



Diplomarbeit

Rauhigkeit im Rad-Schiene System

erstellt für

voestalpine schienen GmbH

Vorgelegt von:

DI Petra Weidinger

0040228

Betreuer/Gutachter:

DI Dr. Hans Peter Brantner

O.Univ.Prof.Dipl.-Ing.Dr.mont. Werner L. Kepplinger

Leoben, 23.10.08

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Diplomarbeit selbständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche erkenntlich gemacht habe.

Kurzfassung

Rauhigkeit im Rad-Schiene System

Im Rad-Schiene System treten über mehrere Größenordnungen (μm -m) „Rauhigkeiten“ auf, worunter alle mehrmalig auftretenden Abweichungen von einer eben gedachten Radbewegungslinie verstanden werden. Eine klar verständliche Übersicht und Klassifizierung über diese Erscheinungen ist derzeit nicht vorhanden. Aus diesem Grund sprechen Experten oft von „Rauhigkeit“ und meinen dabei nicht selten völlig unterschiedliche Unebenheitserscheinungen. Ziel dieser Arbeit ist eine möglichst umfassende Beschreibung des Themas „Rauhigkeit“ im Rad-Schiene System sowie eine konkrete Klassifizierung und Beschreibung dieser Erscheinungen durchzuführen. Darüber hinaus werden Ursachen, Einflussfaktoren, Auswirkungen und Abhilfemaßnahmen der Unebenheitserscheinungen, über alle relevanten Größenbereiche, beschrieben und ein Überblick über die aktuelle Messtechnik gegeben. Die Arbeit soll die Grundlage für ein besseres Verständnis des Themas „Rauhigkeit“ darstellen um in der Folge Verbesserung im Rad-Schiene System zu ermöglichen. Aufgrund der zunehmenden Sensibilisierung der Bevölkerung hinsichtlich Lärmemission und dem direkten Zusammenhang zwischen Unebenheitserscheinungen und Schallemission sowie Erschütterungen wird dieser Bereich gesondert behandelt, Zusammenhänge dargestellt und mögliche aktive und passive Verbesserungsmaßnahmen aufgezeigt. Zur Darstellung der aktuellen Relevanz des Themas wird außerdem auf die rechtlichen Rahmenbedingungen eingegangen.

Abstract

“Roughness” in the wheel-rail system

In the wheel-rail system „roughness“, which is defined as repeated irregularity on an idealised flat wheel motion line, occurs over a broad scale from μm to meters. A clearly defined overview and classification of this aspect is not present at the moment. For this reason experts speak of “roughness” and not rarely mean thereby completely different forms of irregularities. Aim of this paper is an extensive description of the topic “roughness” in the wheel-rail system as well as a distinct classification and description of these phenomena. Furthermore reasons, influencing factors, effects and remedies for the irregularities over the whole scale will be discussed and an overview of the actual measuring techniques will be given. The paper should build the basis for better understanding of the topic “roughness” to provide the possibility for improvements in the wheel-rail system. Due to the increasing sensitisation of the population regarding noise emission and the direct relation to irregularities, this area will be discussed separately. Relations will be presented and possible active and passive improvement measures will be highlighted. For presenting the actual relevance of the topic moreover the regulatory framework will be illustrated.

Inhaltsverzeichnis

	Seite
1 EINLEITUNG	4
1.1 Problemstellung	4
1.2 Zielsetzung.....	5
2 GRUNDLAGEN DES RAD-SCHIENE SYSTEMS	6
2.1 Rad	6
2.1.1 Radwerkstoffe.....	6
2.1.2 Profile	7
2.1.3 Bremssysteme	8
2.1.4 Instandhaltung	12
2.2 Schiene.....	12
2.2.1 Schienenwerkstoffe.....	12
2.2.2 Schienenprofile	13
2.2.3 Oberbau.....	14
2.2.3.1 Gleisbauarten.....	15
2.2.3.2 Schwellen.....	16
2.2.3.3 Befestigungssysteme	18
2.2.4 Unterbau.....	22
2.2.5 Instandhaltung	23
2.2.5.1 Schienenbearbeitung	23
2.2.5.2 Schienenkonditionierung (Friction Management).....	28
2.3 Kräfte im Rad-Schiene System	29
2.3.1 Statische Kräfte.....	30
2.3.2 Dynamische Kräfte.....	34
3 RAUHIGKEIT IM RAD-SCHIENE SYSTEM	37
3.1 Mikrorauhigkeit.....	37
3.1.1 Charakterisierung.....	37
3.1.2 Ursachen	39
3.1.2.1 Ursachen beim Rad	39



3.1.2.2	Ursachen und Einflussfaktoren bei der Schiene	39
3.1.3	Auswirkungen	42
3.1.4	Abhilfemaßnahmen.....	47
3.1.5	Messtechnik.....	49
3.2	Welligkeit.....	51
3.2.1	Charakterisierung.....	51
3.2.1.1	Welligkeit beim Rad	51
3.2.1.2	Welligkeit bei der Schiene	52
3.2.2	Ursachen und Einflussfaktoren der Welligkeit	54
3.2.2.1	Ursachen und Einflussfaktoren beim Rad.....	54
3.2.2.2	Ursachen und Einflussfaktoren bei der Schiene	57
3.2.3	Auswirkungen	66
3.2.3.1	Auswirkungen beim Rad	66
3.2.3.2	Auswirkungen bei der Schiene	67
3.2.4	Abhilfemaßnahmen.....	74
3.2.4.1	Abhilfemaßnahmen beim Rad.....	74
3.2.4.2	Abhilfemaßnahmen bei der Schiene.....	74
3.2.5	Messtechnik.....	77
3.3	Geradheitsabweichung	80
3.3.1	Charakterisierung.....	80
3.3.2	Ursachen	80
3.3.3	Auswirkungen	80
3.3.4	Abhilfemaßnahmen.....	81
3.3.5	Messtechnik.....	81
4	SCHALL.....	82
4.1.1	Allgemeines zur Akustik.....	82
4.1.2	Begriffsdefinitionen	87
4.1.3	Akustik im Rad-Schiene System	89
4.1.4	Luftschall im Rad-Schiene System.....	92
4.1.4.1	Ursachen und Einflussfaktoren für Luftschall.....	94
4.1.4.2	Aktive Maßnahmen zur Luftschallreduktion	103
4.1.4.3	Passive Maßnahmen zur Luftschallreduktion	109
4.1.4.4	Rechtliche Grundlagen zur Luftschallemission	110
4.1.5	Messtechnik.....	113



4.1.6	Erschütterungen im Rad-Schiene System.....	114
4.1.6.1	Ursachen und Einflussfaktoren für Erschütterungen.....	115
4.1.6.2	Aktive Maßnahmen zum Erschütterungsschutz.....	117
4.1.6.3	Passive Maßnahmen zum Erschütterungsschutz.....	119
4.1.6.4	Rechtliche Grundlagen zu Erschütterungsemissionen und sekundärem Luftschall.....	121
4.1.7	Messtechnik.....	122
5	ERGEBNISSE / DISKUSSION	123
6	ZUSAMMENFASSUNG	126
7	VERZEICHNISSE	134
7.1	Literatur.....	134
7.2	Abkürzungsverzeichnis.....	146
7.3	Tabellen.....	147
7.4	Abbildungen.....	147
ANHANG.....	I
Fachwörterbuch.....	I
Index	V

1 Einleitung

Im Rad-Schiene System treten über mehrere Größenordnungen, vom μm bis zum Meter Bereich, Abweichungen von einer eben gedachten Radbewegungslinie auf. Die Ursachen dieser Unebenheiten gestalten sich vielfältig, sind jedoch hauptsächlich in den Kräften im Rad-Schiene Kontakt, im Verschleiß und im Herstellungsprozess, zu finden. Je nach Art und Ausmaß der Unebenheiten können diese auf unterschiedlichste Weise das Rad-Schiene System beeinflussen und in der Folge sogar zu Schäden führen. Neben den Einflüssen auf das System in Form von Verschleiß, plastischer Verformung und Anregung von dynamischen Kräften, sind auch Auswirkungen auf die Umwelt durch die Abstrahlung von Schall und Vibrationen von erblicher Bedeutung.

1.1 Problemstellung

Eine klare Übersicht und ein allgemeiner Überblick über die unterschiedlichen Unebenheitserscheinungen im Rad-Schiene System sind derzeit nicht vorhanden. Aufgrund der fehlenden Klassifizierung werden unter dem Begriff „Rauhigkeit“ oft völlig verschiedene Unebenheiten zusammengefasst. Während beispielsweise im Bereich der Schallabstrahlung über einen großen Wellenlängenbereich von Rauhigkeit gesprochen wird, wird im Bereich der Instandhaltung und Wartung Unebenheitserscheinungen gleicher Wellenlänge als Riffeln, Wellen oder im Englischen als corrugations bezeichnet. Jede dieser Unebenheitserscheinungen zeichnet sich durch spezielle Einflussgrößen, Auftrittsursachen, Auswirkungen und Maßnahmen zur Verminderung und Vermeidung aus. Ohne umfangreichen Überblick können spezielle Ursachen oftmals nicht erkannt und entsprechende Maßnahmen gesetzt werden. Da das Rad-Schiene System ein komplexes und vielfältiges System mit zahlreichen Einflussgrößen und Wirkungsbereichen darstellt, ist der Erfolg von Maßnahmen oft durch eine Vielzahl von Faktoren beeinflusst. Die klare Klassifizierung und Begriffsdefinition ist eine wichtige Voraussetzung um das Wissen aus den verschiedenen Bereichen zusammenzuführen und daraus wichtige Schlussfolgerungen für das Gesamtsystem ableiten zu können.



1.2 Zielsetzung

Das Ziel der Arbeit ist eine möglichst umfassende Beschreibung des Themas „Rauhigkeit“ im Rad-Schiene System. Da es sich beim Thema „Rauhigkeit“ um eine sehr umfangreiche Thematik handelt, wobei die einzelnen Teilbereiche als alleinige Themen ganze Bücher füllen und die große Komplexität und umfassenden Zusammenhänge des Rad-Schiene Systems eine zusätzliche Herausforderung darstellen, soll die Arbeit als Überblick und Grundlage zum Verständnis des Themas „Rauhigkeit“ im Rad-Schiene System dienen und zur weiteren Vertiefung in den Spezialbereichen anregen.

Ein wichtiger Bestandteil der Arbeit ist die Klassifizierung und Definition der unterschiedlichen Unebenheitserscheinungen sowohl am Rad als auch auf der Schiene. Im Zuge dessen werden die wichtigsten derzeit bekannten Ursachen und Einflussfaktoren sowie die Auswirkungen dieser Erscheinungen auf das System qualitativ wenn möglich auch quantitativ beschrieben. Weiters werden mögliche Abhilfe- und Verbesserungsmaßnahmen erarbeitet und ein Überblick über die derzeit vorhandene Messtechnik gegeben.

Aufgrund der hohen Relevanz der Schall- und Vibrationsabstrahlung aus dem Schienenverkehr wird dieses Thema umfassender behandelt. Die Definition der wichtigsten Begriffe der Akustik im Schienenverkehr, eine Beschreibung der wichtigsten Schall- und Vibrationsquellen sowie die derzeit vorhandenen Abhilfemaßnahmen und rechtlichen Grundlagen werden dargestellt.

Die Arbeit soll die Grundlage für ein besseres Verständnis des Themas „Rauhigkeit“ darstellen und in der Folge Verbesserungen im Rad-Schiene System zur Verlängerung der Nutzungsdauer der Komponenten, Senkung der Instandhaltung und Verringerung der abgestrahlten Schall- und Erschütterungsemissionen ermöglichen.



2 Grundlagen des Rad-Schiene Systems

2.1 Rad

2.1.1 Radwerkstoffe

In der EN 13262:2004 [159] sind vier Stahlgüten für Radwerkstoffe im Schienenverkehr spezifiziert. Es steht dem Betreiber frei andere Werkstoffe zu verwenden. Bei der Österreichischen Bundesbahn (ÖBB) werden hauptsächlich höherfeste Stahlgüten (gemäß EN 13262:2004 ER7 – ER9) eingesetzt [142]. Die Laufflächen der Räder werden oftmals einem Härtingsprozess unterzogen. Die chemische Zusammensetzung der Radwerkstoffe gemäß EN 13262:2004 ist in Tabelle 1 zusammengefasst.

Tabelle 1: prozentuelle Maximalgehalte der verschiedenen Elemente für die verschiedenen Radwerkstoffe gemäß EN 13262:2004 [159].

Stahl- güte	Maximaler Bestandteil % ^a										
	C	Si	Mn	P ^b	S ^{b,c}	Cr	Cu	Mo	Ni	V	Cr + Mo + Ni
ER6	0,48	0,40	0,75	0,020	0,015	0,30	0,30	0,08	0,30	0,06	0,50
ER7	0,52	0,40	0,80	0,020	0,015	0,30	0,30	0,08	0,30	0,06	0,50
ER8	0,56	0,40	0,80	0,020	0,015	0,30	0,30	0,08	0,30	0,06	0,50
ER9	0,60	0,40	0,80	0,020	0,015	0,30	0,30	0,08	0,30	0,06	0,50

^a Für besondere Anwendungen können Änderungen der Anforderungen innerhalb des Rahmens der Maximalgehalte akzeptiert werden.

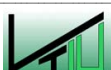
^b Es kann ein Maximalgehalt von 0,025 % bei Ausschreibung oder im Auftragsfalle vereinbart werden.

^c Bei Ausschreibung und Auftragserteilung kann ein minimaler Schwefelgehalt nach dem Stahlherstellungsverfahren vereinbart werden, um vor Wasserstoff-Rissbildungen zu schützen.

Die Norm beinhaltet ebenfalls Werte für die minimale Brinell-Härte für die gesamte Verschleißzone des Radkranzes. Die Werte sind in Tabelle 2 ersichtlich.

Tabelle 2: Mindestwerte der geforderten Brinell-Härte im Radkranz gemäß EN 13262:2004 [159].

Stahlgüte	Mindestwerte der Brinell-Härte	
	Kategorie 1	Kategorie 2
ER6	—	225
ER7	245	235
ER8	245	245
ER9	—	255



2.1.3 Bremssysteme

Grundsätzlich muss zwischen kraftschlussabhängigen und kraftschlussunabhängigen Bremssystemen unterschieden werden.

Bei kraftschlussabhängigen Bremsen wird die Bremskraft durch Abbremsen der Räder erzeugt. Die Bremswirkung ist durch den möglichen Kraftschluss begrenzt. Je nach Wirkungsprinzip wird zwischen verschleißfreien oder Reibungsbremsen unterschieden. Kraftschlussunabhängige Bremsen wie Magnetschienen- oder Wirbelstrombremsen übertragen die Bremskraft direkt auf die Schiene und werden oft als zusätzliche Bremsen eingesetzt.

Bei mechanischen Bremsen oder Reibungsbremsen werden Bremsklötze oder –scheiben auf das Rad gepresst. Dabei spielt die eingebrachte Energie und damit die thermische Belastbarkeit eine erhebliche Rolle. Die gesamte Bremskraft ist möglichst gleichmäßig auf die einzelnen Radsätze zu verteilen.

Je nach Art der Aufbringung der Anpresskraft wird zwischen Vakuum-, Druckluft-, Elektrohydraulischen oder Elektromechanischen Bremsen unterschieden [27].

Bei verschleißfreien Bremsen wird die benötigte Bremskraft anstelle von Reibung durch der Fortbewegungskraft entgegengesetzt Kräfte aufgebracht. Beispiele für verschleißfreie Bremsen sind elektrodynamische Bremsen oder Wirbelstrombremsen.

Bei der elektrodynamischen Bremse werden die Antriebsmotoren als Bremse genutzt, die entstehende Energie in das Versorgungsnetz zurückgespeist oder über Widerstände an die Umgebung abgegeben. Bei Einsatz von elektrodynamischen Bremsen bei Lokomotiven muss die Bremskraft begrenzt werden, um übermäßige Druckkräfte und somit Entgleisungsgefahr zu vermeiden. Bei Triebwägen kann hingegen die volle Antriebsleistung für den Bremsvorgang genutzt werden. Bei niedrigeren Geschwindigkeiten kann somit die elektrodynamische Bremse als Betriebsbremse eingesetzt werden [27].

