsklappen und sind in breiten Gummiprofilen mit Einreißfüller eingesetzt. An den Stirnseiten leicht gewölbte Ganzsichtscheiben. Alle Scheiben bestehen aus Sicherheitshartglas.

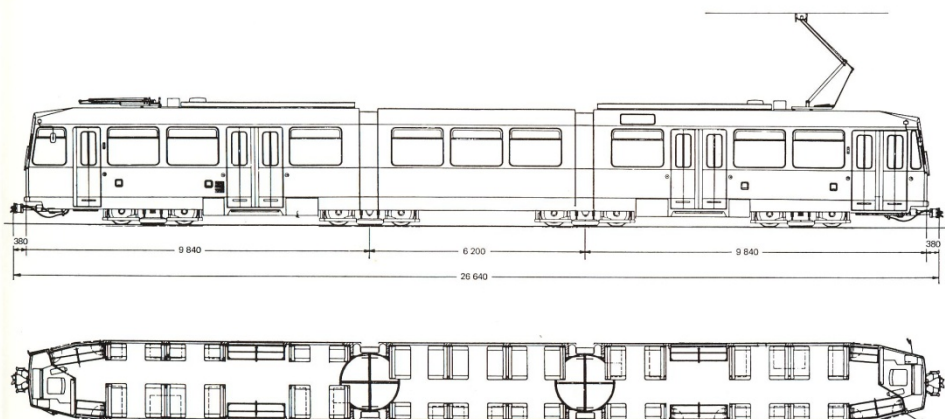
Die **Fahrerräume** an beiden Wagenenden sind abgeschlossene, weitgehend verglaste Kabinen mit guter Sicht, handgerechter Anordnung der Bedienungsgeräte, blendfreien Armaturtafeln, bequemen Sitzen, guter Lüftung und weitgehend blendfreier Farbgebung.

Die **Beheizung** erfolgt durch Warmluftgebläse unter den Sitzen. In den Fahrerräumen befinden sich Scheibenklaranlagen. Kuckucklüfter auf dem Dach besorgen die Wagenbelüftung.

Vor jeder Triebachse befinden sich pneumatisch betätigte **Sandstreuöfen**; die Befüllung der Sandkästen ist von außen und innen möglich.

An beiden Wagenköpfen sind automatische **Mittelpufferkupplungen** mit BSI-Kuppelkopf und Kompakt-E-Teil angeordnet. Der Kuppelkopf besitzt eine pneumatische Kuppel-einrichtung. Die Kupplung verfügt über pneumatische Mitten-einstellung, ein Stoßverzehrglied und einen Gummi-Stoßbügel oberhalb der Kupplung. Alternativ kann eine Hilfskupplung eingebaut werden.

Sonstige Einrichtungen, wie Lautsprecheranlage, Zielrichtungsanzeige, Funkanlage, Notbremsschalter, Entwerter, Zahlkasse, Spiegel usw. sind in einer dem letzten Stand der Technik entsprechenden Ausführung vorhanden.



Fabrication de l'équipement électrique: BBC Mannheim. Les moteurs de BBC, AEG, Siemens ou Garbe-Lahmeyer peuvent être installés.

Développement d'ensemble en collaboration avec les réseaux de Bochum, Gelsenkirchen, Essen, Mülheim, Bielefeld, Dortmund, Krefeld, Kassel, Nürnberg.

Le véhicule utilise une conception moderne du toit pour la disposition des résistances sur ce toit. La forme du nez avec vitre avant inclinée donne un aspect élégant au véhicule.

La disposition intérieure respecte les recommandations du VÖV avec un grand espace entre les sièges et des dimensions confortables pour les passagers.

Le choix des coloris et peintures a été fait en fonction du goût de la clientèle et des facilités d'entretien.

La caisse du véhicule, du type de construction légère en acier, est constituée de profilés laminés et de tubes creux. Elle offre en tant que structure porteuse un haut degré de sécurité pour les passagers. La couverture de tôle est soudée sur la carrosse.

Les marchepieds retractables à commande électro-mécanique, sont un ensemble facile à retirer en cas d'avarie.

Les articulations des caisses DÜWAG, d'une conception éprouvée, utilisent des couronnes à billes et des silent-blocs. Elles permettent tous les mouvements relatifs. La paroi centrale dans le prolongement des parois latérales de la voiture recouvre les soufflets en caoutchouc et donne un aspect plus esthétique à l'articulation.

Le revêtement intérieur de l'articulation est adapté sur celui du reste de la voiture. Il est réalisé de manière à obtenir la meilleure protection des passagers.

Le véhicule possède une **isolation thermique et acoustique** importante grâce à un revêtement collé de 3 mm sur le plancher en matériau auto-extinguible, revêtement équivalent sous pavillon et sur toutes les parois, associé à 50 mm de laine de verre.

Les sièges-banquettes sont équipés de coussins de 90 mm sur l'assise, et de 50 mm pour le dossier, recouverts de plastique. Les sièges sont montés sur les coffres qui abritent les sablières, les équipements électriques et les équipements de chauffage de la voiture.

Les portes pliantes DÜWAG en plastique injecté (GFK) sont à commande électro-mécanique et munies d'une bordure sensible. L'ouverture intérieure d'une porte simple est de 680 mm et de 1360 mm pour une porte double. Les équipements de sécurité comportent outre les bordures sensibles, une barrière lumineuse à cellules photo-électriques et un contact sur marches. La commande de porte s'effectue soit par les passagers, soit par le conducteur. Grâce à une fente, recouverte de caoutchouc, à la partie inférieure de la porte, celle-ci peut se replier sur la dernière marche.

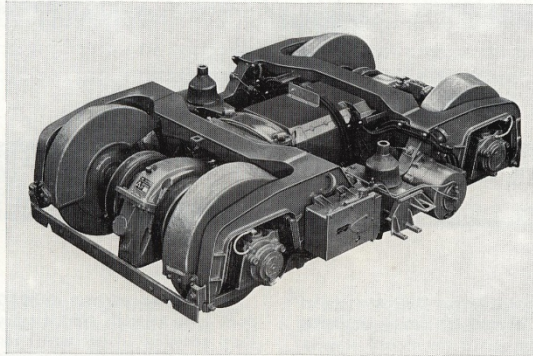
Toutes **les fenêtres** ont leur bord supérieur à 1900 mm du plancher. Elles ont des volets d'aération et sont logées dans de larges profilés de caoutchouc avec "clé" de fixation. Sur la face avant, les vitres cintrées donnent une large visibilité. Toutes les vitres sont en verre dur de sécurité.

Les cabines du conducteur, à chaque extrémité, sont fermées par une paroi de verre. L'implantation des instruments de contrôle a particulièrement été soignée, le tableau de bord est anti-réfléchissant. La qualité du siège, la bonne aération et le choix des peintures contribuent au confort.

Le chauffage est assuré par air pulsé sous les sièges. La cabine du conducteur est équipée de dégivrateurs-désemboueurs. L'aération de la voiture est réalisée par des ventilateurs "Kuckuck", incorporés dans le pavillon.

Devant chaque essieu moteur sont placées **des sablières** à commande pneumatique; leur remplissage peut être effectué de l'intérieur ou de l'extérieur.





DÜWAG-Drehgestelle

Geschweißte Hohlträgerkonstruktion, außengelagert mit Megi-Achsfedern und querweiche Gummirollfedern als Sekundärfederung, mit parallel dazu angeordneten Schwingungsdämpfern. Die Rollfedern übertragen verschleißfrei die Anfahr- und Bremskräfte sowie die Seitenkräfte. Drehbewegungen erfolgen über einen Kugellenkranz. Die Triebdrehgestelle haben einen längsliegenden Motor, der mit zwei FWH-DÜWAG-Achsgeltrieben fest verbunden ist und über Gummikupplungen abgefedert auf den beiden Achswellen ruht. Dieses Antriebssystem, das sich in der Praxis außerordentlich gut bewährt hat, gibt dem Wagen eine hohe Beschleunigung.

Weitere Bauelemente des Drehgestelles sind: Abhebesicherung, Bremsscheibe mit hydraulischer Federspeicherbremse einmal oder zweimal je Triebdrehgestell (beim 8-Achser in einem Laufdrehgestell auf beide Achsen wirkend), Höhengleichstellung zum Ausgleich des Bandagenverschleißes, Schienenbremsen mit Aufhängerträger, Bahnräumer, Radschutzkästen aus GFK, Erdungskontakte, Druckmeßdose zur Gewichtserfassung, Winkelschritgeber und automatische Bremsnachstellung.

Bogies DÜWAG

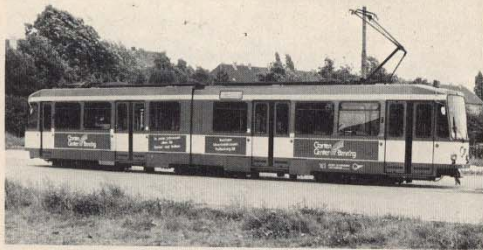
Les bogies légers avec boîte d'essieux extérieur sont de conception DÜWAG. Les principaux éléments sont formés en tôle pliée soudée. La suspension primaire des essieux est réalisée par des éléments résilients à base de métal et de caoutchouc (chevrons), la suspension secondaire par des éléments du type "anneaux roulants" de marque Clouth, cette suspension secondaire transmet les efforts de traction et de freinage ainsi que les forces latérales et est doublée par des amortisseurs de vibrations et elle est molle en direction transversale. Le bogie tourne sur un segment d'anneau utilisant un roulement à billes de grand diamètre. Le moteur unique de chaque bogie est monté longitudinalement, directement sur les essieux par l'intermédiaire des carcasses des réducteurs. L'effort moteur est transmis aux deux essieux d'un même bogie par les réducteurs et par l'intermédiaire d'un accouplement en caoutchouc qui assure un degré de souplesse à l'essieu et corrige le dévers du rail.