Magnetschienenbremsen zählen zu den kraftschlussunabhängigen Bremsen und werden zur zusätzlichen Erhöhung der Bremswirkung des Fahrzeuges eingesetzt. Bei Auslösen des Bremsvorgangs werden die Bremsmagnete abgesenkt und elektromagnetisch an die Schiene angezogen. Die Bremskraft wird durch die Reibung zwischen Magnet und Schiene erzielt. Nachteil dieses Bremssystems ist der hohe Verschleiß der Magneten. Magnetschienenbremsen werden deshalb nur bei Schnell- oder Notbremsungen eingesetzt, in einigen Ländern sind sie ab Geschwindigkeiten über 140 km/h vorgeschrieben [27].

Wirbelstrombremsen zählen ebenfalls zu kraftschlussunabhängigen Bremsen arbeiten jedoch im Vergleich zu Magnetschienenbremsen verschleißfrei und werden auch als Betriebsbremse eingesetzt. Das Wirkungsprinzip beruht auf der Induktion von kreisenden Wirbelströmen in der Schiene. Deren Magnetfelder wiederum erzeugen in Wechselwirkung mit den Magnetfeldern der Bremsmagnete Kräfte, die der Bewegung des Zuges entgegengesetzt sind. Wirbelstrombremsen werden vor allem im Hochgeschwindigkeitsverkehr eingesetzt, da sie vor allem bei hohen Geschwindigkeiten große Bremswirkung erzielen [27]. Nachteilig bei dieser Form von Bremsen ist, dass die



entstehende Hitze zur einer starken Belastung der Schiene führt. An viel befahrenen Strecken kann die Erwärmung der Schiene bis zu 15 °C betragen [144].

Zur Erzielung einer optimalen Bremsleistung und Ausnützung der Vorteile der verschiedenen Bremssysteme werden oft die Bremskräfte in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit auf die unterschiedlichen Bremsmechanismen verteilt. Dieser Vorgang wird als Blending bezeichnet. Der ICE 3 der Deutschen Bahn AG (DB) ist beispielsweise mit indirekten pneumatischen Scheibenbremsen, Magnetschienenbremsen sowie Wirbelstrombremsen ausgestattet [144]. Der geforderte Bremsweg bei 160 km/h beträgt meist 1 km. Im Hochgeschwindigkeitsverkehr (HGV) sind Bremswege von mehreren Kilometern keine Seltenheit [27].

In Abbildung 2 ist ein Überblick der aktuell im Schienenverkehr eingesetzten Bremssysteme dargestellt.

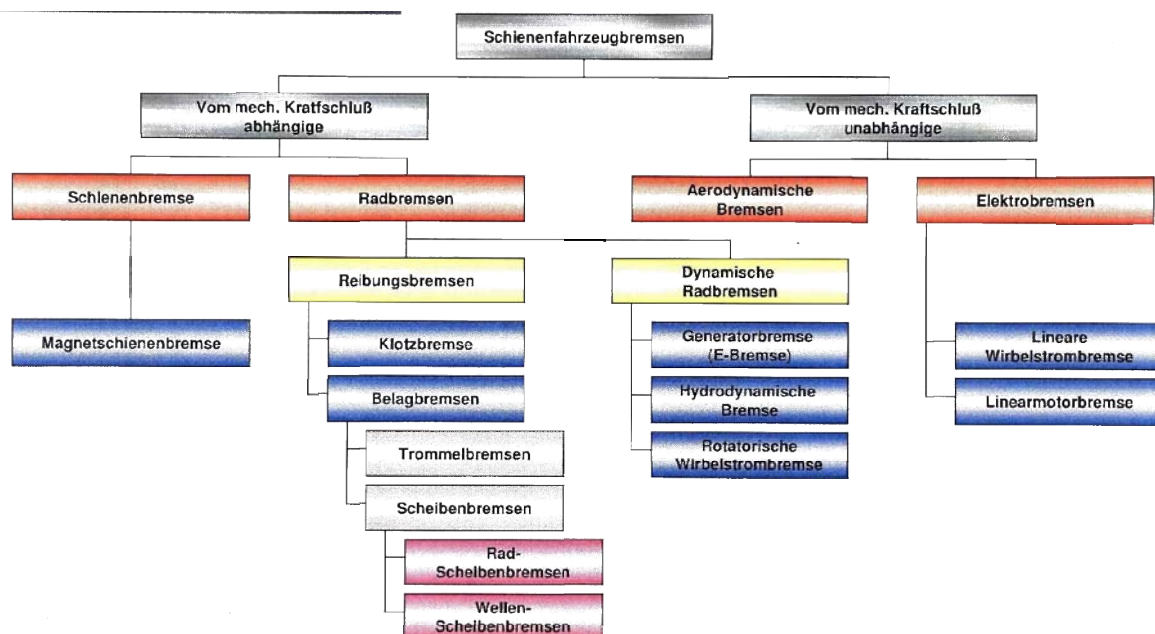


Abbildung 2: Überblick über die aktuell im Schienenverkehr eingesetzten Bremssysteme [146].

Weiters kommen je nach Anwendungs- und Geschwindigkeitsbereich unterschiedliche Scheiben- bzw. Bremsblockmaterialien zum Einsatz.

Bei Scheibenbremsen wird die Bremskraft durch Anpressen einer Brems Scheibe an eine am Rad oder an der Welle montierte Scheibe aufgebracht. Scheibenmaterial wie Belagsmaterial variieren in Form und Zusammensetzung. Häufig im Einsatz sind Scheiben aus Grauguss, Stahl oder Aluminium sowie Beläge aus organischen Materialien oder Sintermaterialien [143]. Nachteilig sind der relativ hohe Verschleiß sowie die Beeinflussung durch Witterungsverhältnisse [144].

Blockbremsen werden vor allem im Güterverkehr aufgrund der spezifischen Anforderungen immer noch häufig eingesetzt. Zur Vermeidung von Längskräften und Zerrungen, die ab einem gewissen Ausmaß zum Entgleisen führen können, ist bei Güterwägen ein möglichst gleichmäßiges Abbremsen wichtig. Bei der technischen Auslegung der Bremsen ist hinsichtlich der aufzubringenden Bremskraft außerdem die hohe Gewichtszunahme durch Beladung zu beachten [145]. Vorteile der Klotzbremsen liegen in den geringen Kosten und Gewicht und der leichten Überprüfbarkeit des Kraftschlusses. Nachteilig ist die hohe thermische Beanspruchung des Rades, wodurch bei hohen Geschwindigkeiten die Gefahr der Schädigung der Radlaufläche sowie der Bremsklötze durch Ausbröckelungen oder Fließen des Werkstoffes besteht. Hinsichtlich der technischen Ausführung sind verschiedenste geteilt und ungeteilt Formen von Klotzbremsen erhältlich [146].

Grauguss-Klotzbremsen (GG-Sohle)

Vor allem im Güterwagenbereich sind Grauguss-Klotzbremsen immer noch weit verbreitet. Das Blockmaterial besteht aus speziellem Grauguss. Der Vorteil der Grauguss-Klotzbremsen liegt in der geringen Witterungsabhängigkeit der Bremsleistung. Aufgrund der Tatsache dass GG-Klotzbremsen eine alte, ausgereifte und kostengünstige Technologie darstellen und der Reibungscharakteristik, wobei erst bei niedrigen Geschwindigkeiten eine hohe Bremswirkung erzielt und, erfolgt ihr Einsatz hauptsächlich im Güterwagenverkehr [167]. Der große Nachteil liegt in der Verriffelung der Radlaufläche durch die Grauguss-Klötze und die dadurch, wie im Kapitel 4.1.4.1 dargestellt, erheblich höheren Lärmemissionen [146]. Aufgrund der steigenden Sensibilisierung zum Thema Lärm im Schienenverkehr wird der Ersatz von Grauguss-Klotzbremsen durch Verbundsohlenblockbremsen oder Scheibenbremsen zunehmend forciert. In der TSI Noise (Technical Specification for Interoperability) für Güterwägen sind bereits Lärmemissionsgrenzwerte für neue Güterwägen vorgesehen, die mit herkömmlichen Grauguss-Klotzbremsen nicht mehr eingehalten werden können (siehe Kapitel 4.1.4.1 und 4.1.4.4).

Verbundsohlenblockbremsen

Bei Verbundsohlenblockbremsen bestehen die Reibmaterialien aus Eisenspänen, Messingwolle oder mineralischen Fasern. Zusätzlich werden Bindemittel, Füllstoffe, Reibschützer, Hilfsstoffe und Gleitmittel wie Graphit, Sulfide oder Koks eingesetzt. Grundsätzlich wird zwischen Bremsklotzsohlen mit hohem Reibwert unabhängig von der Geschwindigkeit, wie den K-Sohlen (Komposit-Sohle), und jenen mit niedrigem Reibwert bei hohen Geschwindigkeiten ähnlich dem der Grauguss-Klotzbremse, wie den LL-Sohlen (Low-Low Sohle), unterschieden.

Der große Vorteil der Verbundsohlenbremsklötze liegt darin, dass sie die Radlaufläche beim Bremsvorgang polieren, dadurch die Rauigkeit und folglich auch die Rollgeräuschemissionen vermindern.



K-Sohlen weisen bei hohen Geschwindigkeiten einen um ca. den Faktor 2.5 höheren Reibwert als Grauguss-Klotzbremsen [5]. Im Gegensatz zu Grauguss-Klotzbremsen wo erst bei niedrigen Geschwindigkeiten eine hohe Bremswirkung erzielt wird, ermöglicht der konstant geschwindigkeitsunabhängige hohe Reibwert, dass bei K-Sohlen ähnlich wie bei Scheibenbremsen auch bei hohen Geschwindigkeiten die zur Bremsung notwendige Bremskraft aufgebracht werden kann. Probleme ergeben sich dadurch hauptsächlich im Mischbetrieb mit herkömmlichen Grauguss-Klotzbremsen ausgestatteten Güterwägen, wo die Gefahr des Überbremsens und des Verschleißes der K-Sohlen besteht [167]. Zusätzlich erfordert die unterschiedliche Reibungscharakteristik eine Anpassung der Bremsausrüstung bestehender Güterwägen, wodurch erhebliche Kosten entstehen [146]. Bei der Neuanschaffung von Fahrzeugen mit K-Sohlen ergeben sich jedoch keine gesteigerten Investitionskosten [167].

LL-Sohlen sind derzeit im Entwicklungsstadium. Die Forschungen gehen in Richtung gesinterte oder synthetische Bremsklotzsohlen, die wie aus Abbildung 3 ersichtlich, eine ähnliche Reibungscharakteristik wie Graugussklötze aufweisen. Dadurch würde die Notwendigkeit zum Umbau des Bremsgestänges vorhandener Wägen vermieden werden [167][146].

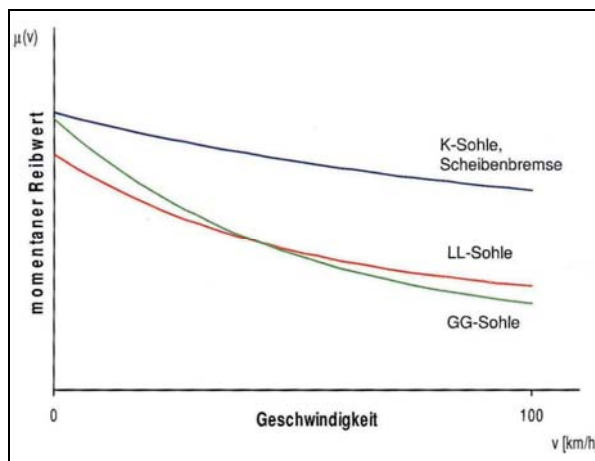


Abbildung 3: Reibungscharakteristik von verschiedenen Klotzsohlen- und Scheibenbremsen [146]

Im Hinblick auf die Lebenszykluskosten (LCC) wurde im Zuge des Niederländischen „noise innovation programme“ Projektes weiters festgestellt, dass Verbundstoffsohlen im Vergleich zu Graugusssohlen eine längere Lebensdauer aufweisen. K-Sohlen führten zwar bei den im Projekt eingesetzten Zügen zu einem höheren Verschleiß der Radlauffläche allerdings bei größerer Gleichmäßigkeit über den Radumfang und viel engerer Streuung der Laufleistung im Vergleich zu Graugussklotzbremsen. Vorteile aufgrund dieses gesteigerten Verschleißes sind in der höheren Wahrscheinlichkeit zur Abtragung von Ermüdungsphänomenen zu sehen. Durch das engere Laufleistungsspektrum ist die Instandhaltungsplanung

optimierbar. Andererseits wirken sich höherer Verschleiß und häufiger notwendige Reprofilierungen negativ auf die LCC aus [54].

2.1.4 Instandhaltung

Für Räder sind Grenzwerte hinsichtlich der zulässigen Radianabweichung und Abweichungen von der Profilgeometrie, also Unrundheiten und Polygonalisierungen, vorgesehen. Diese variieren in Abhängigkeit von der Radsatzbauart und werden von den Bahnen festgelegt. Die Instandhaltungsintervalle sind meist laufkilometerabhängig und bei Fahrzeugen mit geringer Laufleistung zeitabhängig gestaltet und sind wiederum von Radsatzbauart und Fahrzeuggattung abhängig. Im Netz der DB AG sind auch stationäre Diagnoseanlagen zur Überwachung von Radianabweichungen, während der Überfahrt, installiert [14].

Die Korrektur von Unrundheiten und Radprofilabweichungen erfolgt meist mittels Unterflurdrehbank [142].

2.2 Schiene

2.2.1 Schienenwerkstoffe

Die Entwicklung der Schienenwerkstoffe geht wie bei den Rädern kontinuierlich in Richtung höherfester Güten und damit höherer Verschleiß- und Rollkontaktermüdungsbeständigkeit (RCF). Während in den 70er Jahren hauptsächlich naturharte perlitische Schienen der Güte 900A mit einer Festigkeit von über 880 MPa und einer Härte von über 260 HB zum Einsatz kamen, konnte mit der Einführung der kopfgehärteten perlitischen Schienen (HSH[®]-Schienen) ein Technologiesprung auf Festigkeiten von über 1170 MPa und Härten über 350 HB erreicht werden.

Die Erhöhung der Zugfestigkeit um 200 MPa entspricht einer Halbierung der Verschleißrate. In Gleistests als auch beim regulären Betrieb im Gleis konnte gezeigt werden, dass Verschleiß und Rollkontaktermüdung indirekt proportional zur Schienenhärte sind. Die Härte des perlitischen Gefüges wird hauptsächlich durch den Lamellenabstand bestimmt [147]. Vor allem bei Kurven mit kleinen Radien ist erhöhter Verschleißwiderstand von großer Bedeutung [22].

In DIN EN 13674-1:2008 [161] sind sieben perlitische Stahlsorten, sowohl wärmebehandelt als auch naturhart, festgelegt und charakterisiert. Weiters sind Herstellungspraxis, Qualifizierungsprüfungen und Abnahmeprüfungen vorgegeben.

Bei den genormten Stahlsorten handelt es sich durchwegs um Kohlenstoff-Mangan Stähle. Einzelne hochlegierte Stähle für besondere Anwendungen zeigen einerseits höhere Härte und Festigkeit andererseits aber auch höhere Schweißempfindlichkeiten und verringerte



Bruchzähigkeit [22]. Die chemische Zusammensetzung und mechanischen Eigenschaften sind in Tabelle 3 zusammengefasst.

Tabelle 3. Chemische Zusammensetzung und mechanische Eigenschaften der Schienenstähle gemäß DIN EN 13674-1:2008 [161].

Stahisorte/Probe		Massenanteile in %											Massenanteile in 10 ⁻⁴ %		Zugfestigkeit R _m MPa min.	Bruchdehnung A % min.	Härte auf der Fahrfläche (Mittellinie) ^c HBW
		C	Si	Mn	P max.	S	Cr	Al max.	V max.	N max.	O ^a	H ^b	(ppm) max.				
R200	Schmelze	0,40 bis 0,80	0,15 bis 0,58	0,70 bis 1,20	0,035	0,008 bis 0,035	≤ 0,15	0,004	0,030	0,009	20	3,0	680	14	200 bis 240		
	Stück	0,38 bis 0,62	0,13 bis 0,60	0,65 bis 1,25	0,040	0,008 bis 0,040	≤ 0,15	0,004	0,030	0,010	20	3,0					
R220	Schmelze	0,50 bis 0,60	0,20 bis 0,60	1,00 bis 1,25	0,025	0,008 bis 0,025	≤ 0,15	0,004	0,030	0,008	20	3,0	770	12	220 bis 280		
	Stück	0,50 bis 0,60	0,20 bis 0,60	1,00 bis 1,25	0,025	0,008 bis 0,025	≤ 0,15	0,004	0,030	0,008	20	3,0					
R260	Schmelze	0,62 bis 0,80	0,15 bis 0,58	0,70 bis 1,20	0,025	0,008 bis 0,025	≤ 0,15	0,004	0,030	0,009	20	2,5	880	10	280 bis 300		
	Stück	0,60 bis 0,82	0,13 bis 0,60	0,65 bis 1,25	0,030	0,008 bis 0,030	≤ 0,15	0,004	0,030	0,010	20	2,5					
R260Mn	Schmelze	0,55 bis 0,75	0,15 bis 0,60	1,30 bis 1,70	0,025	0,008 bis 0,025	≤ 0,15	0,004	0,030	0,009	20	2,5	880	10	260 bis 300		
	Stück	0,53 bis 0,77	0,13 bis 0,62	1,25 bis 1,75	0,030	0,008 bis 0,030	≤ 0,15	0,004	0,030	0,010	20	2,5					
R320Cr	Schmelze	0,60 bis 0,80	0,50 bis 1,10	0,80 bis 1,20	0,020	0,008 bis 0,025	0,80 bis 1,20	0,004	0,18	0,009	20	2,5	1 080	9	320 bis 360		
	Stück	0,68 bis 0,82	0,48 bis 1,12	0,75 bis 1,25	0,025	0,008 bis 0,030	0,75 bis 1,25	0,004	0,20	0,010	20	2,5					
R350HT	Schmelze	0,72 bis 0,80	0,15 bis 0,58	0,70 bis 1,20	0,020	0,008 bis 0,025	≤ 0,15	0,004	0,030	0,009	20	2,5	1 175	9	350 bis 390		
	Stück	0,70 bis 0,82	0,13 bis 0,60	0,65 bis 1,25	0,025	0,008 bis 0,030	≤ 0,15	0,004	0,030	0,010	20	2,5					
R350LHT	Schmelze	0,72 bis 0,80	0,15 bis 0,58	0,70 bis 1,20	0,020	0,008 bis 0,025	≤ 0,30	0,004	0,030	0,009	20	2,5	1 175	9	350 bis 390		
	Stück	0,70 bis 0,82	0,13 bis 0,60	0,65 bis 1,25	0,025	0,008 bis 0,030	≤ 0,30	0,004	0,030	0,010	20	2,5					

^a Siehe 9.1.2.3.
^b Siehe 9.1.2.2.
^c Siehe Bild 10.

Die neueste Entwicklung im Bereich der Schienenstähle geht in Richtung Bainitischer Schienenmaterialien. Mit diesen Materialien sind hohe Härten über 430 HB und Festigkeiten über 1380 MPa möglich. Bainitische Schienen sind seit 1999 in Streckenerprobung und zeigen generell höher RCF-Resistenz als perlitische Schienen, gutes Betriebsverhalten und lassen daher auf lange Liegezeiten schließen. Andererseits wird in der Literatur die geringere Verschleißbeständigkeit von bainitischen Schienen diskutiert [22][23]. Derzeit sind außerdem die erheblich höheren Herstellkosten ein Hemmnis im wirtschaftlichen Vergleich zu hochfesten perlitischen Schienenstählen [22]. Es ist jedoch zu beachten, dass es in der Literatur noch keine klare eindeutige Definition was unter Bainitischen Schienen verstanden wird gibt, und daher derzeit noch keine endgültige pauschale Aussage über diese neue Schienengüte gemacht werden kann.

2.2.2 Schienenprofile

Grundsätzlich wird zwischen Vignolschienen im Eisenbahnverkehr und Rillenschienen für Straßenbahnen unterschieden. Daneben sind noch Sonderformen wie Zungenschienen in Weichen oder Kranschienen zu erwähnen.

Die grundsätzlichen Anforderungen an Schienenprofile sind eine ausreichend breite Lauffläche zur Minimierung der Flächenpressung zwischen Rad und Schiene, eine ausreichende Kopfhöhe um Abnutzungsspielraum zuzulassen, eine Stegdicke um



Tragfähigkeit und Biegesteifigkeit zu gewährleisten und eine Fußbreite um Standsicherheit und geringe Flächenpressung auf die Schwelle zu ermöglichen.

Weltweit existiert derzeit eine Vielzahl von Schienenprofilen. Obwohl Bestrebungen in Richtung Minimierung der Profilvarianten vorhanden sind, gibt es derzeit allein in Europa noch über 21 verschiedene Vignolschienenprofile über 46 kg/m. Gemäß CEN Standard sind Schienenprofile durch die Masse pro Meter.

In Kurven mit engen Radien zwischen 200 und 400 Meter wird oftmals zur Erhöhung der Rollradiendifferenz und damit einer verringerten Belastung der Schiene ein asymmetrisches Schienenprofil durch Schleifen des Schienenkopfes erzeugt [22] (siehe Kapitel 3.2.2.2, 3.2.3.2, 3.2.4.2).

2.2.3 Oberbau

Der Oberbau umfasst im Wesentlichen die Schienen, Schienenbefestigungssysteme und Unterlagen, Schwellen und Schotterbett oder im Falle der Festen Fahrbahn Tragplatten und elastische Zwischenlagen [30]. Der wesentliche Aufbau des Ober- und Unterbaus ist in Abbildung 4 gezeigt.

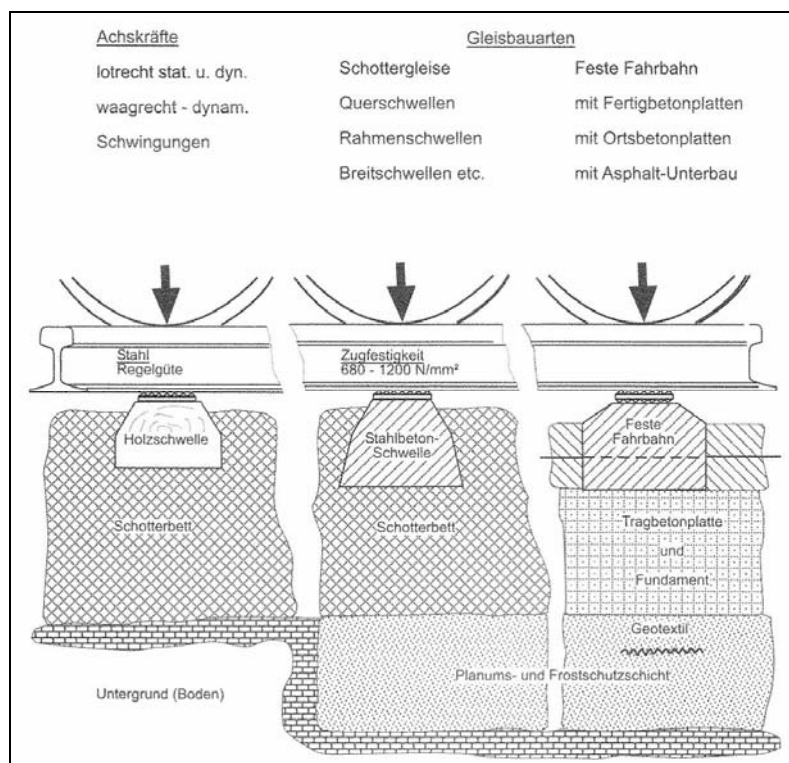


Abbildung 4: Schematischer Aufbau des Ober- und Unterbaus bei verschiedenen Gleisformen [22].

2.2.3.1 Gleisbauarten

Hinsichtlich der Gleisbauarten ist grundsätzlich zwischen Schottergleis und Fester Fahrbahn zu unterscheiden. Feste Fahrbahnkonstruktionen finden vor allem in Tunneln, bei Hochgeschwindigkeitsstrecken und bei Brücken Anwendung.

Schottergleis

Das Schotterbett besteht aus einer Lage lockeren, grobkörnigem Schotter mit einer Dicke von üblicherweise 25 bis 30 cm gemessen vom unteren Rand der Schwellen. Durch Reibung zwischen den Körnern können erhebliche Druckkräfte absorbiert werden. Zugkräfte können nicht aufgenommen werden. Das Schotterbett verteilt die Belastung, erhöht den Widerstand in Längsrichtung und hat wasserableitende Funktion. Wichtige Parameter des Bettmaterials sind ausreichende Härte und Verschleißwiderstand sowie optimale Größenverteilung der Körner [8]. Unregelmäßige Setzungen des Schotterbettes führen zu verschlechterter Gleislage. Das Setzungsverhalten wird stark von lokalen dynamischen Laständerungen in Folge von eingefahrenen Schienenstößen oder Schweißfehler sowie Steifigkeitsschwankungen des Schotterbettes oder Untergrunds aber auch durch die verwendeten Schottermaterialien sowie der Schotterbettverschmutzung beeinflusst [22].

Die wichtigsten Vorteile des Schotteroberbaus sind die geringen Schallemissionen (siehe Kapitel 4.1.4.1), die kurze Bauzeit sowie die niedrigen Baukosten, die mögliche Änderung der Geometrie und Überhöhung sowie die automatisierte und mechanisierte Instandhaltung. Bei Auflagerung des Schotterbettes auf einer Betonsohle, in Tunneln oder auf Brücken, ergibt sich eine extrem hohe Belastung des Schotters. Durch Unterschottermatten kann die Situation entschärft werden. Allerdings ergeben sich erheblich erhöhte Material- und Umbaukosten [22].

Generell kommt es aufgrund der Belastung des Schotters zu einer mehr oder weniger schnellen Zerstörung des Schottermaterials. Durch Abrieb des Schotters und in der Folge entstehende Gleisgeometrieabweichungen und Drainageprobleme sind regelmäßige Instandhaltungsmaßnahmen unerlässlich.

Feste Fahrbahn (slab track)

Feste Fahrbahnkonstruktionen bestehen aus Beton- oder Asphaltplatten auf welche die Schienen entweder direkt durch elastische Befestigungen oder durch kontinuierliche elastische Lagerung befestigt werden. Bei anderen Systemen werden die Schienen auf Schwellen oder Blöcke befestigt, welche in oder auf die Platten eingebettet werden. Dieses System wird beispielsweise auf neuen deutschen Hochgeschwindigkeitsstrecken hauptsächlich verwendet. Bei allen Systemen existieren zahlreiche Ausführungsformen [8].

Grundsätzlich zeichnen sich Feste Fahrbahnsysteme durch hohe Lagebeständigkeit aus. Allerdings sind die Anforderungen an einen setzungsfreien Untergrund aufgrund der eingeschränkten Adaptierungsmöglichkeit nach Abschluss der Errichtung sehr hoch im Vergleich zum Schottergleis. Während der Unterbau unter der Frostschutzschicht bei



Schotteroberbau nur bis zu einer Tiefe von 0.5 m erdbautechnisch abzusichern ist, beträgt die abzusichernde Tiefe bei Fester Fahrbahn 2.5 m [22].

Der größte Vorteil der Festen Fahrbahn wird im geringeren Instandhaltungsaufwand gegenüber dem Schotteroberbau gesehen. Es wird von 70 - 80 % geringeren Instandhaltungskosten und einer verlängerten Liegedauer im Vergleich zu Schotteroberbau von 20 bis 30 Jahren ausgegangen. Die Unterbindung von eventuellem Hochwirbeln von Schotter oder festen Partikeln ist vor allem bei Hochgeschwindigkeitsverkehr von Bedeutung. In Tunneln ist die geringe mögliche Bauhöhe ein erheblicher Aspekt. Bei Brücken erweist sich das verminderte Gewicht der Festen Fahrbahnkonstruktion als vorteilhaft.

Demgegenüber stehen einige Nachteile wie höhere Luftschallemissionen (siehe Kapitel 4.1.4.1), höhere Baukosten, die eingeschränkte Innovationsmöglichkeit bei bestehenden Trassen sowie die langwierigen und kostspieligen Ausfälle im Falle von Entgleisungen aufgrund von weitgehend nicht automatisierter Instandhaltung und Reparatur. Weiters ist auf bestimmten Trassen mit unzureichenden geologischen Bedingungen aufgrund der hohen Untergrundanforderungen die Errichtung von Feste Fahrbahnssystemen nicht möglich [8][22].

2.2.3.2 Schwellen

Schwellen stellen im Schotteroberbau die Auflagefläche für die Schiene her. Sie ermöglichen die Befestigung der Schiene, übertragen die Kräfte im Rad-Schiene System möglichst gleichmäßig in das Schotterbett, erhalten die Spurweite und Gleisneigung, dämpfen Schwingungen und Verringern dadurch den Einfluss von Schall- und Vibrationen auf die Umgebung und stellen eine ausreichende elektrische Isolierung zwischen den beiden Schienen sicher. Weitere Anforderungen sind hohe Resistenz gegen mechanische und meteorologische Einflüsse und somit lange Lebensdauer. Die wichtigsten Schwellenarten unterschieden nach dem Material sind Holz- und Betonschwellen. Stahlschwellen werden heutzutage kaum mehr verwendet und finden nur noch in Form von Y-Stahlschwellen für besondere Bereiche Anwendung [22].

Holzschwellen

Bei Holzschwellen kommen Hartholz- und Weichholzschwellen zum Einsatz. Die Unterscheidung erfolgt aufgrund der Festigkeit des Holzes. Aufgrund der geringen Widerstandskraft von Weichholzschwellen werden Stahlplatten zwischen Schwelle und Schiene eingefügt und zur Vermeidung der Einschnürung der Platte in die Schwelle synthetische Anstriche in der Kontaktfläche aufgetragen. Hartholzschwellen bestehen in Europa vorwiegend aus Buchen oder Eichenholz sind von Natur aus widerstandsfähiger und werden vor allem in Weichen und bei Bahnübergängen sowie bei Befestigungssystemen ohne Unterlagsplatten verwendet. Je nach Holzart beträgt die durchschnittliche Lebensdauer der Schwellen 20 – 60 Jahre. Die lange Lebensdauer von Buchenholz kann nur durch Tränkung in Teeröl erreicht werden [8].

Die Dimensionen der Holzschwellen sind vielfältig. Viele Eisenbahnen reduzieren die Schwellenhöhe im Bereich der Schwellenmitte, da dort die Biegemomente und Belastungen



geringer sind. Schäden an den Schwellen entstehen hauptsächlich durch Einpressen der Unterlagsplatte, Ausweiten der Befestigungslöcher und Längsrisse oder Fäule sowie Schäden durch Rostwasser der Befestigungsmittel. In den USA wird hauptsächlich nach dem Prinzip der zyklischen Einzelschwellerneuerung gearbeitet. Dabei werden einzelne beschädigte Schwellen ausgebaut und erneuert. Probleme ergeben sich durch erhöhte Belastung der eingebauten Neuschwellen und folglich verkürzten Gebrauchsdauer. Zur Vermeidung dieser Nachteile werden in Europa alle Schwellen eines Abschnitts ausgebaut, noch brauchbare in Nebengleisen geschlossen weiter verwendet [22]. Vorteile der Holzswellen gegenüber Betonswellen liegen in der höheren Elastizität und folglich der geringeren dynamischen Belastung des Schotterbettes sowie im leichteren Handling aufgrund des geringeren Gewichts [8].