Le bogie comprend également le contrôle d'usure du bandage, l'équipement de pesage et de détection enrayage et patinage, des garde-boue en fibre de verre; le retour du courant se fait par un contact disposé à l'extrémité d'une des fusées d'essieux.

Waggonfabrik Uerdingen AG · Werk Düsseldorf

Königsberger Straße 100 · D-4000 Düsseldorf · Telefon (02 11) 770 71 · Telex 08 582 722



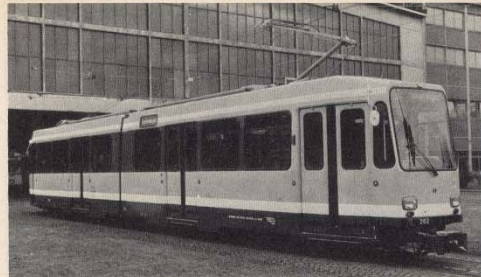


Bochum-Gelsenkirchen 301—333

Achsfolge:	B'2'B'	Leistung:	2 x 150 kW
Länge:	19,68 m	Leergewicht:	28,64 t
Breite:	2,3 m	Platzangebot:	166
Achsstand:	1,8/6,2 m	Sitzplätze:	36
Spurweite:	1000 mm	Baujahre:	1976—77
Hersteller: DOWAG/SSW			

Der Stadtbahnwagen „M6S“ wurde zum Einsatz auf Straßenbahnnetzen wie für den Vorlaufbetrieb auf Stadtbahn-Tunnelstrecken konzipiert. Seine Abmessungen weichen von denen konventioneller Straßenbahnfahrzeuge nicht wesentlich ab, er ist aber als Zweirichtungswagen für Doppel- bis Vierfachtraktion und eine Höchstgeschwindigkeit von 70 km/h bei elektronischer Steuerung konzipiert. Die Bauteile sind vereinheitlicht. Der Wagenquerschnitt erhielt eine neue Form mit hochgezogenen Seitenwänden zur Verkleidung der elektrischen Dach-ausrüstung; hinter der schiefen Stirnscheibe befinden sich ein fern-gesteuerter kombinierter Ziel-/Nummern-Broschbandkasten, innen ab-geteilte Fahrerkabinen und dreireihige Abteilquersitze. Zur Erleich-terung des Einsteigens bei fehlenden Haltestelleninseln wurde eine vierte fakultative Schwenkschiebestufe vorgesehen. Die elektro-magnetische Schützensteuerung mit elektronischer SIMATIC-Fahr-/Bremsregelung weist 23 Fahr- und 21 Bremsstufen auf. Die Trieb-drehgestelle enthalten elektrohydraulische Federspeicherbremsen, alle Drehgestelle je zwei Schienenbremsen; Achs- und Kastenabfed-erung mittels Gummielementen.

186

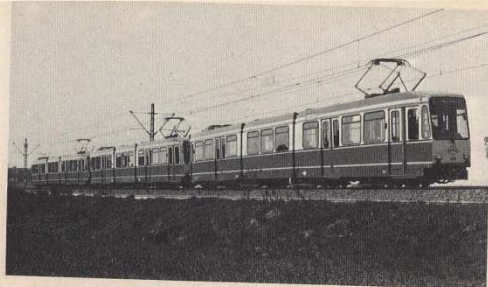


Mülheim/Ruhr 277—281; 282

Achsfolge:	B'2'B'	Leistung:	2 x 150; 190 kW
Länge:	19,68 m	Leergewicht:	27,8; 28,83 t
Breite:	2,3 m	Platzangebot:	166
Achsstand:	1,8/6,2 m	Sitzplätze:	36
Spurweite:	1000 mm	Baujahre:	1978; 1979
Hersteller: DOWAG/SSW			

Nachdem schon 1975 der Nürnberger 4xBw 1521 zur Erprobung mit einem Drehstromantrieb ausgerüstet worden war, erhielt der Mülhei-mer 6xGel-Tw 282 als erstes Neubaufahrzeug Drehstrom-Asynchron-motoren mit vorgeschalteten Thyristor-Umrichtern (Stromzwischen-kreissystem), die aus verlustarm arbeitenden Gleichstromstellern und Wechselrichtern mit Phasefolgeschaltung kombiniert sind (Typ M6D). Drehstromantriebe ermöglichen die Verwendung robuster und wartungsarmer kommutatorloser Motoren, erhöhen die Bremssicher-heit, minimalisieren den Schaltgeräteaufwand und eignen sich für risikofreie Stromrückgewinnung. Im Gegensatz zu den mit DOWAG-Tandemantrieben ausgestatteten Tw 277—281, die den Tw auf S. 186 entsprechen, erhielt Tw 282 die gewicht- und montageaufwandsparen-den integrierten SIMOTRAC-Asynchronmotorantriebe ohne Motor-lagerschilde und mit neuartigen Sternkupplungen, eine Neuentwick-lung von Thyssen und Siemens. Tw 282 kann mit den konventionellen Mülheimer Stadtbahnwagen 277—281 (M6S) und 271—276 (M6S) in Zug-steuerung laufen. Weitere Drehstromfahrzeuge bestellten aufgrund der Bewährung des Tw 282 u. a. Düsseldorf (Typ B80D).

187

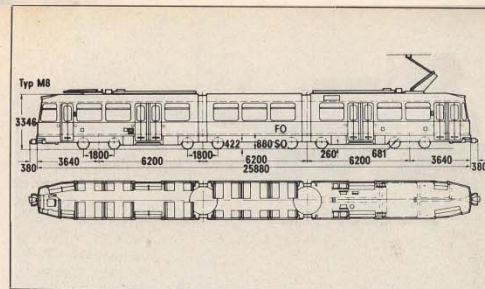


Dortmund 101—143

Achsfolge:	B'2'2'B'	Leistung:	2 x 185 kW (750 V)
Länge:	25,88 m	Leergewicht:	34,75 t
Breite:	2,3 m	Platzangebot:	225
Achsstand:	1,8/6,2 m	Sitzplätze:	54
Spurweite:	1435 mm	Baujahre:	1979—81
Hersteller: DOWAG/Kiepe			

Der Stadtbahnwagen M6/N6 (siehe S. 186—187) kann um ein türloses Mittelteil bei konstantem Drehzapfenabstand in den 8xGel-Tw M8/N8 erweitert werden. Der Mittelwagen trägt keine elektrischen Teile, was sich günstig auf die Adhäsion auswirkt (66%, vgl. M6 78%). Ein Lauf-drehgestell wird gebremst, wobei eine Adhäsion von 82% erreicht wird. Beim Typ M8/N8 setzt sich immer mehr die Leistungselektronik durch (Typ M8C/N8C): Thyristoren steuern die Motoren und zer-hacken die Fahrspannung in einzelne Abschnitte und verändern sie dabei kontinuierlich, so daß ruckfreies, verlustarmes Anfahren und Bremsen mit tlw. Energierückspeisung in die Fahrleitung möglich ist. Bei der auf herkömmliche Motoren abgestimmten Gleichstromsteller-steuerung (bei Tw 101—143 von BBC) steuert ein aus Thyristoren, Dioden und Kommutierungselementen aufgebauter elektronischer Schalter über leistungslos schaltende Kontakte die Motoren. Jeder Motor besitzt einen unabhängigen Gleichstromsteller mit elektroni-scher Regelung; Fahr- und Bremschalter sind vereinigt und in ein elektromotorisches Doppelnockenschaltwerk integriert. Ein Fehler-diagnosegerät ist angeschlossen.

208



Nachfolger der klassischen DOWAG-Gelenkwagen scheint der Stadt-bahnwagen M/N zu werden, den bereits acht Betriebe zum neuen Wagentyp gewählt haben. Interessant ist dabei der ausnahmslose Übergang zum Zweirichtungswagen; die theoretisch angebotene Ein-richtungsversion wurde bisher nicht bestellt. Bei der Typenbezeich-nung steht M für Meterspur, N für Normalspur, 6 für Sechssacher, 8 für Achtacher, S für SIMATIC-Steuerung, C für Gleichstromsteller-Steuerung und D für Drehstromantrieb. (Wünschenswert wäre, nicht zuletzt für deutsche Exporte ins Ausland, die vierachsige Variante M4/N4.) Folgende Wagen sind im Einsatz:

Betrieb	Nummern	Baujahr	Typ	Bemerkungen
Bielefeld	501—504	1976	M8S	
Bochum	301—333	1976—77	M6S	
Dortmund	101—143	1979/81	N8C	
Essen	1001—1021	1976	M8S	1021 = 1010'''
	1101—1120	1980	M8C	1115 ex 1010'''
	1200	1980	M8D	
Kassel	401—416	1981	N8C	
Krefeld	831—840	1980	M8C	
Mülheim	277—281	1978	M6S	
	282	1979	M6D	
	271—276	1980	M8S	
Nürnberg	361—372	1976	N6S	

209

7.8 Tabellarische Ergebnisse der Akzeleranzmessung

Tabelle 7.6 Ergebnisse der Akzeleranzmessung mit einer Abtastung von 50 kHz und einer Fensterbreite von 8.192 Linien