Stahlbetonswellen

Stahlbetonswellen werden ausschließlich aus Portland-Zement hergestellt. Der Mindestzementgehalt soll 300 kg/m^3 , die Druckfestigkeit der Klasse C45/55 oder C50/60 MPa betragen. Aufgrund der häufigen Temperaturwechsel und Dauerbeanspruchung des Verkehrs sind eine hohe Zugfestigkeit und günstige Formveränderungseigenschaften notwendig. Aufgrund der geometrischen Ausführung kann zwischen Zweiblock- und Einblockbetonswellen unterschieden werden. Zweiblockswellen bestehen aus zwei schlaff bewehrten Betonblöcken die durch einen biegesteifen Stahlträger miteinander verbunden sind. Zweiblockswellen kommen in zahlreichen Ländern unter anderem auch auf den Hochgeschwindigkeitsstrecken des TGV (trén à grande vitesse) in Frankreich zum Einsatz. Großer Vorteil dieser Form von Schwellen liegt im elastischen Verhalten, großen Querverschiebewiderstand und im geringen Gewicht. Nachteilig ist das mögliche Durchbiegen der Schwellen bei der Instandhaltung und Handhabung sowie mögliche Spurweitenfehler aufgrund von Korrosion oder Ermüdung der Stahlverbindung. Eine Sonderform von Zweiblockswellen wurde für den Einsatz im Nah- und Regionalverkehr bis Achslasten von 160 kN entwickelt. Dabei wird Polymerbeton aus Gesteinsmehl, Sand, Kies und ungesättigten Polyesterharz verwendet. Dieser zeichnet sich durch hohe Festigkeit, Elastizität, elektrischen Widerstand und gute Schwingungsdämpfungseigenschaften aus. In praktischen Versuchen konnten vergleichbare Schalldämpfungseigenschaften wie von Holzswellen gezeigt werden.

Einblockswellen sind balkenförmig geformt und weisen in etwa die gleichen Dimensionen wie Holzswellen auf. Die Schwellen werden mit eingegossenen Drähten vor- oder nachgespannt, um das Auftreten von Biegerissen zu vermeiden. Einblockswellen zeichnen sich durch geringere Kosten und geringe Rissneigung aus.

Die wichtigsten Vorteile von Betonswellen gegenüber Holzswellen liegen in der längeren Lebensdauer von durchschnittlich 50 Jahren und mehr, dem höheren Querverschiebewiderstand aufgrund des höheren Gewichts sowie dem nahezu wartungsfreien Einsatz [8][22].

Sonderformen von Betonswellen wurden hauptsächlich zur Verbesserung des Einsatzes im Schottergleis entwickelt. Das Rahmenschwellengleis stellt eine Verbindung zwischen



klassischem Schotteroberbau und Fester Fahrbahn her. Die Schwellen bestehen sozusagen aus zwei Schwellen welche im Bereich der Befestigung durch Querbalken miteinander verbunden sind sodass sie die Form jene zweier aufeinander stehender H's aufweisen. Durch die größere Auflagefläche und zusätzliche Besohlung der Schwellen kann die Schotterpressung um bis zu 50 % verringert werde. Das Rahmenschwellengleis weist zwar höhere Errichtungskosten als klassischer Schotteroberbau mit Holz- oder Betonschwellen auf, auf Teststrecken konnte jedoch sehr gute Lagebeständigkeit und Eignung für Hochgeschwindigkeitsstrecken gezeigt werden. Andere Entwicklungen zur Verringerung der Schotterpressung sind die in Japan entwickelte „Leiterschwelle“, eine Art Langschwelle, sowie die in Deutschland entwickelte Breitschwelle. Eine andere Entwicklung zur Verminderungen des Spitzendrucks im Bereich der Schottersteine unterhalb der Betonschwellen stellen „besohlte Schwellen“ dar. Dabei werden die Schwellen an der Unterseite mit elastischem Material überzogen. Erfahrungen in der Praxis zeigten beste Ergebnisse bei Steifigkeiten der Besohlung von etwa 50 kN/mm. Die Strecken weisen hohe Lagebeständigkeit, geringe Setzungen, um den Faktor 3 – 4 verringerte Gleisverschlechterungsraten sowie eine reduzierte mittlere Schotterpressung von 15 – 35 % auf [8][22]. Andererseits wurde in Verbindung mit besohnten Schwellen bevorzugt die Bildung von kurzwelligen Schienenriffeln beobachtet (siehe Kapitel 3.2.1.2 und 3.2.2.2).

Stahlschwellen

Heutzutage werden Stahlschwellen hauptsächlich nur mehr in Form von Y-Schwellen auf Nebenbahnen mit geringen Achslasten und Geschwindigkeiten oder bei Bahnen mit geringer Bauhöhe und Breite hauptsächlich im innerstädtischen Verkehr benutzt.

Die Y-Schwelle besteht aus zwei S-förmigen Hauptträgern und zwei geraden Nebenträgern die über Riegel an jedem Schwellekopf verschweißt werden.

Vorteile dieser Schwellenart sind das geringe Gewicht, die guten Recyclingeigenschaften, geringe Bauhöhe, hoher Quer- und Längsverschiebewiderstand, gute Isoliereigenschaft und hohe Torsions- und Rahmensteifigkeit. Nachteilig ist, dass Unterstopfen nur mit Spezialmaschinen möglich ist und sowohl die Anschaffungskosten teuer als auch die Instandhaltung aufwendiger ist [8].

2.2.3.3 Befestigungssysteme

Das Befestigungssystem der Schiene umfasst alle Komponenten, welche die Verbindung zwischen Schiene und Schwelle darstellen [8].

Die Aufgabe des Schienenbefestigungssystems liegt in der Fixierung der Schiene in der definierten Spurweite und Neigung, der elastischen Aufnahme und Übertragung der einwirkenden Kräfte auf die Schwellen sowie der elektrischen Isolierung der Schienen von den Schwellen vor allem bei Beton- und Stahlschwellen [8][22].

Eine wesentliche Unterscheidung ergibt sich zwischen direkten und indirekten Befestigungssystemen. Bei direkter Befestigung wird die Schiene und eventuelle Unterlagsplatten aus Stahl oder Kunststoff über ein einziges Befestigungssystem direkt mit



der Schwelle verbunden. Auch Befestigungssysteme auf fester Fahrbahn werden als direkte Systeme bezeichnet. Bei indirekten Befestigungssystemen wird die Schiene auf der Unterlagsplatte befestigt und diese wiederum mit eigenen Befestigungen auf der Schwelle. Der Vorteil dieses Systems liegt in der separaten Ausbaumöglichkeit der Schiene ohne Öffnung der Schwellenbefestigung.

Die Verwendung von Unterlagsplatten (Rippenplatten) ist optional bietet jedoch einige Vorteile wie die Verteilung der vertikalen Belastung auf einen größeren Bereich, bessere Absorption der horizontalen Belastung, höhere Steifigkeit sowie verringerte Belastung der Befestigung in der Schwelle aufgrund des geringeren Kippmoments. Diesen Vorteilen gegenüber steht jedoch ein relativ hoher Preis. Die klassische indirekte Befestigung mit Clipbolzen auf Unterlagsplatten wird auch als K-Oberbau bezeichnet [8]. Der Schematische Aufbau ist in Abbildung 5 gezeigt.

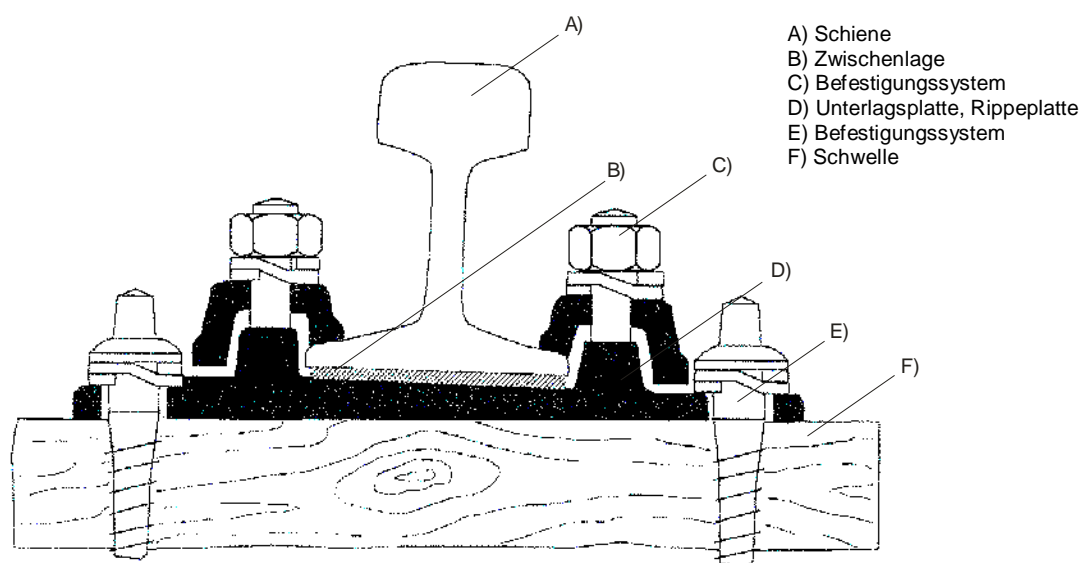


Bild 64: Querschnittsbild des K-Oberbaues

Abbildung 5: Querschnittsbild eines K-Oberbaus [22]

Weiters kann zwischen starren und elastischen Befestigungssystemen unterschieden werden. Starre Systeme weisen keine ausreichend elastischen Niederhalt auf und werden durch Walk- und Kippbewegungen der Schiene sowie Schläge allmählich gelockert. Sie sind daher nicht für durchgehend verschweißte Gleise geeignet. Bei elastischen Befestigungen wird durch Clips oder Federringe eine Vorspannung erzeugt und so ein ständiger Kraftschluss gewährleistet [22]. Die unterschiedliche Belastung zwischen starrer und elastischer Schienenbefestigung ist in Abbildung 6 ersichtlich.

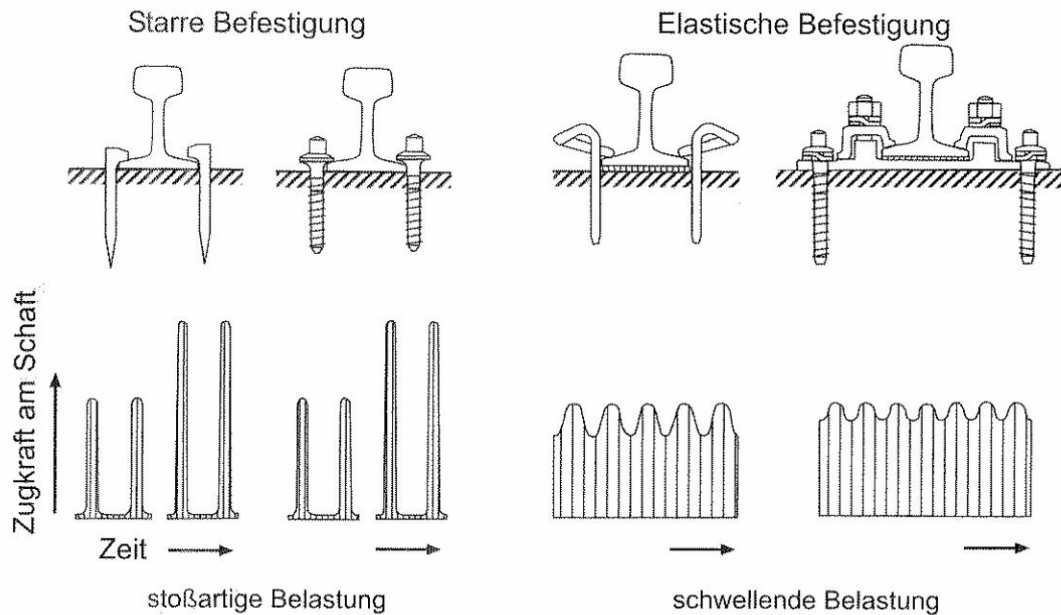
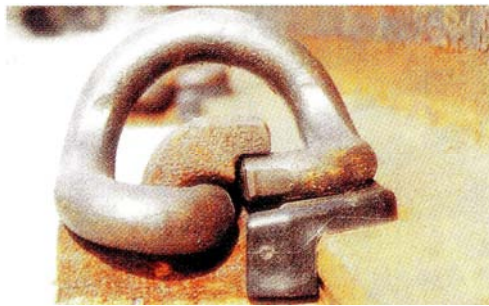


Abbildung 6: Vergleich der Belastung zwischen starrer und elastischer Schienenbefestigung [22]

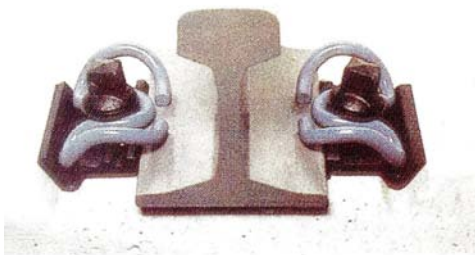
Die wichtigsten Schienenbefestigungssysteme auf Holzschwellen sind die direkte Befestigung welche hauptsächlich in den USA angewandt wird, in Form von genagelten Schwellen sowie die indirekten Systeme wie Vossloh Oberbau oder K-Oberbau. Die wichtigsten Befestigungssysteme auf Betonschwellen stellen in Form von direkter Befestigung die FIST-Befestigungssysteme in verschiedenen Ausführungsformen wie sie beispielsweise in Südafrika standardmäßig eingesetzt werden dar. Außerdem stehen noch Systeme wie Pandrol-, Vossloh-, Nabla- oder Spannagel-Befestigung zur Verfügung. Das Pandrol System ist ein Clipseystem, Vossloh arbeitet mit Spannklemmen, das Nabla System besteht aus Trapezförmigen Clips aus Federstahl [22]. Spannagelbefestigungen wurden früher aufgrund der niedrigen Investitionskosten häufig eingesetzt. Durch erhöhten Verschleiß im Bereich zwischen Schienenfuß und Nagelschäften wird jedoch unter günstigen Bedingungen nur eine Nutzungsdauer von 12 bis 20 Jahren erzielt [8]. In Abbildung 7 sind die verschiedenen direkten Befestigungssysteme auf Betonschwellen im Überblick dargestellt. Die wichtigsten indirekten Befestigungssysteme auf Betonschwellen sind Wanderschutzklemmen, Schwellenanker und Sicherungskappen [22].



Pandrol fastening system



Pandrol Fastclip



Vossloh fastening system



Nabla fastening system

Abbildung 7: Überblick über die wichtigsten direkten Schienenbefestigungssysteme auf Betonschwellen [8].

Wichtig im Hinblick auf Schall- und vor allem Erschütterungsemissionen ist die Gestaltung der Zwischenlagen. Zwischenlagen entkoppeln durch elastische Dämpfung Vibrationen von der Schiene und verteilen durch, die mit der Elastizität verbundenen Einsenkung der Schiene, die Last über mehrere Schwellen. Nach prEN 13481-2 [162] wird zwischen weichen (statische Steifigkeit $< 80 \text{ kN/mm}$), mittleren (statische Steifigkeit $80 - 150 \text{ kN/mm}$) und harten (statische Steifigkeit $\geq 150 \text{ kN/mm}$) Zwischenlagen unterschieden [22].

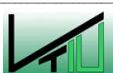
Versuche von Müller-Boruttau et al. [141] ergaben durch den Einsatz von weicheren Zwischenlagen im kritischen Frequenzbereich von 100 Hz eine Reduktion der Übertragung der Schwellenschwingungen des Gleises auf das Erdplanum um ca. 50 %. Die Gleissteifigkeit verringerte sich folglich um etwa 30 %.

2.2.4 Unterbau

Vor Errichtung des Unterbaus werden generell umfangreiche geotechnische Untersuchungen durchgeführt um die Bodenstruktur sowie das Trageverhalten des Bodens zu ermitteln. Dabei werden zumindest alle 50 Meter Bodenproben entnommen und analysiert [8].

Schotteroberbau kann entweder mit oder ohne Planum ausgeführt werden. Das Planum stellt grundsätzlich eine ebene verfestigte Bodenschicht dar auf welcher der Oberbau errichtet wird. Eine Verbesserung der Tragfähigkeit kann durch eine Verdichtung des Planums sowie eine effiziente Entwässerung durch ausreichend Quergefälle und gereinigte Seitengräben sowie Drainagen erzielt werden. Bei unzureichender Tragfähigkeit des Untergrunds, frostempfindlichen Böden, hohem Feinanteilgehalt im Boden, bei großen Tragfähigkeitsunterschieden oder bei wasserempfindlichen Böden werden oftmals Planums- sowie Frostschutzschichten eingebaut. Planumsschutzschichten bestehen meist aus Kies-Sandgemischen. Sie verhindern ein Aufsteigen feiner Bodenteile aus dem Untergrund, verbessern die Ableitung von Oberflächenwasser, sorgen für eine gleichmäßige Übertragung der Gleiskräfte und wirken auch gleichzeitig als Frostschutz. Eine andere Form des Frostschutzes stellen Wärmedämmschichten in Form von Hartschaumplatten bis zu einer Dicke von 16 cm dar. Zusätzlich können noch Geotextilien aus Vliesstoffen, Geogitter oder Geokunststoffe eingebaut werden. Diese trennen und filtern die Zone zwischen Planum und Planumsschutzschicht und tragen so speziell bei geringer Tragfähigkeit des Bodens zur Reduktion von Spannungen und Verformungen bei. Außerdem konnte eine positive Wirkung von Frostschutzschichten in Kombination mit Geotextilien hinsichtlich Vibrationen und Körperschallemissionen festgestellt werden (siehe Kapitel 4.1.6.2) [22].

Aufgrund der geringen Möglichkeiten nach Fertigstellung Geometriekorrekturen vorzunehmen, werden bei Fester Fahrbahn sehr hohe Anforderungen an die Tragfähigkeit und folglich den Unterbau gestellt. Der grundsätzliche Aufbau des Untergrunds einer Festen Fahrbahn besteht aus einer Schicht verdichteten oder hydraulisch stabilisierten Bodens gefolgt von einer Frostschutzschicht aus verwitterungs- und frostbeständigen Kiessand sowie einer Beton- oder Asphalttrageschicht, auf welcher dann die eigentliche Fahrbahnkonstruktion errichtet wird. In den Niederlanden und Japan werden bei weichen Böden oftmals Verbesserungen der Tragfähigkeit durch Injektion oder Mischung des Untergrunds mit flüssigem Mörtel bestehend aus Zement und Kalkstein erzielt [8]. Die Beton- oder Asphalttrageschicht dient zur Herstellung eines festen, ebenen Untergrunds sowie zur Erhöhung des Frostwiderstands. Die Frostschutzschicht dient zur schnellen Ableitung von Oberflächenwasser, verhindert durch die kapillarbrechende Wirkung das Aufsteigen von Wasser aus dem Untergrund und ermöglicht auch den Ausgleich von Steifigkeitsunterschieden der Untergrundschichten. Die hydraulisch gebundene Tragschicht schließt das System ab und ermöglicht durch stufenweise Angleichung der Steifigkeiten von oben nach unten eine Erhöhung der Gesamttragfähigkeit [22].



2.2.5 Instandhaltung

2.2.5.1 Schienenbearbeitung

Schienenbearbeitungsverfahren werden für verschiedenste Anwendungsbereiche eingesetzt. Die wichtigsten sind im Bereich der Optimierung neuer Schienen, Wiederherstellung von Schienenquer- und Längsprofil, Entfernung von Schienenfehlern wie Riffeln und Schlupfwellen und Ermüdungserscheinungen wie Head checks und Squats, Herstellung von Sonderprofilen sowie Lärm- und Erschütterungsbekämpfung [20]. Schienenschleifmethoden werden hauptsächlich bei geringem Materialabtrag eingesetzt [22]. Bei Nordamerikanischen Bahnen konnte eine Verdopplung der Schienenlebensdauer durch umfangreiche Schleifprogramme erzielt werden [139].

Je nach Bearbeitungszeitpunkt kann zwischen vier verschiedenen Strategien unterschieden werden.

1. Präventives Schleifen dient zur Aufrechterhaltung optimaler Berühr- und Fahrflächenverhältnisse. Durch die Entfernung von Ermüdungsrissen im Anfangsstadium kann der Materialabtrag minimiert und die Bildung von Riffeln vermieden oder zumindest verzögert werden [138].
2. Zyklisches Schleifen erfolgt in festgelegten Zyklen, welche in Abhängigkeit von der Schadensentwicklung festgelegt werden. Die oberste Materialschicht wird entfernt, geringe Querprofilkorrekturen können dabei durchgeführt werden.
3. Symptomabhängiges Schleifen erfolgt bei Erreichen bestimmter Eingriffsschwellen. Die Eingriffsschwellen können auf Basis von Schädigungsniveaus festgelegt werden. Typische Eingriffswerte sind beispielsweise bei kurzwelligen Riffeln 0.05 mm, langwelligen Riffeln 0.1 mm und 0.4 - 0.5 mm bei langen Wellen [20]. Eine weitere Möglichkeit ist die Definition der Eingriffsschwelle auf Basis des Schallemissionspegels wie beispielsweise beim besonders überwachten Gleis bei der DB [29].
4. Korrektives Schleifen wird zur Beseitigung bereits stark vorhandener Riffel und Wellen sowie Querprofildeformationen eingesetzt. Ausreichend Materialabtrag ist zu gewährleisten um ein Wiederauftreten der Schädigung möglichst lange zu verzögern [20]. In manchen Literaturstellen wird sogar darauf hingewiesen, dass selbst bei Entfernung der tiefsten Riffeln kleine Ermüdungsrisse unterhalb der Riffeltäler bestehen bleiben und zum Wiederauftreten der Riffeln beitragen [138].

Im Bereich der Schienenbearbeitung werden Unebenheiten mit Wellenlängen größer 1 cm in vier Klassen unterteilt. Die Bereiche dieser Klassen sowie die zulässigen Abweichungen sind von Land zu Land verschieden. Die Deutsche Norm sowie die EN 13231-3:2006 unterscheiden nach der Wellenlänge vier Klassen.

Hinsichtlich der zulässigen Abweichungen sowie zulässigen Überschreitungen haben drei Beurteilungskriterien die größte Relevanz: Gleitender Mittelwert der quadratischen RMS Amplituden (Moving Average RMS), Gleitender Mittelwert der Spitze-Spitze Werte (Moving Average Peak to Peak), zulässige Anzahl der Überschreitungen je 100 m reprofilierte



Schiene (Number of incidences per 100 m rail). Die Unterteilung der Klassen und die zulässigen Abweichungen sind in EN 13231-3:2006 [163] festgelegt.

Die zulässigen Abweichungen werden derzeit mittels optoelektronischer oder Ultraschallprüfverfahren überprüft. Nachteil dieser Verfahren ist, dass sie nicht direkt vom Messzug aus anwendbar sind. Die DB Systemtechnik im Ressort Systemverbund Bahn hat vor kurzem ein neues Wirbelstromprüfverfahren entwickelt, mit dem direkt während der Schleifahrt die Oberflächenrauheit aufgrund der Schleifriefentiefe überprüft werden kann [140].

Im Bereich des Schienenschleifens kann entsprechend der eingesetzten Schleiftechnik zwischen Schleifen mit rotierenden Schleifscheiben und Schleifen mit oszillierenden Schleifsteinen unterschieden werden.

Schleifen mit rotierenden Scheiben

Beim Schleifen mit rotierenden Scheiben werden meist Schleifscheiben aus Korundmaterial mit 130 – 260 mm Durchmesser verwendet. Schleifzüge sind je nach Bauart mit 16, 24, 32 oder 48 Schleifscheiben ausgestattet [22]. Der durchschnittliche Materialabtrag pro Überfahrt liegt bei etwa 0.2 mm und ist dabei weitgehend materialunabhängig. Die Firma Speno International SA konnte jedoch bei Schleiftests im Gleis sowie bei Versuchen auf deren eigener Prüfbank einen um durchschnittlich 10 - 25 % erhöhten Materialabtrag beim Schleifen von Bainitschen Schienen feststellen [136].

Vorteilhaft bei dieser Schleifmethode sind die Möglichkeit der Querprofilanpassung und Reprofilierung der Schiene sowie die relativ hohe Schleifgeschwindigkeit von 8 -12 km/h. Für größeren Materialabtrag ist diese Form der Schienenbearbeitung nur durch eine entsprechend höhere Anzahl von Bearbeitungsfahrten geeignet. Querprofilanpassungen sind im Bereich von ± 0.2 mm möglich [11]. Nachteilig ist die mit hoher Schleifleistung einhergehende Funkenbildung, die besonders bei trockener Witterung zu Problemen durch Brandgefahr führen kann.

Aufgrund der begrenzten Zahl an Schleifkörnern sowie eventuellen Unwuchten, Verschleiß durch den Betrieb und Lagerspiele verbleibt durch die rotierende Bewegung nach dem Schleifen ein periodisches Schleifriefenfeld in Querrichtung auf der Schiene [22]. Dies führt manchmal zu einem höheren Lärmpegel. Vor allem bei Schienen mit geringerem Verschleiß (z.B. kopfgehärtete Schienen) und bei geringen Achslasten können diese Schleifriefen über einen längeren Zeitraum (mehrere Wochen) bestehen bleiben [10]. Eventuelle Auswirkungen auf die Bildung von Welligkeiten konnten bis jetzt noch nicht direkt nachgewiesen werden (siehe auch Kapitel 3.1.3).

Schleifen mit oszillierenden Schleifsteinen

Bei diesem Verfahren werden mit Hilfe von Schleifsteinen feine Späne abgehoben. Der Spanabtrag liegt bei 0.05 – 0.07 mm je Überfahrt. Neuere Maschinen verfügen über bis zu fünf Schleifaggregate mit je sechs Schleifsteinen [22]. Aufgrund des geringen Materialabtrags und der durch die Bewegung in Längsrichtung sehr glatten Oberfläche wird dieses Verfahren hauptsächlich im Bereich des Neulagenschleifens sowie des Akustischen



Schleifens eingesetzt. Nachteilig sind die relativ langsame Schleifgeschwindigkeit von etwa 300 – 400 m/h sowie dass aufgrund der Form der Schleifsteine keine Reprofilierung der Schiene durchgeführt werden kann [135].

Neuschienenschleifen

Durch das Schleifen neuer Schienen, bezeichnet als Neuschienenschleifen, werden die randentkohlte Schicht, Zunderreste und eventuell entstandener Rost entfernt. Dadurch wird Material mit veränderten Eigenschaften als das Grundmaterial abgetragen. Anstelle des ursprünglichen Mikrorauigkeitsspektrums tritt das Schleifriefenspektrum, das je nach Schleifverfahren und Schleifbedingungen variiert. Vorteile des Neuschienenschleifens liegen in der Korrekturmöglichkeit von Einbautoleranzen an Befestigungen (z.B. Einbauneigung), Zwischenlagen, Schwellen und Unebenheiten an Schweißungen, Anpassungsmöglichkeit des Schienenkopfprofils an örtliche Gegebenheiten (z.B. asymmetrische Profile in engen Bögen, Anti-Headcheck-Profile bei hochbelasteten Strecken), der Entfernung von Beschädigungen beim Einbau (z.B. Schottersteineindrücke) sowie der Verzögerung des erstmalig notwendig werdenden Instandhaltungsschleifens im Vergleich zu neuen Schienen, die nicht geschliffen wurden [10][11].

In einer Studie konnte gezeigt werden, dass durch Neulagenschleifen die Riffelbildung erheblich verzögert werden kann [20]. Der ermittelte Zusammenhang ist in Abbildung 8 graphisch dargestellt. Gemäß der Deutschen Bahn kann durch das Schleifen neuer Schienen die Eingriffsgrenze für korrekatives Schleifen um 60 million gross tons (MGT) erhöht werden [21]. Eine Gegenüberstellung der Eingriffsschwelle ist in Abbildung 9 ersichtlich.

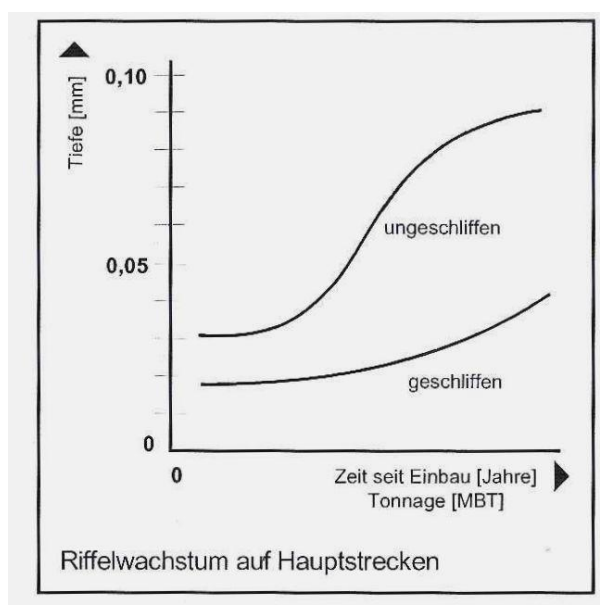


Abbildung 8: Verzögerung des Riffelwachstum auf Hauptstrecken durch Neuschienenschleifen [20].

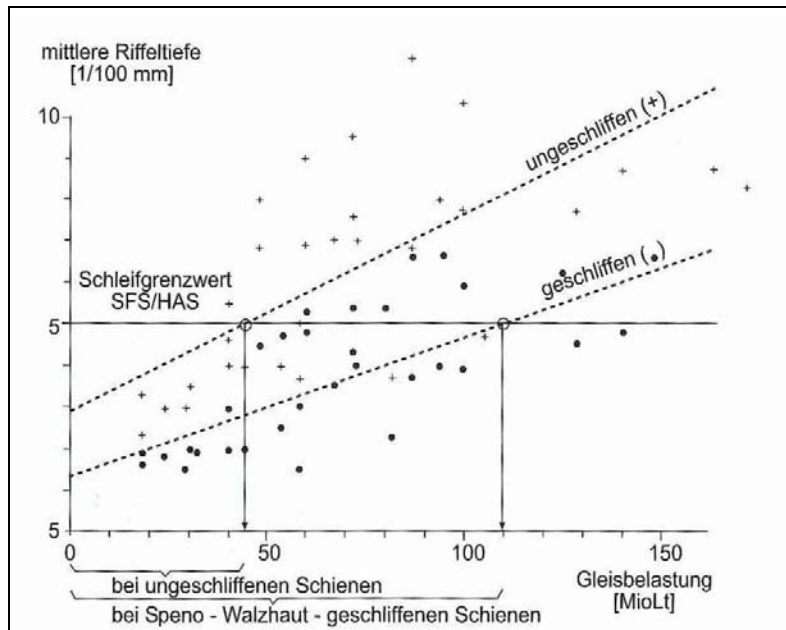


Abbildung 9: Vergleich der Eingriffsschwelle für geschliffene und nicht geschliffene neue Schienen [22]

Eine mögliche Erklärung der verzögerten Riffelbildung liegt in der Entfernung von herstellungsbedingten Materialunterschieden wie beispielsweise durch Reste von Zunder oder entkohlte Schichten im Bereich der Schienenoberfläche, welche aufgrund ihrer geringeren Härte zu höherem Verschleiß und bei angeregten Schwingungen zu Riffelbildung neigen.

Der durchschnittliche geforderte Materialabtrag bei Neulagenschleifen beträgt 0.3 mm (DB Richtlinie 824.4010). Zahlreiche Bahnverwaltungen wie die ÖBB oder DB fordern das Schleifen aller neuen Schienen innerhalb von sechs Monaten nach dem Einbau. Bei Schienenerneuerungen in Hauptgleisen mit Geschwindigkeiten über 120 km/h ohne Gleisumbau und bei Einzelauswechselungen von Ersatzschienen in Gleisen oder Weichen fordert die DB Richtlinie 824.4010 bereits eine Bearbeitung der Schienen vor dem Einbau. Die Bearbeitung ist hinsichtlich Materialabtrag und Einhaltung der Abnahmerichtwerte zu dokumentieren.