Messung	Anschlag	Aufnehmer	Frequenz in Hz	Amplitude in m/s²/kN	Phase in °
51	axial 0°	ar1_rk	585,9	382400	-69,19
			1587	193000	-160,4
		ar1_S	585,9	65200	-71,82
			1587	74610	-173,9
		az_RS	585,9	2074	-3,733
			1581	1254	59,65
		ay1_rk	585,9	899600	-64,41
			1587	674800	-173,8
		ar1_rk_a	585,9	434100	120,8
			1587	472200	10,25
56	axial 22,5°	ar1_rk	579,8	31110	159,2
			1587	797400	6,317
		ar1_S	567,6	10970	42,4
			1587	267100	-1,907
		az_RS	579,8	399,3	66,65
			1587	3101	-174,4
		ay1_rk	585,9	63850	153,6
			1587	838600	5,015
		ar1_rk_a	585,9	22170	26,44
			1587	865700	-174,2
58	axial 45°	ar1_rk	585,9	1322000	-130,2
			1581	450400	-173,2
		ar1_S	585,9	217000	-129,2
			1581	135700	166,3
		az_RS	585,9	2716	92,61
			1581	3271	148,7
		ay1_rk	585,9	2359000	-124,3
			1581	291900	128,7
		ar1_rk_a	585,9	1226000	59,07
			1581	349200	-13,61
61	axial 90°	ar1_rk	585,9	821600	-139,4
			1587	1356000	-87,72
		ar1_S	585,9	109400	-142,4
			1587	404600	-95,59
		az_RS	585,9	2585	90,96
			1587	7782	-113,1
		ay1_rk	585,9	1487000	-134,2
			1587	2083000	-85,12
		ar1_rk_a	585,9	747400	51,31
			1587	1827000	94,15
67	axial 180°	ar1_rk	585,9	303700	-21,79
			1581	443200	105,1
		ar1_S	585,9	33610	-31,18
			1581	143900	96,55
		az_RS	585,9	445,5	51,02
			1581	2764	-101,1
		ay1_rk	585,9	508200	-16
			1581	615500	110,4
		ar1_rk_a	585,9	272700	165,1
			1581	564500	-82,96

Tabelle 7.7 Ergebnisse der Akzeleranzmessung mit einer Abtastung von 50 kHz und einer Fensterbreite von 8.192 Linien

Messung	Anschlag	Aufnehmer	Frequenz in Hz	Amplitude in m/s ² /kN	Phase in °
28	radial 0°	ar1_rk	579,8	63920	55,85
			1581	826800	32,62
		ar1_S	579,8	38710	48,94
			1581	215100	15,78
		az_RS	567,6	149,8	8,473
			1581	5260	-172,4
		ay1_rk	585,9	189000	116,7
			1581	1185000	31,23
		ar1_rk_a	579,8	65320	-103,3
			1581	1005000	-154,8
35	radial 22,5°	ar1_rk	585,9	223000	150,1
			1587	99050	-59,96
		ar1_S	585,9	34070	72,62
			1587	38580	-92,65
		az_RS	585,9	603,7	32,8
			1587	521,5	-66,68
		ay1_rk	585,9	537900	138,1
			1587	163300	-61,49
		ar1_rk_a	585,9	226300	-21,83
			1587	130500	140,8
38	radial 45°	ar1_rk	585,9	81870	122,6
			1581	146500	55,37
		ar1_S	585,9	34050	85,43
			1587	21530	61,83
		az_RS	598,1	97,73	49,97
			1587	568,4	59,59
		ay1_rk	598,1	201400	157,1
			1587	55770	1,289
		ar1_rk_a	585,9	58320	-60,41
			1581	95890	-128,1
41	radial 90°	ar1_rk	585,9	29250	-79,52
			1587	243300	17,7
		ar1_S	585,9	7861	-87,04
			1587	47570	-16,47
		az_RS	585,9	532,8	-51,68
			1587	1167	149,3
		ay1_rk	585,9	139900	-77
			1587	181100	11,64
		ar1_rk_a	585,9	47630	86,29
			1587	219200	-168,2
45	radial 180°	ar1_rk	585,9	86210	-61,95
			1581	145800	-167,2
		ar1_S	585,9	17490	-72,97
			1581	43600	173,4
		az_RS	585,9	305,5	10,95
			1581	313,3	8,147
		ay1_rk	585,9	198000	-63,99
			1581	301700	-161,1
		ar1_rk_a	585,9	85660	116
			1581	228700	19,36

7.9 Schnellespektren der bogeninneren Schiene bei 20km/h während des Quietschvorgangs

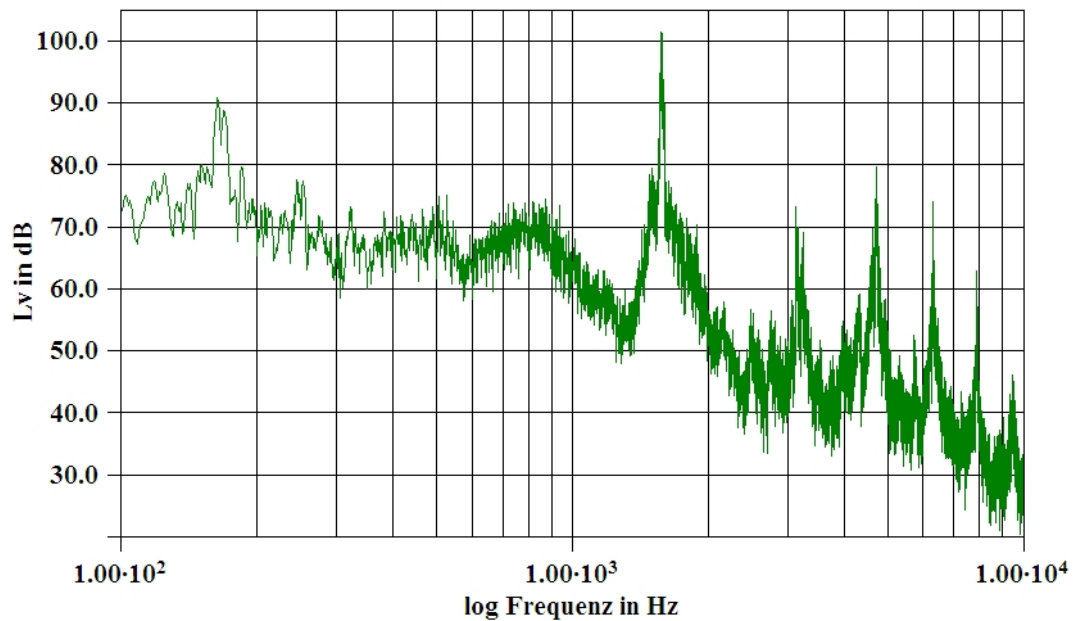


Abbildung 7.4 Körperschallspektrum der Schwingschnelle L_v re $5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$ an der bogeninneren Schiene in vertikaler Richtung an der Außenseite des Schienenkopfes in Schwellenfachmitte

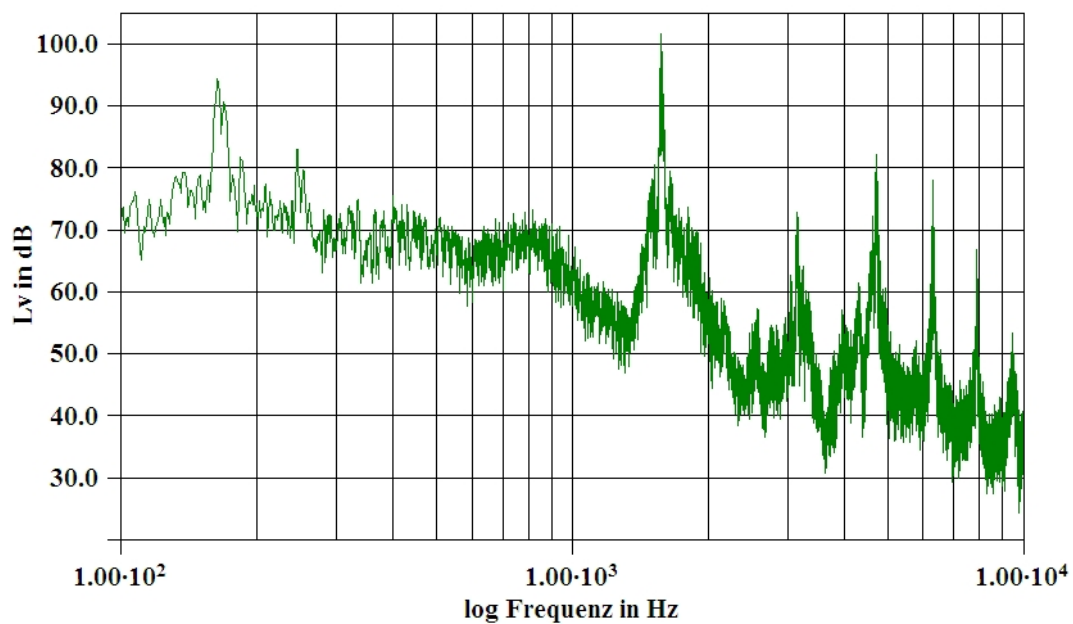


Abbildung 7.5 Körperschallspektrum der Schwingschnelle L_v re $5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$ an der bogeninneren Schiene in vertikaler Richtung an der Innenseite des Schienenkopfes in Schwellenfachmitte