Auf Neubaustrecken speziell auf jenen mit hohen Anforderungen wie den französischen und deutschen Hochgeschwindigkeitsstrecken werden die Schienen noch vor Aufnahme des regulären Betriebs geschliffen [20]. Ergebnisse hinsichtlich möglicher Unterschiede der Effektivität von Neulagenschleifen zwischen dem Schleifen sofort nach Einbau versus innerhalb von sechs Monaten liegen derzeit noch nicht vor.

Akustisches Schleifen

Akustisches Schleifen wird vor allem in dicht besiedelten Gebieten zur Lärmreduktion angewandt. Dabei werden vor allem kurzwellige Riffeln mit Wellenlängen bis 10 cm und Amplituden zwischen 50 – 70 µm entfernt [22]. Zur Maximierung der Verringerung des Schalldruckpegels werden geringere Schleifgeschwindigkeiten, das Schleifen mit oszillierenden Schleifsteinen sowie zusätzliche Polierschleiffahrten angewandt. Das Ziel ist eine möglichst glatte Lauffläche der Schiene und folglich verringerte Lärmemissionen (siehe Kapitel 4.1.4.1)[127]. Dennoch wurden in einer Studie in den Niederlande vergleichbare Lärmreduktionen bei akustischem Schleifen im Vergleich zu konventionellem Schleifen beobachtet. Der große Vorteil liegt demnach hauptsächlich in der regelmäßigen Instandhaltung des Gleises basierend auf einer kontinuierlichen Überwachung des Rauigkeitslevels [127].

Hochgeschwindigkeitsschleifen

Beim sogenannten Hochgeschwindigkeitsschleifen (High speed grinding) liegt die Schleifgeschwindigkeit bei bis zu 80 km/h. Aufgrund dieser hohen Geschwindigkeit ist einerseits der Materialabtrag relativ gering andererseits ist es ohne Behinderungen des regulären Fahrbetriebs möglich öfter Schleiffahrten durchzuführen [29].

Weitere Schienenbearbeitungsverfahren stellen das Schienenhobeln sowie –fräsen dar.

Schienenhobeln

Schienenhobeln wird vor allem bei erforderlichlichem Materialabtrag von über 0.4 mm eingesetzt. Dies tritt hauptsächlich bei Verschleißerscheinungen an der Fahrkante des Außengleises sowie bei Überwalzungen am bogeninneren Gleis auf. Die Hobelaggregate sind unmittelbar hinter dem hinteren Drehgestell der Hobelmaschine angeordnet und werden hydraulisch betätigt. Anfallende Späne werden kontinuierlich mittels Magnettrommeln und Förderbändern vom Gleis entfernt und in einen Sammelbehälter transportiert. Die Vorschubgeschwindigkeit ist vom Schienenstahl, der Aufhärtung und dem abzutragenden Spanvolumen abhängig und beträgt typischerweise 1 - 1.3 m/s [22].



Schienenfräsen

Größte Materialabtragraten können mittels Schienenfräsen erzielt werden. Bei einem Abtrag von 0.3 – 0.4 mm/Maschine können bei kombiniertem Einsatz in einem Arbeitsgang bis zu 1.5 mm abgetragen werden. Pro Schiene werden zwei Fräsköpfe hintereinander eingesetzt. Die Arbeitsgeschwindigkeit beträgt bis zu 1.5 km/h [22]. Vorteil dieses Verfahrens ist die staub-, funken- und profolfreie Arbeitsweise sowie die sehr exakte Möglichkeit der Querprofilanpassung von ± 0.1 mm. Möglicher Nachteil ist, dass kein Materialabtrag unter 0.2 mm pro Fräswerkzeug sowie die Reprofilierung seitlich stark verschlissener bogenäußerer Schienen möglich sind [11].

2.2.5.2 Schienenkonditionierung (Friction Management)

Grundsätzlich erfolgt hier eine direkte Beeinflussung der Rad-Schiene Kontaktbedingungen mit Hilfe von klassischen Schmierfetten, Reibwertmodifizierern (friction modifier) sowie Reibungsverstärkern (friction enhancer).

Nach der Form der Anwendung kann zwischen mobiler wie z.B. durch schienenfahrtaugliche Pickups (high-rail), stationärer (wayside) und on-board Applikation unterschieden werden [23][179].

Bei mobiler Applikation erfolgt der Auftrag des Schmierfetts oder Reibwertmodifizierers durch speziell ausgestattete Pick-ups und kommt hauptsächlich auf kurzen Frachtstrecken in kleinen Streckennetzen zum Einsatz.

Bei on-board Applikation werden feste Stifte oder Sprühsysteme direkt auf der Lokomotive oder den Wagons montiert. Die Stifte werden durch Federn auf die Radlauffläche gepresst. Bei flüssigen Systemen wird der Film direkt auf die Fahrfläche des Rads, oder der Schiene gesprüht.

Stationäre Einrichtungen bestehen entweder aus mechanischen, hydraulischen oder elektronischen Systemen die bei Auslösung des Kontakts durch eine Zugüberfahrt Schmiermittel auf die Schienenfahrkante pumpen. Die Applikation von Reibwertmodifizierern erfolgt über Applizierungsbalken die direkt an der Schiene montiert sind und sowohl zur Anwendung am Spurkranz als auch auf der Lauffläche geeignet sind [120].

Schmierfette bestehen aus Grundölen mineralischer, biologischer oder synthetischer Form und Eindickstoffen wie Seifen, Bentonite oder Polyharnstoffe. Sie zeichnen sich durch niedrige Reibungskoeffizienten < 0.15 aus und werden hauptsächlich für die Spurkranzschmierung in engen Kurven zur Reduktion des Verschleiß von Radkranz und Schienenfahrkante eingesetzt.

Die Anwendung erfolgt fest oder flüssig, wodurch die Dicke des entstehenden Schmierfilms bestimmt wird [23].

Reibwertmodifizierer zeichnen sich durch einen gleich bleibenden Reibungskoeffizienten von 0.2 – 0.4 unabhängig von der Belastung aus. Bei höheren Traktionen zeigen sie eine positive Reibungscharakteristik [23]. Die Anwendung erfolgt flüssig oder fest, in Form von Stiften



(solid sticks). Grundsätzlich sind derzeit Produkte auf Öl- oder Wasserbasis am Markt vertreten. Bei den wasserbasierenden Produkten wird ein dünner Film auf Schienen- oder Radlauffläche gesprüht. Nach dem Verdampfen des Wassers verbleibt ein trockener dünner Film aus Feststoffen zurück, der auf die Räder von passierenden Zügen übertragen wird und sich im Bereich der Kurve wiederum auf die Schiene verlagert.

Bei Anwendung in fester Form werden Stifte am Rad montiert, welche den Reibwertmodifizierer direkt auf die Radlauffläche applizieren. Beim Überrollvorgang wird ein dünner Film auf die Lauffläche der Schiene übertragen [119].

Produkte auf Ölbasis bestehen aus synthetischen Estern, Fettseifen, Festschmierstoffen und weiteren Additiven. Sie können ebenfalls in Form von Sprühsystemen oder in fester Form aufgetragen werden [157].

Das grundsätzliche Anwendungsgebiet von Reibwertmodifizierern liegt in allen Bereichen in denen Stick-Slip Vorgänge auftreten. Als Stick-Slip wird jener Zustand bezeichnet, bei dem das System zwischen den Energiezuständen des Gleitens und der Haftung hin und her pendelt. Durch den Einsatz von Reibungsmodifizierern können Stick-Slip Effekte durch Erhöhung der Reibung vermieden werden, wodurch vor allem Verbesserungen beim Kurvenquietschen und kurzweiliger Riffelbildung erzielt werden [119].

Reibungsverstärker besitzen sehr hohe Reibungskoeffizienten zwischen 0.5 bis 0.7. Sie werden zur Verbesserung der Haftung während Beschleunigung und Bremsen eingesetzt. Der am häufigsten eingesetzte Reibungsverstärker ist Sand. Da die Anwendung von Sand jedoch erhebliche Nachteile, wie beispielsweise einen um bis zu zehnmals höheren Verschleiß an Rad und Schiene, mit sich bringt, wird vermehrt die Modifikation der Reibungsverstärker durch Aluminium und speziellen Additiven diskutiert. Derzeit befindet sich der Einsatz dieser modernen Reibungsverstärker im Entwicklungsstadium und erfolgt noch nicht im regulären Betrieb [23].

2.3 Kräfte im Rad-Schiene System

Im Schienensystem werden aufgrund des Kontakts der Räder auf den Schienen wie auch durch Umwelteinflüsse und Betriebsvorgänge statische Kräfte in Rad und Schiene erzeugt. Aufgrund von Unebenheiten im Gleis, Radunrundheiten oder Eigenschwingungen des Fahrzeugs können zusätzlich dynamische Kräfte hervorgerufen werden.



2.3.1 Statische Kräfte

Die wichtigsten statischen Kräfte im Rad-Schiene System setzen sich aus Vertikal-, Längs- und Querkräften zusammen (Abbildung 10).

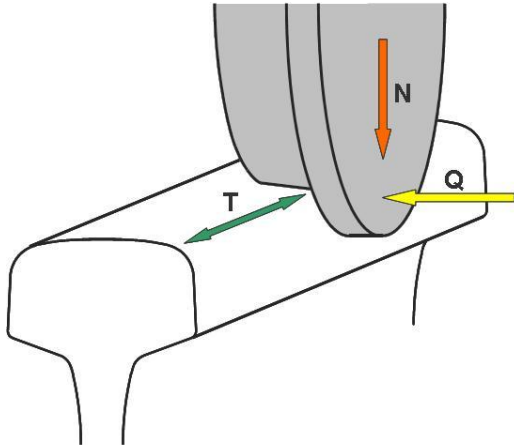


Abbildung 10: statische Kräfte im Rad-Schiene System [174].

Je nach Modellierungstiefe der Kontaktverhältnisse zwischen Rad und Schiene wird zwischen Starrem Kontakt, Hertzschem Kontakt und Nichtelliptischem Kontakt unterschieden.

Beim Modell des starren Kontaktes werden Rad und Schiene als starre Körper behandelt, wobei keine Verformungen im Kontaktbereich auftreten.

Bei der Hertzschon Kontakttheorie werden Rad und Schiene als elastische Körper betrachtet. Bei Anwendung dieser Theorie ergeben sich je nach Normalkraft in Größe und Form unterschiedliche elliptische Kontaktflächen.

Kommt es zur Überschneidung zweier Berührellipsen weicht die Kontaktfläche von den Hertzschon Ellipsen ab. Diese Form der Berühflächen kann mit elastizitätsorientierten Ansätzen wie beispielsweise dem Ansatz von Kalker berechnet werden [151].

Vertikalkräfte

Vertikalkräfte sind als der Oberflächendruck in der Kontaktfläche definiert und werden durch die Radaufstandskräfte verursacht. Typische Achslasten sind 22 – 23 t im Reiseverkehr und 35 t im Schwerlastverkehr. Vertikalkräfte verursachen Normal-, Schub- und Zugeigenspannungen unter der Schienenoberfläche [22][149].

Die maximalen Normalspannungen im Kontaktpunkt sowie die Form und Größe der Kontaktfläche können annähernd durch die klassische Theorie nach Hertz beschrieben werden. Die Anwendung der Hertz Theorie ist unter den Voraussetzungen des elastischen Verhaltens der Körper, Deformation der Körper in unbegrenzte Halbräume, einem großen Krümmungsradius im Vergleich zur Kontaktfläche sowie konstanter Krümmung im Kontaktpunkt zulässig. Bei Erfüllung der Voraussetzungen kommt es zur Ausbildung einer

elliptischen sowie flachen Kontaktfläche und einer halb-ellipsoiden Druckverteilung [23]. Die Hertzsche Formel für den Kugel-Kugel Kontakt zur Berechnung der maximalen Normalspannungen im Kontaktpunkt lautet wie folgt [116].

$$\sigma_{\max} = \frac{1}{\pi} * \sqrt[3]{\frac{6 * QE^2}{R^2}} \quad (1)$$

Q = Radaufstandskraft

E = Elastizitätsmodul

R = Radradius

Bei von der Hertz Theorie abweichenden Bedingungen können maximale Normalspannungen nach der Theorie von Kalker mittels Software wie CONTACT oder FASTSIM aber auch durch Finite Elemente Methoden ermittelt werden.

Aufgrund der sehr kleinen Kontaktfläche im Rad-Schiene System von ungefähr einem Quadratzentimeter ergeben sich sehr hohe Flächenpressungen, die wie in Abbildung 11 ersichtlich, schrittweise über die einzelnen Systemkomponenten bis zum Untergrund abgebaut werden [22].

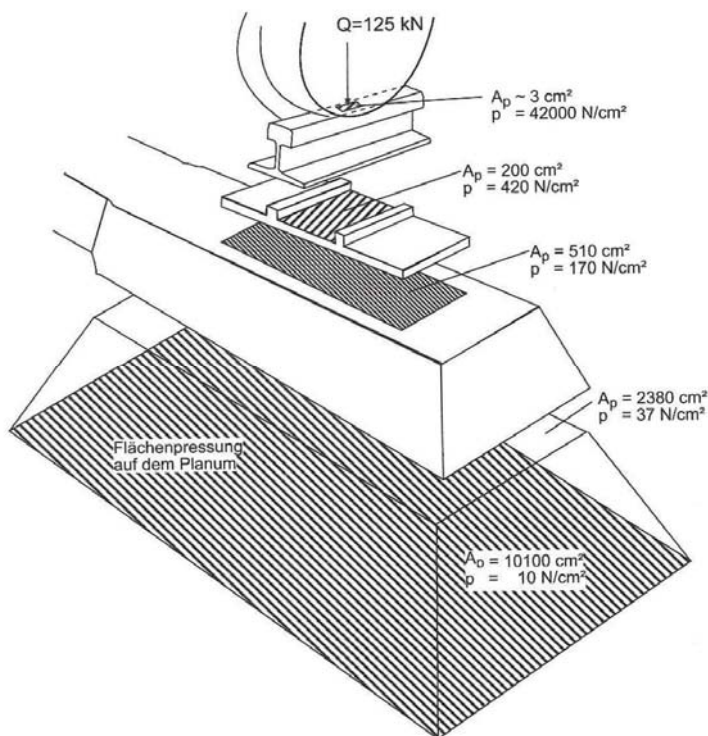


Abbildung 11: Abbau der Flächenpressung über die einzelnen Komponenten des Rad-Schiene Systems [22]

Die maximalen Schubspannungen, die aufgrund der Vertikalkräfte entstehen, errechnet sich über die Formel [116]

$$\tau_{\max} = f * \sigma_{\max} \quad (2)$$

f = Kraftschlusskoeffizient, Reibungskoeffizient

Längskräfte (Tangentialkräfte)

Längskräfte in der Schiene können durch temperaturbedingte Längenänderung der Schiene, durch Bremsen oder Beschleunigen, Schieneneigenspannungen oder Schrumpfspannungen nach dem Schweißen ausgelöst werden [22].

Bei der Beschleunigung mit Hilfe von getriebenen Achsen kommt es durch die Haftreibung zu Zugkräften vor und Druckkräften hinter der Achse. Die Höhe der Längsspannungskräfte hängt von der Radkraft und dem Haftreibungswert ab. Der Haftreibungswert ist als Verhältnis der übertragbaren Haftreibungskraft zur Normalkraft definiert [150]. Die Haftreibungskraft ist jene Kraft, die zwei sich berührende Körper daran hindert, sich gegeneinander zu bewegen. Die statische Reibungskraft (Haftreibung) entspricht der Tangentialkraft die notwendig ist, um eine Gleitbewegung der Körper auszulösen [168]. Die kinetische Reibung (Gleitreibung) ist die notwendige Tangentialkraft um diese Gleitbewegung aufrecht zu erhalten. Im Kontaktbereich zwischen Rad und Schiene treten stets Bereiche mit Haft- wie auch mit Gleitreibung auf. Diese werden als stick und slip Bereiche bezeichnet. Mit steigender Zugkraft steigt der Anteil der Gleitreibung bis zum Sättigungspunkt wo keine Haftreibung mehr auftritt und der Zustand reinen Gleitens eintritt. Der Übergang von Haft- auf Gleitreibung kann stark durch die Anwesenheit von Zwischenschichten (third body layers) beeinflusst werden [150]. Der Zusammenhang zwischen Zugkraft und Kraftschluss ist in Abbildung 12 dargestellt.