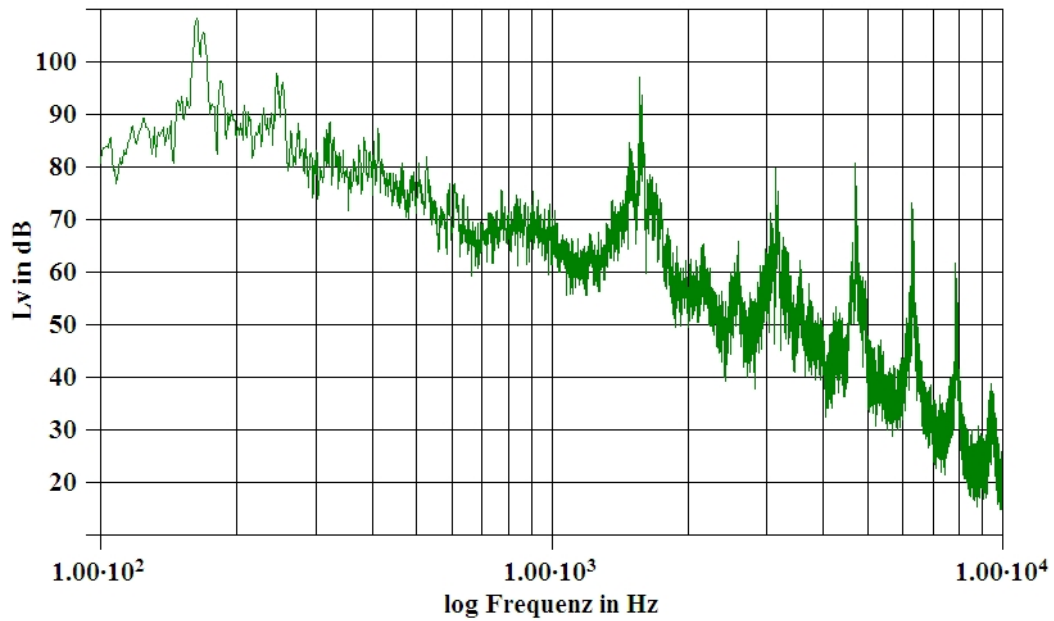


Abbildung 7.6 Körperschallspektrum der Schwingschnelle L_v re $5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$ an der bogeninneren Schiene in lateraler Richtung an der Außenseite des Schienenkopfes in Schwellenfachmitte

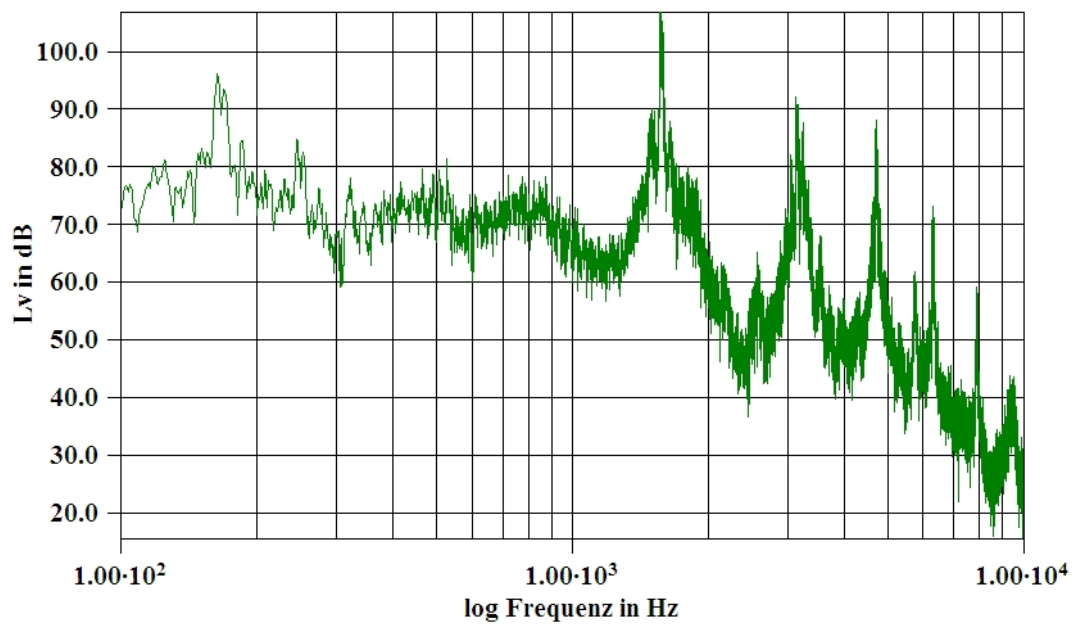


Abbildung 7.7 Körperschallspektrum der Schwingschnelle L_v re $5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$ an der bogeninneren Schiene in vertikaler Richtung an der Außenseite des Schienenfußes in Schwellenfachmitte

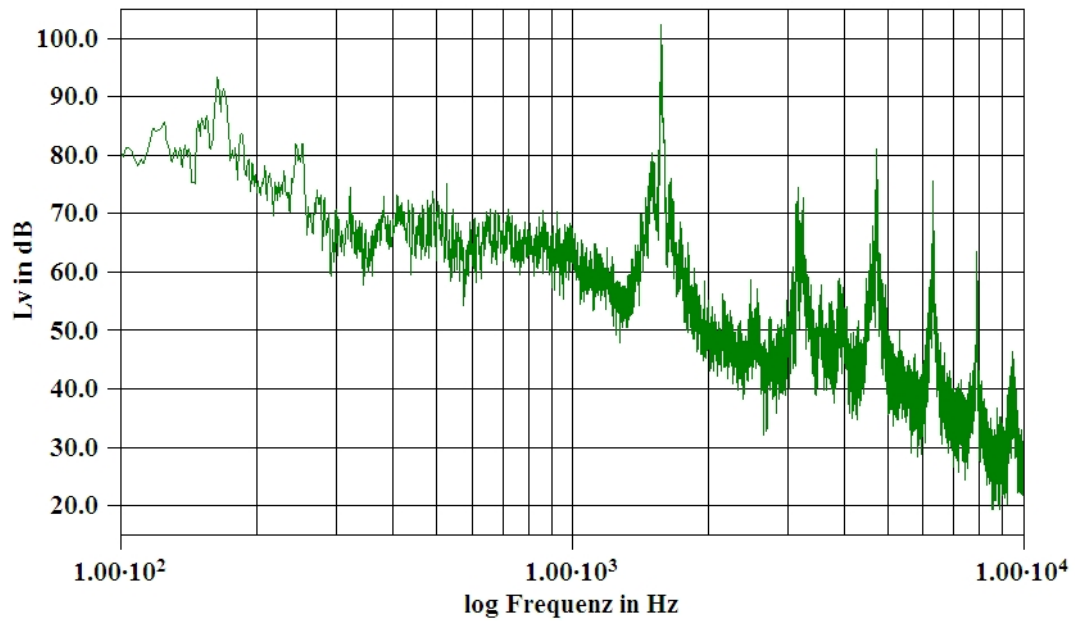


Abbildung 7.8 Körperschallspektrum der Schwingschnelle L_v re $5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$ an der bogeninneren Schiene in vertikaler Richtung an der Außenseite des Schienenkopfes über der Schwelle

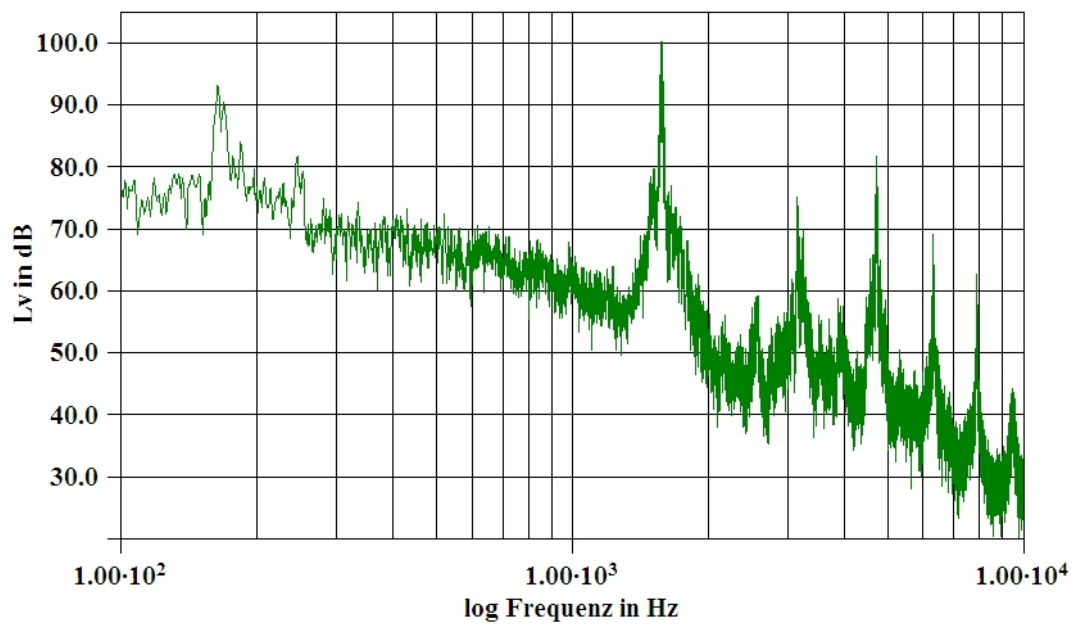


Abbildung 7.9 Körperschallspektrum der Schwingschnelle L_v re $5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$ an der bogeninneren Schiene in vertikaler Richtung an der Innenseite des Schienenkopfes über der Schwelle

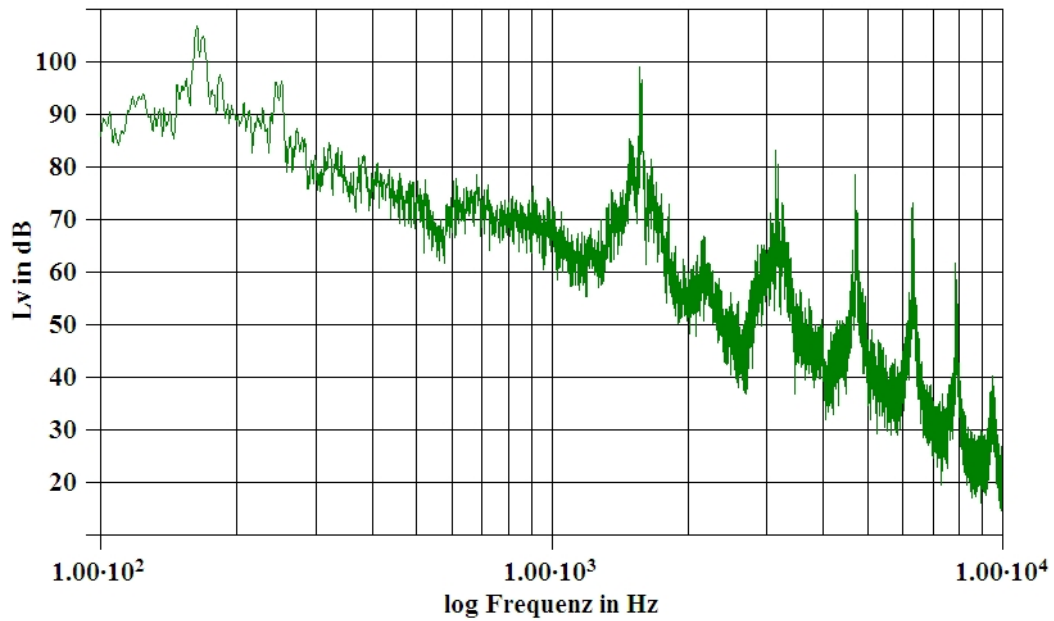


Abbildung 7.10 Körperschallspektrum der Schwingschnelle L_v re $5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$ an der bogeninneren Schiene in lateraler Richtung an der Außenseite des Schienenkopfes über der Schwelle

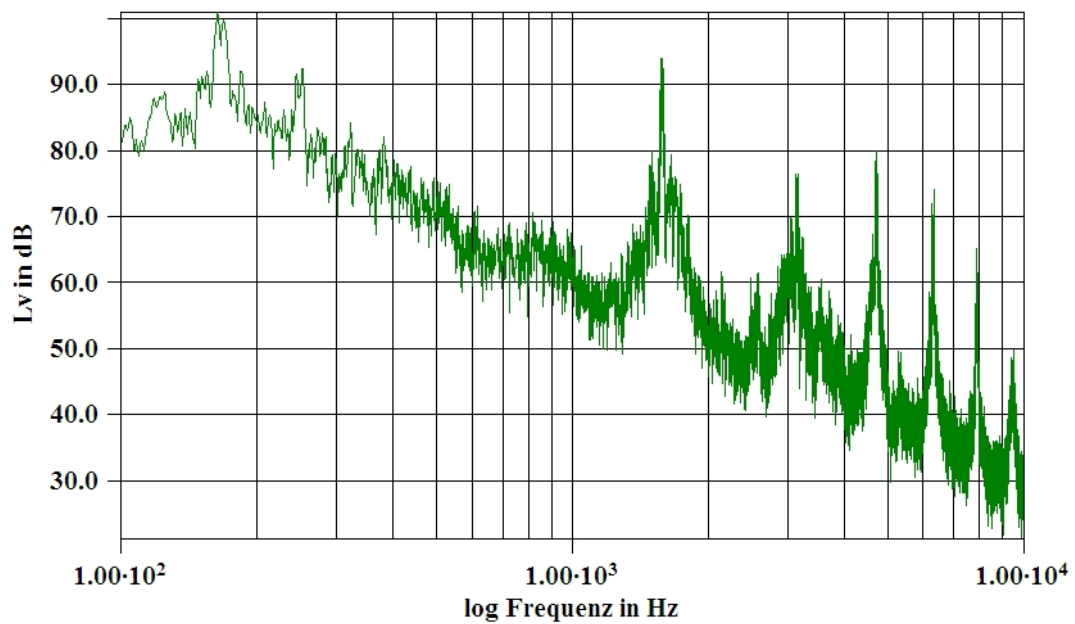


Abbildung 7.11 Körperschallspektrum der Schwingschnelle L_v re $5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$ an der bogeninneren Schiene in lateraler Richtung an der Außenseite des Schienensteges über der Schwelle

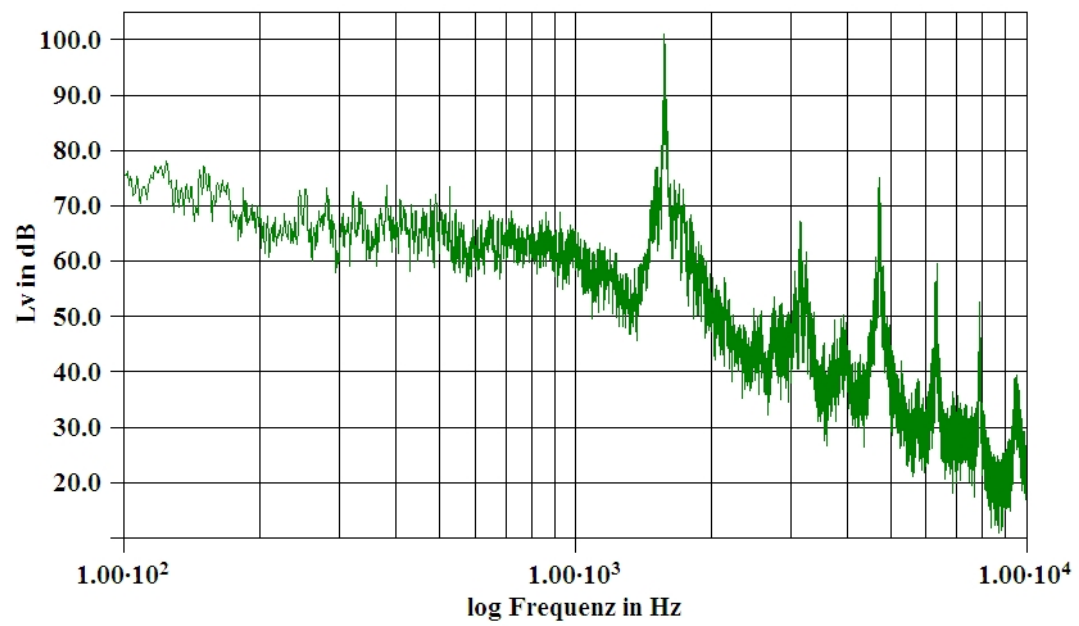


Abbildung 7.12 Körperschallspektrum der Schwingschnelle $L_v re 5 \cdot 10^{-8} \frac{m}{s}$ an der bogeninneren Schiene in vertikaler Richtung an der Außenseite des Schienenfußes über der Schwelle

7.10 Alternative Berechnungssoftware für Kurvenquietschen – TWINS (Modul SLYNX)

TWINS ist ein rechnergestütztes Prognosetool, das für die Prognose des Rollgeräusches von schienenengebundenen Fahrzeugen verwendet wird.

TWINS benötigt im Wesentlichen als Eingabeparameter Rad- und Schienenrauheiten, Rad- und Schienenrezeptanzen und Kontaktrezeptanzen. Das Programm berechnet mit diesem Input den Schallpegel an einem einzustellenden Ort.

SLYNX ist ein Zusatzmodul für TWINS und arbeitet im Frequenzbereich. Es beschreibt Quietschgeräusche schienengebundener Fahrzeuge, die durch instabilen lateralen Schlupf generiert werden. Das Model baut auf existierenden Modellen für die Kontaktmechanik und Kontaktdynamik im Radaufstandspunkt und für die Rad- und Schienendynamik auf. Die Berechnung im Frequenzbereich kann nur bis zum Beginn des Quietschprozesses durchgeführt werden, solange die Amplituden klein sind und eine Linearisierung der Beziehung zwischen Reibbeiwert und lateralem Schlupf möglich ist.

Sind die instabilen Frequenzen gefunden, werden die Amplituden dieser Frequenzen mithilfe einer nichtlinearen Zeitschrittrechnung bestimmt. Da die Untersuchung im Zeitbereich lediglich die Rad- und Schienendynamik bei diesen Frequenzen berücksichtigt, kann die Berechnung, verglichen mit dem Aufwand einer vollständigen Zeitschrittuntersuchung des ganzen Rad/Schiene und Kontaktsystems, sehr viel schneller und einfacher durchgeführt werden.

SLYNX nimmt für die Quietschgeräusche dieselben dynamischen Rad/Schiene-Prinzipien und Schallabstrahlungseigenschaften an wie TWINS für das Rollgeräusch. Lediglich der Anregemechanismus ist unterschiedlich. SLYNX stellt hierfür einen Anregemechanismus bereit, der die Modellierung eines instabilen Schlupfes ermöglicht.

Zusätzlich zu den Eingabeparametern die TWINS verlangt, benötigt SLYNX die relevanten Parameter des Rad/Schiene Kontaktpunktes. Hierbei sind die Kontaktpunktposition und der laterale Schlupf die wichtigsten Eingabeparameter. Weiterhin ist die Spezifizierung des Reibbeiwertes nötig. Ist dieser Wert nicht bekannt, kann SLYNX eine Näherung berechnen, die zur weiteren Rechnung herangezogen wird.