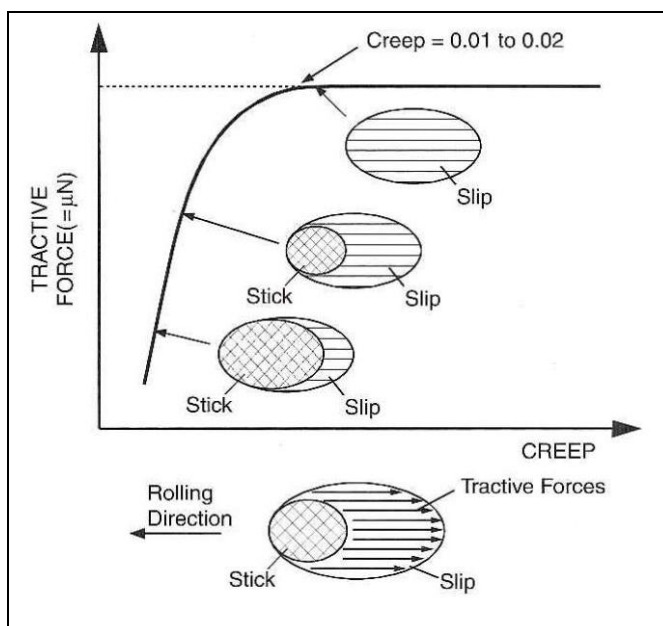


Abbildung 12: Zusammenhang zwischen Zugkraft und Kraftschluss im Rad-Schiene System [23].

Beim Bremsvorgang werden im Gegensatz zur Beschleunigung Druckspannungen vor der gebremsten Achse aufgebaut und alle Achsen in den Bremsvorgang einbezogen. Die durch die Bremsung durch Druckspannungen beeinflusste Gleislänge kann bis zu 30 m betragen [22].

Tangentialkräfte führen zu Schubspannungen in der Schienenoberfläche [149]. Die aufgrund der vorhandenen Tangentialspannungen übertragenen resultierenden Kräfte und Momente in der Kontaktfläche zwischen Rad und Schiene werden als Schlupfkräfte bezeichnet [150]. Die Schlupfkräfte setzen sich aus einem translatorischen und rotatorischen Anteil zusammen und gliedern sich in Längs-, Quer- und Bohrschlupf. Der Längsschlupf findet auf der Tangentialebene des Rades statt und ist durch die Differenz von Lauf- und Drehgeschwindigkeit gekennzeichnet. Der Querschlupf, ebenfalls ein translatorischer Anteil, kennzeichnet den Schräglauf des Rades und ergibt sich aus dem Winkel der Laufgeschwindigkeit und der negativen Drehgeschwindigkeit. Der Bohrschlupf ist der rotatorische Anteil des Schlupfes und ergibt sich wenn der Winkel der Drehachse des Rades und der im Kontakt gezogenen Normalen ungleich 90° ist. Bei einem Schlupf von null befindet sich der Kontakt im Haftgebiet, bei Werten ungleich null tritt Gleiten auf [3].

Eigenstressungen in der Schiene entstehen sowohl durch den Prozess des Rollenrichtens als auch im Fahrbetrieb beim Überrollvorgang durch die Räder.

Im Zuge des Produktionsprozesses werden die Schienen in der Rollenrichtmaschine gerichtet, um eine optimale horizontale und vertikale Ebenheit zu gewährleisten. Im Zuge dieses Rollenrichtvorgangs wird die Schiene elastisch-plastisch in wechselnde Richtung gebogen. Dadurch können erhebliche Eigenstressungen vor allem in Längsrichtung der Schiene hervorgerufen werden. Es handelt sich dabei um Zugeigenstressungen in Kopf und Fuß sowie Druckeigenstressungen im Steg. Bei ungünstigen Richtbedingungen können die Zugspannungen bis zu 60 % der Streckgrenze betragen. Die Druckspannungen im Steg können 200 N/mm^2 erreichen [22][153]. Die zulässigen Eigenstressungen im Schienenfuß dürfen gemäß DIN EN 13674-1:2008 [161] für alle Stahlsorten in Längsrichtung 250 MPa nicht überschreiten. Hohe Eigenstressungen können zu Steglängsrissen führen und wurden andererseits auch als Einflussfaktor bei der Riffelbildung erwogen (siehe Kapitel 3.2.2.2).

Querkräfte

Querkräfte werden durch die Spurführung der Fahrzeuge erzeugt und können in einen zentrisch wirkenden Anteil, ein Torsionsmoment und eine Führungskraft zerlegt werden. Die Führungskraft wird durch Parameter wie Achskraft, Konstruktion des Drehgestells, Feder- und Dämpfungskonstanten aber auch gleisgeometrischen Bedingungen und die Geschwindigkeit bestimmt [22].



2.3.2 Dynamische Kräfte

Dynamische Kräfte werden durch geometrische Unregelmäßigkeiten in Rad oder Schiene oder aufgrund von gefederten oder ungefederten Massen hervorgerufen [22]. Dynamische Kräfte entstehen grundsätzlich durch das Zusammenwirken von Zug, Ladung und Gleisstruktur. Hinsichtlich der Veränderung der Ladung mit der Zeit kann zwischen periodischer, zufälliger oder singulärer Anregung unterschieden werden. Das dynamische Zusammenspiel von Fahrzeug und Gleis kann durch das in Abbildung 13 gezeigte Model dargestellt werden [8].

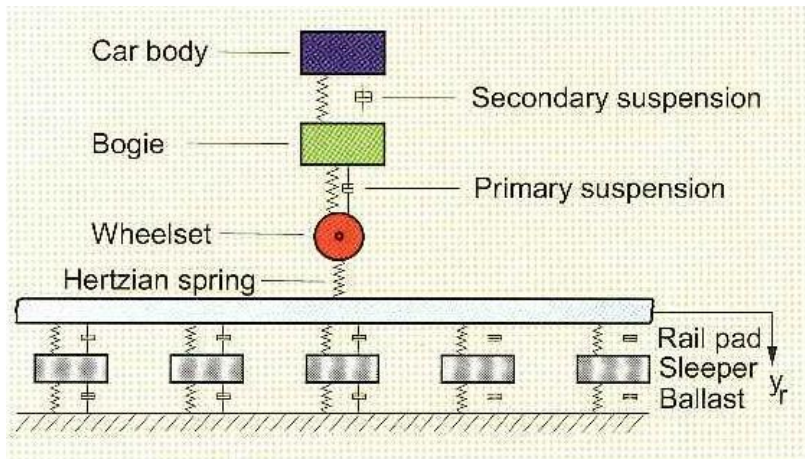


Abbildung 13: Dynamisches Model der Fahrzeug-Gleis Interaktion [8].

Dynamische Anregung findet in einem breiten Frequenzbereich von 0.5 – 1 Hz bei Beschleunigungen des Fahrzeugkastens bis zu 2000 Hz bei geometrischen Unregelmäßigkeiten statt [8].

Das Zusammenspiel von statischen und dynamischen Kräften im Rad Schiene System führt zu Verschleiß, Bildung von Weißen Schichten oder auch zu Rollkontaktermüdung und in der Folge zu Schienenschäden.

Weiße Schichten (white etching layers, WEL)

Das allgemeine Charakteristikum von Weißen Schichten ist das schlechte Anätzvermögen mit ca. 10%-iger alkalischer Salpetersäure. Weiße Schichten finden sich nicht nur auf Schienenlaufflächen sondern auch auf Kugellagerschalen, Bearbeitungsflächen sowie bei Laserbehandlungsflächen. Die Schicht zeichnet sich durch homogenes, nahezu strukturloses Gefüge sowie sehr hohe Härte von über 1200 HV, verbunden mit hoher Sprödigkeit aus. Weiters ist die Schicht thermisch stabil und zeigt daher schlechtes Anlassverhalten. Die hohe Härte wird durch verschiedene Mechanismen beeinflusst. Einige der beschriebenen Mechanismen sind die Härtung des Übergangsbereiches zwischen WEL und Perlit durch Verkleinerung des Lamellenabstandes im Perlit aufgrund von plastischer Verformung, die

Härtung aufgrund von Korngrenzen, Mischkristallhärtung und im Fall von mikrolegierten Schienen auch die Teilchenhärtung [114].

Im Bereich des Schienenverkehrs treten Weiße Schichten an der Oberfläche im Bereich der maximalen Hertzschen Pressung auf und erreichen Dicken von 100 μm . Ab einer Schichtdicke von 50 μm sind bereits feine Risse an der Oberfläche zu finden. Die Bildung startet meist als schmale Längsstreifen im Fahrspiegel und führt im Zuge von Verriffelung oft zu einem Zusammenwachsen dieser Streifen. Die Lage der Bänder ist hauptsächlich abhängig von der Profilgeometrie, Trassierung und eventuellen langwelligen Gleislagefehlern [84][114].

Hinsichtlich der Zusammensetzung und Struktur bestehen verschiedene Meinungen.

Die zwei grundlegenden Leitideen sehen einerseits die WEL als ungetemperten Martensit oder zumindest als martensitische Struktur und andererseits als Ferrit mit kleinen Zellstrukturen, durchsetzt mit feinverteilten Karbiden oder Karbiden und Oxiden.

Auch den Entstehungsmechanismus betreffend liegen verschiedene Theorien vor. Diese lassen sich generell in drei Gruppen einteilen. Die erste Gruppe geht von einer thermischen Induktion, die andere von einer vorformungsbedingten Induktion oder von einer Kombination der beiden Mechanismen aus [78]. Bei der Theorie der reinen temperaturinduzierten Phasentransformation über Austenit zu Martensit steht jedoch das sehr schlechte Anlassvermögen der WEL im Widerspruch zu klassischem Martensit. Weiters würde die extrem kurze Haltezeit der hohen Temperaturen nicht ausreichen um eine vollständige Gefügeumwandlung zu erzielen. In Bereichen von Schleuderstellen konnte die Erhaltung der WEL-Struktur oberhalb einer beim Gleitvorgang entstandenen Martensitschicht nachgewiesen werden, wodurch der Unterschied zwischen den beiden Gefügen gezeigt wurde [114]. Es wird deshalb davon ausgegangen, dass es sich bei der Weißen Schicht um eine unvollständige Gefügeumwandlung handelt [116]. Überlegungen gehen eventuell davon aus, dass verschiedene Arten von Weißen Schichten und unterschiedliche Entstehungsmechanismen bestehen [84][114].

Mikrostrukturell zeigen Weiße Schichten ein nanokristallines Gefüge mit Korngrößen um 20 nm. Die im perlitischen Grundgefüge enthaltenen Karbide sind weitgehend aufgelöst, es entsteht ein an Kohlenstoff übersättigtes verzerrtes krz-Gitter. In der Arbeit von Baumann [114] konnte gezeigt werden, dass ein inhomogener Schichtenaufbau mit Schichten unterschiedlichen Ursprungs besteht. Dies lässt darauf schließen, dass die Bildung durch mehrere Überrollvorgänge ausgelöst wird. Der verantwortliche Prozess der Schichtbildung wird hauptsächlich in der Scherverformung in Kombination mit Temperaturen unter 700 °C gesehen. Durch den Modellprozess des Mechanischen Legierens konnte ein Material mit nahezu identischen Eigenschaften einer Weißen Schicht erzeugt werden. In Abbildung 14 ist der schematische Aufbau einer Weißen Schicht und des darunterliegenden perlitischen Grundgefüges dargestellt.



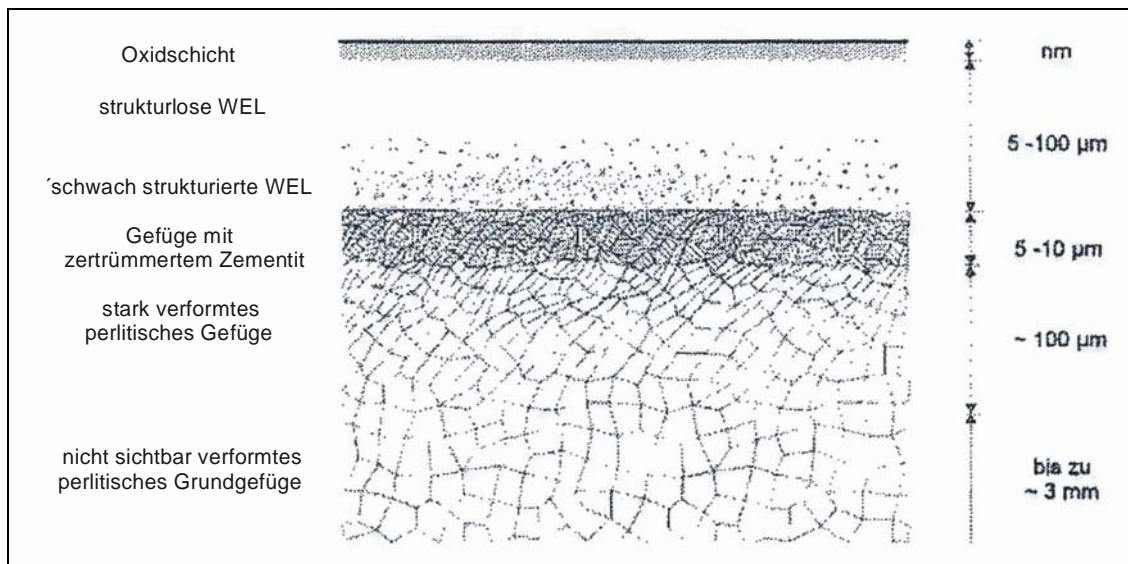


Abbildung 14: Schematischer Aufbau einer Weißen Schicht und des darunter liegenden perlitischen Grundgefüges im Querschnitt [114]

Die wichtigsten Rollkontaktermüdungsschäden sind Head checks, Squats oder Belgrospis aber auch einige Formen von Riffeln (siehe Kapitel 3.2.2.2).

Head checks sind feine Oberflächenrisse, die in mehr oder weniger regelmäßigen Abständen vor allem auf der bogenäußeren Schiene bei Radien zwischen 400 bis 1500 m aber auch an der Fahrkante beider Schienen in der Gerade auftreten können. Die Risse breiten sich ausgehend von einem Winkel von 35 – 70 ° immer steiler werdend ins Schieneninnere aus und können schlussendlich zu Schienenbrüchen führen [22]. Bei Zusammenwachsen von Head checks kann es zu Ausbrüchen kommen. Das Ausbrechen kleiner Metallteile wird als Spalling bezeichnet [49]. Mit Hilfe von Wirbelstromverfahren können Head checks bereits im Frühstadium erkannt werden [22].

Belgrospis sind Rissnester, die in einem Abstand von 20 – 100 mm vor allem auf Hochgeschwindigkeitsstrecken stets in Verbindung mit Verriffelung auftreten (siehe Kapitel 3.2.3.2).

Squats zeigen sich als halbkreis- oder v-förmige zur Fahrkante hin offene Risse am Schienenkopf mit gleichzeitiger Einsenkung der Fahrfläche. Sie treten vor allem auf geraden Gleisen und Hochgeschwindigkeitsstrecken auf [22].

3 Rauigkeit im Rad-Schiene System

Unter Rauigkeit sind in dieser Arbeit alle mehrfach auftretenden Abweichungen von einer eben gedachten Radbewegungslinie zu verstehen. Im Zuge dieser Arbeit wurde der Begriff Rauigkeit in drei Hauptbereiche untergliedert und diese hinsichtlich kennzeichnender Wellenlänge sowie Amplitude charakterisiert. Die Bereiche werden wie folgt bezeichnet:

- Mikrorauigkeit Wellenlänge bis 1 cm
- Welligkeit Wellenlänge 1 – 300 cm
- Geradheitsabweichung Wellenlänge 3 – 25 m

3.1 Mikrorauigkeit

3.1.1 Charakterisierung

Mikrorauigkeit sind alle Abweichungen von einer ideal glatten Oberfläche mit Wellenlängen bis zu 1 cm bei Amplituden bis 10 µm. Bezeichnet werden Abweichungen im Bereich der Mikrorauigkeit auch als Riefen, Schuppen, Kuppen oder Rauigkeitsspitzen auch genannt Asperiten in der Gefügestruktur des Werkstoffes [1][17].