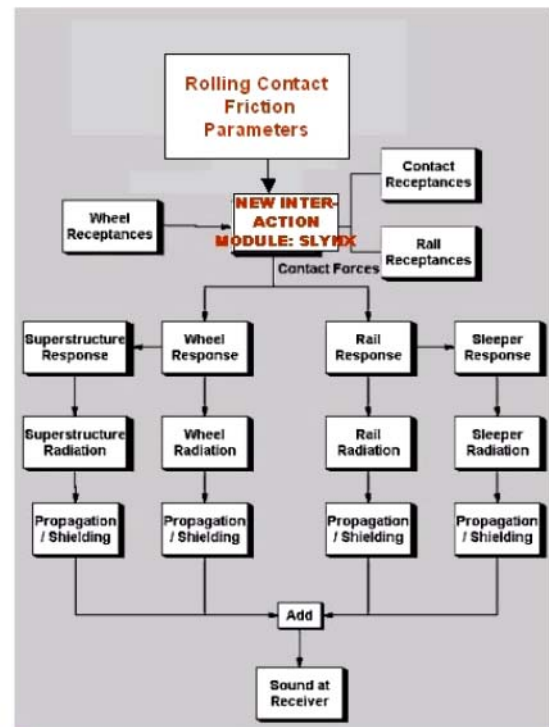
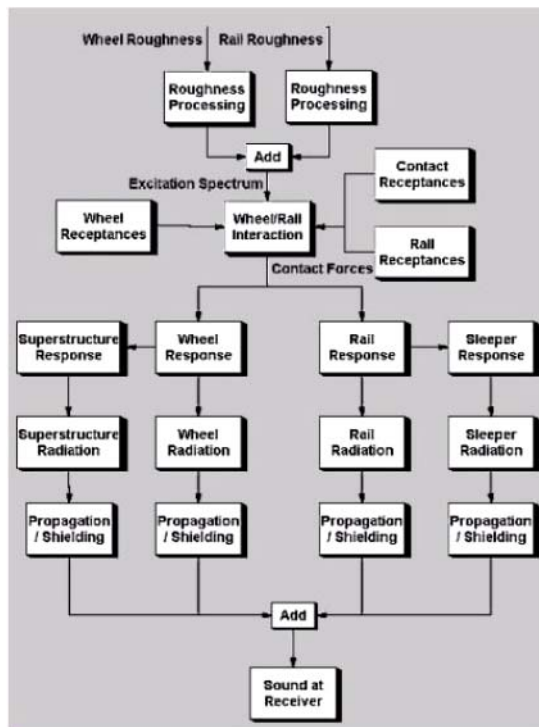


Abbildung 7.13 TWINS und SLYNX Arbeitsprinzip; das Rad/Schiene Interaktionsmodul für das Rollgeräusch (links) wird durch das SLYNX Modul für das Kurvenquietschen ersetzt

Als Ergebnis gibt SLYNX die Standard Outputdaten von TWINS aus. Dazu gehören die dynamischen Kontaktkräfte und die Kontaktschwingungen.

Aus diesen Ergebnissen berechnet TWINS Schwingungsantwort und Geräuschabstrahlung der Räder und Schiene für das Quietschen in der gleichen Weise wie für das Rollgeräusch. Der Schalldruck und die Schallleistung können direkt mit dem Programm erstellt und grafisch ausgegeben werden.

8 Literatur

- [1] AMTSBLATT DER EUROPÄISCHEN KOMMISSION: *Entscheidung der Kommission vom 23. Dezember 2005 über die Technische Spezifikation für die Interoperabilität (TSI) zum Teilsystem „Fahrzeuge – Lärm“ des konventionellen trans-europäischen Bahnsystems (2006/66/EG).*
- [2] ANEMÜLLER, STEPHAN: *Zehn Gründe zur Förderung des Schienenverkehrs.*: Alba Verlag, Bus & Bahn – Personenverkehr – Güterverkehr – Verkehrspolitik, 42. Jahrgang, Heft 3, Seiten 4-6, Düsseldorf 2008.
- [3] BECKER, HEINZ; KRÜGER; FRIEDRICH UND KASTEN, PETER: *Einsatz von Schienen-dämpfungselementen auf einer Vollbahnstrecke zur Verminderung des Kurven-quietschens.*: Georg Siemens Verlag GmbH & Co. KG, ZEV + DET Glasers Annalen, Band 120 Nr. 4, Berlin 1996.
- [4] BEER, F.G.; JANSSENS; M.H.A.; KOOIJMAN, P.P. UND VAN VLIET, W.J.: *Curve squeal of railbound vehicles (part1-3).* Proceedings of Internoise, Volume 3, Nice 2000.
- [5] BEN OTHMAN, YACIN UND HECHT, MARKUS: *Kurvengeräusche Messungen – AP 210, 230, 250.* Interner Bericht der TU-Berlin, erstellt im Auftrag für das Bundesministerium für Bildung und Forschung, Berlin 2006.
- [6] BOHN, PETER: *Wechselwirkungen von Schwingungen zwischen Motor-Getriebe-Verbund und Kurbeltrieb als Grundlage für Körperschallanalysen.* Dissertation an der TU-Berlin, Berlin 2006.
- [7] BRANDAU, JOCHEN: *Einsatz unsymmetrischer Schienenkopffprofile im Nahverkehr.* Dissertation an der Universität Hannover, Hannover 1999.
- [8] BRUNEL, J. F.; DUFRÉNOY, P. UND DEMILLY, F.: *Modelling of squeal noise attenuation of ring damped wheels.* Elsevier, Applied Acoustics 65, Seiten 457-471, Frankreich 2004.

- [9] BRUNEL, J.F.; DUFRÉNOY, P.; NAÏT, M.; MUÑOZ, J.L. UND DEMILLY, F.: *Transient models for curve squeal noise*. Elsevier, Journal of Sound and Vibration, Volume 293, Seiten 758-765, Frankreich, Villeneuve d'Ascq 2006.
- [10] BUßMANN, CARSTEN: *Die Praxis der Bogenlaufberechnung im Wandel der Zeiten*. Georg Siemens Verlag GmbH & Co. KG, ZEV rail, Glasers Annalen, Nr. 8, Hennigsdorf 2004.
- [11] BUßMANN, CARSTEN: *Simulation der Laufdynamik – Rechnergestütztes Verfahren zu Kurvengeräuschprognose*. Leiser Verkehr – Verbundprojekt Kurvengeräusche, Essen 2006.
- [12] CATALDI SPINOLA, ERIC; GLOCKER, CHRISTOPH; STEFANELLI, ROSSANO; GÖTSCH, MATHIAS: *Influence of the Wheel Diameter on the Curve Squealing of Railway Vehicles*. Proceedings Euronoise Naples, paper ID 465, Zürich 2003. Abrufbar unter:
www.zfm.ethz.ch/~glocker/PublicationPDF/bw_2003_Euronoise_Neapel.pdf.
- [13] CAWSE, S. UND BLOCK, J.R.: *UIC curve Squeal Project – Phase 2, Friction modification and water spray mitigation techniques*. AEA Technology Rail report, AEATR-II-2005-002, Derby 2005.
- [14] CERVELLO, STEVEN: *Syope promises quieter running*: DVV Media UK Limited, Railway Gazette International, Seiten 571-575, Sutton 2002. Abrufbar unter:
http://www.railwaygazette.com/news_view/article/2002/09/5479/syope_promises_quieter_running/archive/Sydney/browse/3.html?tx_ttnews%5BbackPid%5D=110&cHash=1048a75d74.
- [15] CHIELLO, O.; AYASSE, J.-B.; VINCENT, N.; KOCH, J.-R.: *Curve squeal of urban rolling stock – Part 3: Theoretical model*. Elsevier, Journal of Sound and Vibration, Volume 293, Seiten 691-700, Le Creusot cedex 2006.
- [16] CREMER, LOTHAR UND HECKL, MANFRED: *Körperschall: physikalische Grundlagen und technische Anwendungen*. Springer Verlag Berlin, ISBN 3-540-54631-6, Berlin 1996.
- [17] DIRKS, BABETTE; WIERSMA, R.K.: *Asymmetric rail profile to prevent railway squeal noise*. Proceeding of the Internoise 2007 Istanbul, Utrecht 2007.
- [18] FELDMANN, JOACHIM UND DIEHL, ROLF: *Experimental Investigations on the Behavior of a Point Fixed in a Wheel or Rail Structure Compared with a Point Fixed Relative to the Contact Zone*. Elsevier Science Ltd., Great Britain, Applied Acoustics, Volume 51, No. 4, Seiten 353-368, Berlin 1997.
- [19] FINGBERG, UDO: *Ein Modell für das Kurvenquietschen von Schienenfahrzeugen.*: Fortschrittsbericht VDI, Reihe 11, Düsseldorf 1990.
- [20] GEPP, UWE: *Klimaschutz nicht ohne öffentliche Verkehrsmittel*. Alba Verlag, Bus & Bahn – Personenverkehr – Güterverkehr – Verkehrspolitik, 42. Jahrgang, Heft 1, Seiten 3 und 4, Düsseldorf 2008.

- [21] GLOCKER, CHRISTOPH; CATALDI SPINOLA, ERIC: *Kurvenkreischen: Messungen und numerische Analyse*. Georg Siemens Verlag GmbH & Co. KG, ZEVrail, Glasers Annalen 132, Ausgabe 10, Seiten 436-464, Oktober 2008.
- [22] GÜNTHER, B. C., HANSEN, K.-H. UND VEIT, IVAR: *Technische Akustik – Ausgewählte Kapitel – Grundlagen, aktuelle Probleme und Meßtechnik, 4., überarbeitete und erweiterte Auflage*. expert Verlag, ISBN 3-8169-0067-4, Ehningen 1989.
- [23] HAUCK, G.: *Methoden zur Verringerung des Schienenverkehrslärms*. Georg Siemens Verlag GmbH & Co. KG, ZEV+DET Glas Annalen, Die Eisenbahntechnik, Volume 118, n°2-3, Seiten 198-205, ISSN 0941-0589, Berlin 1994.
- [24] HECHT, MARKUS: *Kurvenkreischen – Ursachen und Gegenmaßnahmen*. Minirex Verlag, Schweizer Eisenbahn-Revue, Band 3/1995, Seiten 103-108, Luzern 1995.
- [25] HECHT, MARKUS: *Straßenbahn als Zero-Emissions-Verkehrssystem*. TU Berlin, TU International, Ausgabe 58, Seiten 44-45, Berlin 2006.
- [26] HECHT, MARKUS UND KEUDEL, JOHANNES: *In Messfahrten nachgewiesene Vorteile des LEILA-Güterwagendrehgestells*. Georg Siemens Verlag GmbH & Co. KG, ZEVrail Glasers Annalen 131, Tagungsband SFT, Graz 2007. Abrufbar unter: www.josefmeyer.ch/de_jmr/fachthemen/Drehgestell_LEILA.pdf.
- [27] HECKL, MANFRED UND MÜLLER, HELMUT A.: *Taschenbuch der Technischen Akustik*. Springer-Verlag, ISBN 3-540-54473-9, Berlin 1995.
- [28] HECKL MARIA A.: *Curve squeal of train wheels, Part 2: Which wheel modes are prone to squeal?* Elsevier, Journal of Sound and Vibration, Volume 229 (3), Seiten 695-707, Bd., Keele, Staffordshire 1999.
- [29] HECKL, MARIA A. UND ABRAHAMS, I.D.: *Curve squeal of train wheels, Part 1: Mathematical model for its generation*. Elsevier, Journal of Sound and Vibration, Volume 229 (3), Seiten 669-693, Keele, Staffordshire 1999.
- [30] HECKL, MARIA A. UND HUANG, X. Y.: *Curve squeal of train wheels, Part 3: Active control.* Elsevier, Journal of Sound and Vibration, Volume 229 (3), Seiten 709-735, Keele, Staffordshire 2000.
- [31] HEIß, PETER: *Untersuchungen über das Körperschall- und Abstrahlverhalten eines Reisezugwagenrades*, Dissertation an der TU-Berlin, Berlin 1986.
- [32] HEMSWOTH, B.: *Vibration of a rolling wheel – preliminary results*. Elsevier, Journal of Sound and Vibration, Volume 87(2), Seiten 189-194, Derby 1983.
- [33] HENN, HERMANN, SINAMBARI, GHOLAM REZA UND FALLEN, MANFRED: *Ingenieurakustik – Grundlagen, Anwendungen, Verfahren, 3. Auflage*. Vieweg Verlag, ISBN 3-528-28570-2, Braunschweig 2001.
- [34] HOFFMANN, NORBERT; FISCHER, MICHAEL; ALLGAIER, RALPH UND GAUL, LOTHER: *A minimal model for studying properties of the mode-coupling type instability in friction induced oscillation*. Elsevier Science Ltd., Mechanics Research Communication 29, Seiten 197-205, Stuttgart 2002.

- [35] JANSSEN, H. W. UND JANSSENS, M. H. A.: *Squeal noise measurement protocol*. Interner Bericht, TNO report DGT-RPT-040028, Delft 2004.
- [36] JANSSENS, M. H. A. UND MONK-STEEL, A.: *Test of friction modifiers for squeal noise abatement using the TNO roller rig for squeal noise studies*. Interner Bericht, TNO report TDP-RPT-040037, Delft 2004.
- [37] JANSSENS, M.H.A. UND DE BEER, F.G.: *SLYNX v1.0 – A squeal noise calculation module for usage with TWINS, User Manual*. Interner Bericht, TNO Report DGT-RPT-030002, Utrecht 2003.
- [38] KARRENBURG, ULRICH: *Signale – Prozesse – Systeme, Eine multimediale und interaktive Einführung in die Signalverarbeitung*, 4. Auflage. Springer Verlag, ISBN 3-540-24178-7, Deutschland 2005.
- [39] KINKAID, N. M., O'REILLY, O.M. UND PAPADOPOULOS, P.: *Review – Automotive disc brake squeal*. Elsevier, Journal of Sound and Vibration, Volume 267, Seiten 105-166, Berkeley 2003.
- [40] KOCH, J.R.; VINCENT, N.; CHOLLET, H. UND CHIELLO, O.: *Curve squeal of urban rolling stock – Part 2: Parametric study on a ¼ scale test rig*.: Elsevier, Journal of Sound and Vibration, Volume 293, Seiten 701-709, Arcueil cedex 2006.
- [41] KOLERUS, JOSEF: *Zustandsüberwachung von Maschinen, 2., überarbeitete Auflage - Kontakt & Studium, Band 187*. expert-Verlag, ISBN 3-8169-1168-4, Renningen-Malmsheim 1995.
- [42] KRÜGER, FRIEDRICH: *Kurvengeräusche: Phänomenologische Parameteruntersuchung; Moderne Straßenbahnen 2008: Fahrzeugtechnik, Infrastruktur, Akustik*. IFV Bahntechnik e.V., ISBN 978-3-940727-03-9, Berlin 2008.
- [43] KURZECK, BERNHARD: *Methoden zur Minderung mittelfrequenter Schwingungen bei Bogenfahrt im Schienennahverkehr*. Dissertation an der TU-Berlin, Berlin 2008.
- [44] LAMBECK, KAROLA: *Tendenz steigend: Die Bedeutung des ÖPNV wird zunehmen*.: Alba Verlag, Bus & Bahn – Personenverkehr – Güterverkehr – Verkehrspolitik, 41. Jahrgang, Heft 12, Seiten 3 und 4, Düsseldorf 2007.
- [45] LENZ, UDO: *Ist die Straßenbahn zu laut?* Skript für die DAGA 2006, 32. Deutsche Jahrestagung für Akustik, Braunschweig 2006.
- [46] LENZ, UDO: *Maßnahmen zur Minderung der Kurvengeräusche bei Straßenbahnen; Moderne Straßenbahnen 2008: Fahrzeugtechnik, Infrastruktur, Akustik*. IFV Bahntechnik e.V., ISBN 978-3-940727-03-9, Berlin 2008.
- [47] LICITRA, GAETANO: *Railway noise mitigation at source: An overview of possible solution, Railway noise in urban areas: Possible source noise reduction measures*. International Workshop, Pisa 2006. Abrufbar unter: http://www.uic.asso.fr/download.php/environnement/04_Possible_solutions_for_noise_abatement_at_source_an_overview_of_the_best_technology_available_Gaetano_Licitra.pdf.

- [48] LIPINSKY, KLAUS: *Laboruntersuchungen zur Klärung von Entstehungsmechanismen und Beeinflussungsmöglichkeiten der Bogenlaufgeräusche im schienengebundenen Nahverkehr*. Dissertation an der TU-Berlin, Berlin 1984.
- [49] MAGNUS, KURT UND POPP, KARL: *Schwingungen – Eine Einführung in die physikalischen Grundlagen und die theoretische Behandlung von Schwingungsproblemen*, 7. Auflage. Teubner Verlag, ISBN 3-519-52301-9, Wiesbaden 2005.
- [50] MEYER, ERWIN UND GUICKING, DIETER: *Schwingungslehre*. Friedrich Vieweg + Sohn GmbH Verlag, ISBN 3-528-08254-2, Braunschweig 1974.
- [51] MÖSER, MICHAEL: *Technische Akustik, 7. erweiterte und aktualisierte Auflage.*: Springer Verlag, ISBN 978-3-540-71386-9, Berlin 2007.
- [52] MÜLLER, BERNHARD: *Curve Squeal WP 2 – Inventory of the extent of the problem*. Interner Forschungsbericht der Schweizerischen Bundesbahnen SBB, Bern 2002.
- [53] MÜLLER, BERNHARD UND OERTLI, JAKOB: *UIC Curve Squeal Project – Phase 2 – WP 5 Field Measurements Friction Modifiers*. SBB Installations, Bern 2005.
- [54] MÜLLER, BERNHARD; JANSEN, ERWIN UND DE BEER, FRED: *Curve Squeal WP3 – Toolbox of existing measures*. Forschungsbericht der Schweizerischen Bundesbahnen SBB und der TNO TPD Sound and Vibration Division, Bern 2003.
- [55] N.N.: *Bahnanwendungen – Akustik – Geräuschemission in spurgebunden Fahrzeugen (ISO 3381:2005)*. Deutsche Fassung EN ISO 3381:2005.
- [56] N.N.: *Bahnanwendungen – Akustik – Messung der Geräuschemission von spurgebunden Fahrzeugen (ISO 3095:2005)*. Deutsche Fassung EN ISO 3095:2005.
- [57] N.N.: *Lärminderung und Schwingungstechnik (NALS) im DIN und VDI: Akustik – Bestimmung der Tonhaltigkeit von Geräuschen und Ermittlung eines Tonzuschlages für die Beurteilung von Geräuschemissionen, Deutsche Norm, DIN 45681:2005-03*, Normausschuss Akustik, 2005.
- [58] N.N.: *Ponts métalliques: absorber à l'essai*. . rail&recherché, Ausgabe octobre – novembre – décembre, n° 33, Seite 7, Frankreich 2004.
- [59] N.N. *Research Directorate-General: Research for a Quieter Europe in 2020, An updated strategy Paper of the CALM II Network*. European Commission, Brüssel 2007.
- [60] N.N.: *Selbsterregte Schwingungen – Ursache – Analyse – Beherrschung.*: VDI-Gesellschaft Entwicklung Konstruktion Vertrieb, VDI Berichte 957, Düsseldorf 1992.
- [61] N.N.: *Umweltschonend mobil- Bahn, Auto, Flugzeug, Schiff im Umweltvergleich*. Broschüre der Allianz pro Schiene, Berlin 2008.
- [62] N.N.: *VDV-Schriften 154: Geräusche von Nahverkehrs-Schienenfahrzeugen nach BOStrab*. Verband Deutscher Verkehrsunternehmen (VDV), Deutschland 2005.

- [63] N.N. *Zukunftsfähiger Nahverkehr für Europa*. Broschüre des Verkehrsclub Deutschland, Deutschland 2008.
- [64] OERTLI, JAKOB: *Combating Curve Squeal – Phase II - Final Report*. Interner Bericht der SBB, Bern 2005.
- [65] PANKAU, JANINA: *Laufdynamik/Anwendung des Prognoseverfahrens – Rechnergestütztes Verfahren zu Kurvengeräuschprognose*. Leiser Verkehr – Verbundprojekt Kurvengeräusche, Essen 2007.
- [66] PERIARD, FRÉDÉRIC JACQUES: *Wheel-Rail Noise Generation: Curve Squealing by Trams*. Dissertation an der Technischen Universität Delft, Delft 1990.
- [67] POISSON, FRANCK; CORDIER, JEAN FRANÇOIS; LETOURNEAUX, FABIEN: *UIC Curve squeal project – performance assessment of the Keltrack and Equip’Tec systems – Results of the measurements made at the Villeneuve-saint-georges test site*. DOC000358/001263, interner Bericht SNCF, Paris 2005.
- [68] POPP, KARL UND RUDOLPH, MARTIN: *Vibration control to avoid Stick-slip motion*. Elsevier, Journal of Vibration and Control, Volume 10, Nummer 11, Seiten 1585-1600, Hannover 2004.
- [69] RUDD, M.J.: *Wheel/Rail Noise – Part II: Wheel Squeal*; Journal of Sound and Vibration.: Elsevier, Journal of Sound and Vibration, Volume 46, Nummer 3, Seiten 381-394, Cambridge 1976.
- [70] SALZ, DOROTHEA: *Terzspektrenbasierte Bewertung der Tonhaltigkeit von Schienenfahrzeuggeräuschen*. Dissertation an der TU-Berlin, Berlin 2007.
- [71] SCHINDLER, CHRISTIAN: *Grundlagen der Niederflurtechnik*. Alba Verlag, Der Nahverkehr – Öffentlicher Personennahverkehr in Stadt und Region, Heft Nr. 4, Düsseldorf 2007.
- [72] SCHMIDT, HELMUT: *Schalltechnisches Taschenbuch: Schwingungskompendium – 5. Auflage*. VDI-Verlag GmbH, ISBN 3-18-401353-7, Düsseldorf 1996.
- [73] SCHNEIDER, ECKHARD: *Schwingungsverhalten und Schallabstrahlung von Schienenräder*. VDI-Verlag, Fortschritts-Bericht, VDI Reihe 11, Nr. 74, Düsseldorf 1985.
- [74] SCHWARZ, HANS RUDOLF: *Methode der finiten Elemente – 2., überarbeitete und erweiterte Auflage*.: Teubner Verlag, ISBN 3-519-12349-5, Stuttgart 1984.
- [75] SHIN, K.; BRENNAN, M. J.; OH, J.-E.; HARRIS, C. J.: *Analysis of disc brake noise using a two-degree-of-freedom model*. Elsevier, Journal of Sound and Vibration, Volume 245, N° 5, Seiten 837- 848, South Korea 2002.
- [76] STAIGER; MEUNIER, N. UND FREYSTADL: *Investigation of curve squeal and friction modifiers on the full-scale test rig RASP*. DB AG, Test report 05-0002477-T-TZF12.1, München 2005.

- [77] STAPPENBECK, H.: *Das Kurvengeräusch der Straßenbahn – Möglichkeiten zu seiner Unterdrückung*. VDI Verlag, Zeitungsschrift VDI - Band 96, Nr. 6, Deutschland 1954.
- [78] STEFANELLI, ROSSANO: *Kurvenkreischen: Untersuchung der Rahmenbedingungen, die zu Kreischen führen und akustische Modellierung der kreischenden Räder*. Dissertation an der ETH Zürich, Zürich 2006.
- [79] THALLEMER, B.; RAUBOLD, J.; WIDMER, M. UND BÜHLER, S.: *Vermeiden von Kurvenkreischen bei Eisenbahnen*. Erstellt von der Prose AG für das Schweizer Bundesamt für Umwelt, Wald und Landschaft, Bericht 2-162, Winterthur 2005.
- [80] THIJSEN, DIDRIK; CARELS, PATRICK; SYLWAN, ODD; RAGNARSSON, PATRICK; VANHONACKER, PATRICK; DESANGHERE, GEERT; ROTTHIER, DIRK; VAN LEEUW, MARIE-NOELLE; ARGIROPOULOS, IOSSIF; VOGIATZIS, CONSTANTINOS; BRANTNER, HANS PETER: *Quiet City Transport, Project by the European Community under the 6th framework programme, Priority 6, Sustainable development, global change & ecosystems*. Endbericht, Brüssel 2006.
- [81] THOMPSON, D. J.: *Wheel-Rail Noise Generation, Part II: Wheel Vibration*.: Elsevier, Journal of Sound and Vibration, Volume 161, Nummer 3, Seiten 401-419, Derby 1993.
- [82] THOMPSON, D. J.: *Wheel-Rail Noise Generation, Part V: Inclusion of Wheel Rotation*.: Elsevier, Journal of Sound and Vibration, Volume 161, Nummer 3, Seiten 467-482, Derby 1993.
- [83] THOMPSON, D.J. UND MONK-STEEL A.D.: *A theoretical model for curve squeal; Report prepared for the UIC project Curve Squeal, WP4A*. Interner Bericht, Southampton 2003.
- [84] VAN RUITEN, C. J. M.: *Mechanism of squeal noise generated by trams*. Elsevier, Journal of Sound and Vibration, Volume 120, Nummer 2, Seiten 245-253, 1988.
- [85] VEIT, VENGHAUS: *Radschallabsorber für Güterwagen*.: DVV Media Group GmbH | Eurailpress, EI – Eisenbahningenieur, Volume (58), Ausgabe 3/2007, Hamburg 2007.
- [86] VINCENT, N.; KOCH, J.R.; CHOLLET, H.; GUERDER, J.P.: *Curve squeal of urban rolling stock – Part 1: State of art and field measurements*. Elsevier, Journal of Sound and Vibration, Volume 293, Seiten 691-700, Ecully cedex 2006.
- [87] VOLF, B.: *Wideband damper cut noise and reduces wheel/rail wear*. DVV Media UK Limited, Railway Gazette International, Seiten 363-364, Sutton 1995.
- [88] VOLZ, RUDI: *Der Doppler-Effekt im Körperschall bei Kurvengeräuschen am Fahrweg von Straßenbahnen*. DAGA – 34. Deutsche Jahrestagung für Akustik, Dresden 2008. Abrufbar unter: www.advacoustics.de/volz_daga2008.pdf.
- [89] VOLZ, RUDI UND FELDMANN, JOACHIM: *Luft- und Körperschallmessungen am Fahrweg von Straßenbahnen bei Kurvenfahrt (Kurvenquietschen)*. DAGA – 33.

- Deutsche Jahrestagung für Akustik, Stuttgart 2007. Abrufbar unter: www.advacoustics.de/volz_daga2007.pdf.
- [90] VOLZ, RUDI UND FELDMANN, JOACHIM: *Verbundprojekt „Leiser Verkehr“ – Kurvengeräusche: Entwicklung von anwendungsreifen und wirksamen Maßnahmen zur Reduzierung von Kurvenquietschen an Rad und Schiene, Abschlussbericht AP 130, AP 210, AP 240 und AP 260*. Interner Bericht der TU-Berlin, Berlin 2008.
- [91] VON WAGNER, UTZ; HOCHLEHNERT, DANIEL; JEARSIRIPONGKUL, THIRA UND HAGEDORN, PETER: *Active control of brake squeal via “smart pads”*. Society of Automotive Engineers, SAE transactions, Volume 113, n° 6, Seiten 1186-1192, New York 2004.
- [92] VON WAGNER, UTZ, HOCHLEHNERT, DANIEL UND HAGEDORN, PETER: *Minimal Models for Disk Brake Squeal*. Elsevier, Journal of Sound and Vibration, Volume 302, n°3, Seiten 527-539, Berlin 2007.
- [93] WIEMERS, MARC: *Einfluss von Steifigkeit und Dämpfung bei Eisenbahnrädern, insbesondere von Güterwagenrädern, auf die Schallabstrahlung*. Dissertation an der TU-Berlin, Berlin 2005.