Je nach Anwendungsbereich werden unterschiedliche Parameter zur Charakterisierung der Mikrorauigkeit verwendet.

Zur direkten Bestimmung der Rauheit von Oberflächen im Bereich der Materialprüfung oder Schleifkontrolle wird häufig der arithmetische Mittenrauhwert R_a (Abbildung 15) bestimmt. Dabei wird zunächst das aufgenommene Profil einer Filterung hinsichtlich langwelliger Anteile unterzogen um ein Rauheitsprofil zu erhalten. Daraus wird der arithmetische Mittelwert der Beträge aller Profilwerte bestimmt.

$$R_a = \frac{1}{n} * \sum_{i=1}^n |y_i| \quad (3)$$

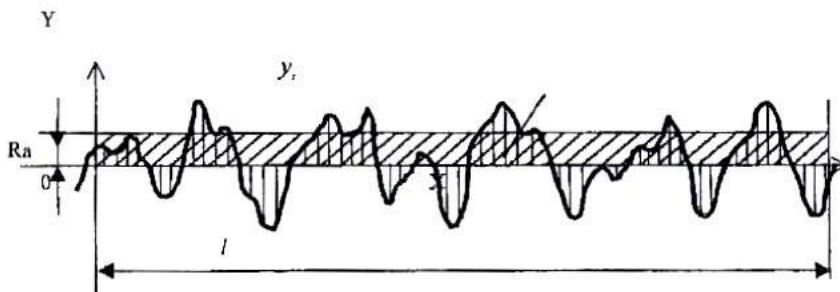


Abbildung 15: graphische Definition des arithmetischen Mittenrauhwerts R_a

Ein weiterer wichtiger Parameter im Zuge der direkten Bestimmung der Rauheit ist der mittlere Abstand der Profilabweichungen S_m (Abbildung 16) [2].

$$S_m = \frac{1}{n} * \sum_{i=1}^{i=n} S_i \quad (4)$$

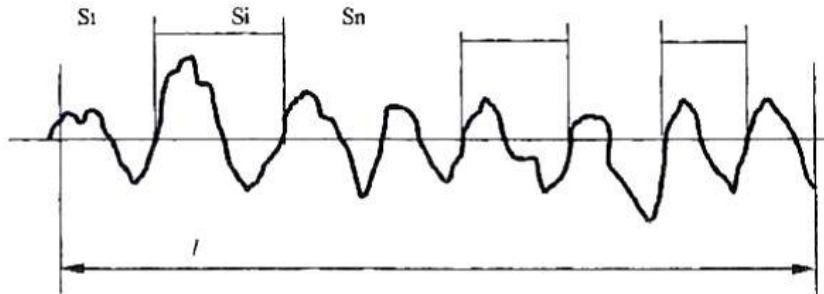


Abbildung 16: graphische Definition des mittleren Abstands der Profilabweichungen S_m

Weitere Charakterisierungsparameter sind die maximale Profilhöhe oder -tiefe R_{max} , als größte Einzelrautiefe innerhalb der Gesamtmesstrecke, die Gesamthöhe des Profils P_t , als Summe der Höhe der größten Profilspitze und Tiefe des größten Profiltals, sowie die Schiefe R_{sk} , welche Aufschluss über die Verteilung der Profilhöhen gibt [3].

Im Bereich der Lärmmessung wird die Rauigkeit oft in Form des logarithmischen Rauigkeitslevel $L_r = 20 \log (r/r_o)$ dargestellt. Wobei r die Rauigkeitsamplitude in einem bestimmten Wellenlängenband und r_o den Bezugswert mit $1 \mu\text{m}$ bezeichnet [4]. Für die Lärmemission im Schienenverkehr ist vor allem die Rauigkeit gemessen in Längsrichtung von Bedeutung, da sie eine Anregungsquelle für Schwingungen beim Überrollvorgang darstellt. Die Rauigkeit gemessen in Querrichtung ist für die Lärmemission im Rad-Schiene System von untergeordneter Bedeutung da sich die Unebenheiten beim Überrollvorgang in der Bewegungslinie befinden und somit kaum zur Anregung von Schwingungen führen [11]. Im Falle des Kurvenquietschens, wobei Quer- und Längsgleitbewegungen bei der Anregung eine Rolle spielen [53], scheint jedoch durchaus auch die Rauigkeit in Querrichtung von Bedeutung.

3.1.2 Ursachen

Hinsichtlich der Ursachen zur Entstehung von Mikrorauigkeiten muss zwischen Rad und Schiene unterschieden werden.

3.1.2.1 Ursachen beim Rad

Herstellungsprozess

Die Endbearbeitung von Schienenfahrzeugrädern erfolgt durch Drehen. Aufgrund dieses Bearbeitungsschrittes ergeben sich Rauheiten im Bereich von R_a bis zu $10 \mu\text{m}$ [5]. Die Rauigkeit wird über die gesamte Oberfläche vom Hersteller kontrolliert. Abhängig von der Radsatzbauart und dem eingesetzten Geschwindigkeitsbereich werden von den Bahnen für verschiedene Bereiche des Rads (Radsteg, Lauffläche) einzuhaltende Grenzwerte vorgegeben. Die zulässige Rauheit auf der Lauffläche beträgt beispielsweise bei der DB AG für den Hochgeschwindigkeitsbereich $R_a \leq 6.3 \mu\text{m}$. [14].

Bremssysteme

(siehe Kapitel 2.1.3)

Grauguss-Klotzbremzen führen aufgrund der Reibung des Klotzmaterials auf der Radlauffläche zu einer steigenden Rauheit und in der Folge zu Entstehung von Welligkeiten (siehe Kapitel 3.2.2.1). Verbundsohlenbremsen hingegen polieren die Lauffläche und ermöglichen dadurch sogar eine Abnahme der Anfangsrauheit auf R_a Werte kleiner $5 \mu\text{m}$.

Instandhaltung

Die Instandhaltung der Räder hinsichtlich Wiederherstellung von Rund- und Planlauf erfolgt hauptsächlich durch den Einsatz von Unterflurdrehbänken. Nach der Entfernung von Unebenheiten, Riffeln und eventuellen Ausbrüchen auf der Radlauffläche, werden wie beim Herstellungsprozess für den Bearbeitungsprozess typische Rauheiten von bis zu $10 \mu\text{m}$ erzielt.

3.1.2.2 Ursachen und Einflussfaktoren bei der Schiene

Instandhaltung

Zur Instandhaltung von Schienen werden die im Kapitel 2.2.5.1 beschriebenen Verfahren verwendet.

Beim Schienenschleifen mit rotierenden Scheiben verbleiben aufgrund der Anordnung und der Arbeitsweise der Schleifscheiben nach der Bearbeitung Schleifriefen quer zur Fahrtrichtung. Die Tiefe dieser Riefen ist abhängig von der Schleifgeschwindigkeit, der Umdrehungsgeschwindigkeit der Schleifsteine, dem Spiel der Schleifmodule sowie der Qualität der Schleifsteine hinsichtlich Körnung, und liegt normalerweise auf der Fahrfläche und der –kante im Bereich von $2 - 10 \mu\text{m}$ (gemessen als Mittenrauigkeit R_a in Schienenlängsrichtung), im Außenkantenbereich werden auch Werte bis $15 \mu\text{m}$ gemessen



[10][11]. Eine durchschnittliche Rauigkeitsverteilung nach dem Schleifen mit rotierenden Scheiben ist in Abbildung 17 dargestellt.

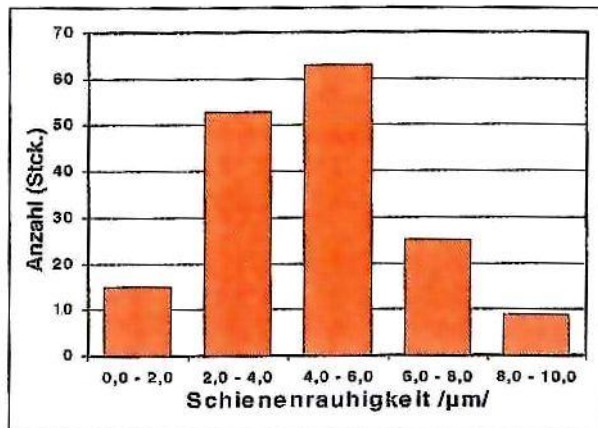


Abbildung 17: Häufigkeitsverteilung der Schienenrauigkeit nach dem Schleifen mit rotierenden Schleifscheiben mit einer Schleifmaschine des Typs RG 48 [25].

Durch Schleifen mit oszillierenden Schleifsteinen entstehen Riefen in Fahrtrichtung. Die Rauigkeit in Längsrichtung gemessen ist daher vernachlässigbar klein. Für die Rauigkeit in Querrichtung sind keine Grenzwerte spezifiziert.

Durch Schienenfräsen wird eine typische Fräsoberfläche erzeugt. Die Rauigkeit der einzelnen Fräsfacetten liegt im Bereich von $R_a < 1 \mu\text{m}$, das insgesamt Fräsbild weist jedoch eine Längswelligkeit von wenigen Hundertstelmmillimetern im Bereich von Wellenlängen zwischen 10 – 30 mm auf und erfordert eine zusätzliche Bearbeitung durch Schleifen [11].

Richtlinien hinsichtlich der einzuhaltenden Mikrorauigkeit nach dem Schleifvorgang existieren länderspezifisch (DB Richtlinie 824.8310 Schienenbearbeitung abnehmen) wie auch auf europäischer Basis durch EN 13231-3:2006 [163]. Üblicherweise wird ein Maximalwert R_a von $\leq 10 \mu\text{m}$, gemessen in der Lauffläche $\pm 15 \text{ mm}$ von der Schienenachse, gefordert.

Der Nachweis zur Einhaltung dieses Grenzwerts wird üblicherweise ein Mal pro Schleifschicht gemessen und dokumentiert. Gemäß EN-ISO 4288 werden fünf Einzelmessungen zur Berechnung des gemittelten R_a -Werts herangezogen. In der DB Richtlinie 824.8310 ist eine Messung von R_a bei einer sichtbar starken Rauigkeit und Riefenstruktur vorgesehen. Dabei sind 6 Messungen im Bereich des Fahrspiegels in Abstand von ca. 2 m, Messlänge der Einzelmessungen 2.5 mm, durchzuführen, und der R_a -Wert zu bestimmen. Dabei darf gemäß EN Norm 13231:2006 ein Messwert oder maximal 16 % der gemessenen Längen den Grenzwert von $10 \mu\text{m}$ übersteigen, gemäß deutscher Norm müssen alle Messwerte unter $10 \mu\text{m}$ betragen.

Herstellungsprozess

Die Rauigkeit aus dem Herstellungsprozess wird durch verschiedene Faktoren beeinflusst.



Zunderbildung (Restzunder)

Sowohl beim Aufheizvorgang im Hubbalkenofen als auch während dem Walzprozess gelangt Sauerstoff an die Oberfläche der Schiene. Dabei kommt es zur Oxidation des Eisens zum Eisenoxid (Zunder) und Verbrauch des im Eisen gelösten Kohlenstoffs. Die Verzunderung ist ebenfalls abhängig von der Temperatur und erreicht ihr Maximum bei 850 °C. Ein Großteil des entstehenden Zunders wird durch Entzunderung mittels Hochdruckwasserstrahl entfernt [177].

Bildung einer randentkohlten Schicht

Bei der Erwärmung des Schienenvormaterials von Raumtemperatur auf Walztemperatur im Hubbalkenofen kommt es zur Diffusion des Kohlenstoffs an die Oberfläche, wo er aufgrund von Oxidationsvorgängen in Form von CO und CO₂ aus dem Material entfernt wird. Dadurch kommt es zur Verarmung der Korngrenzen an Kohlenstoff und einer Auflösung des Zementits im Perlit. Die verbleibende an Kohlenstoff verarmte Schicht wird als randentkohlte Schicht bezeichnet und ist durch geringere Härte als das Grundmaterial charakterisiert. Die Tiefe der randentkohlten Schicht sowie die Verringerung der Härte hängen von der Temperatur, dem C-Gehalt, dem Gefügestand, dem Brennstoff sowie erheblich vom Zeitraum der Diffusionsvorgänge ab. Die Zunahme der Entkohlungstiefe sowie der Verringerung der Härte bei HSH[®] Schienen in Abhängigkeit von der Liegedauer im Ofen ist in Abbildung 18 und Abbildung 19 dargestellt. In geringerem Ausmaß setzt sich die Entkohlung während der Abkühlung nach dem Walzen fort. Weichere Schienenstahltypen wie R260 zeigen Tendenz zur Bildung größerer Randschichten als kopfgehärtete Schienen vom Typ 350HT. Die durchschnittliche Dicke der randentkohlten Schicht bei perlitischen Schienen beträgt unter Standardherstellbedingungen ca. 300 µm [12] [175][176][177].

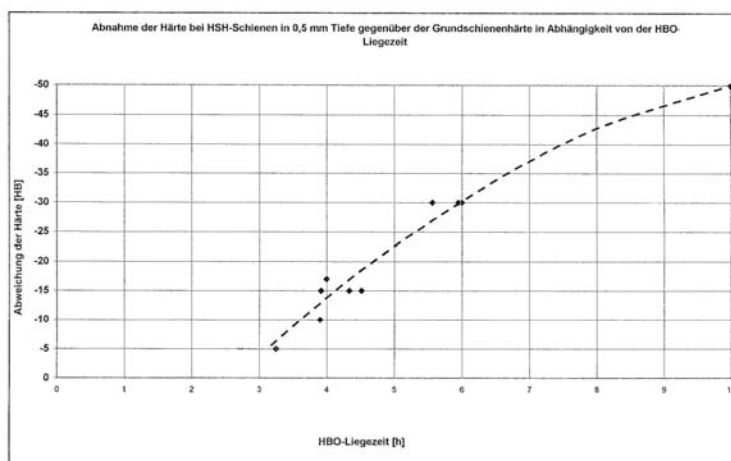


Abbildung 18: Abnahme der Härte bei HSH[®]-Schienen in 0.5 mm Tiefe in Abhängigkeit von der Hubbalkenofen (HBO) Liegedauer [115].

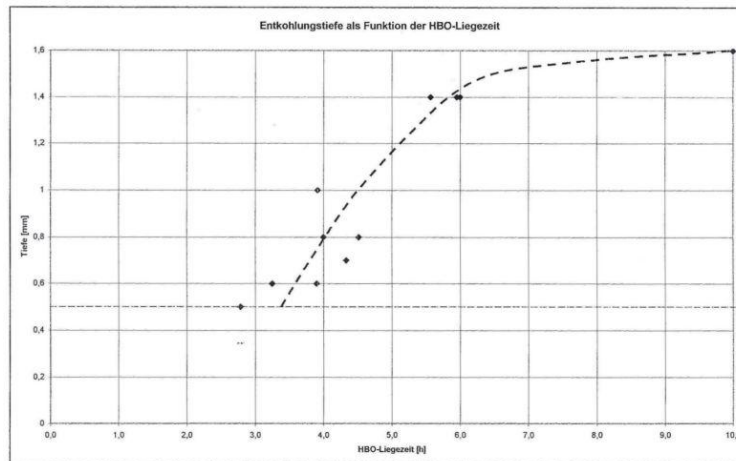


Abbildung 19: Zunahme der Entkohlungstiefe bei HSH[®]-Schienen in Abhängigkeit von der HBO-Liegedauer [115].

Walzhaut

Im Zuge des Walzprozess sowie des Richtprozesses wird die Oberflächenrauigkeit der Walzen in die Oberfläche der Schiene eingepresst. Abhängig vom Walzenwerkstoff und der Walzenrauigkeit kommt es zur Ausbildung einer unterschiedlich rauhen Walzhaut.

Durch die veränderte Gefügestruktur im Bereich der randentkohnten Schicht in Wechselwirkung mit dem Einpressen der Oberflächenrauigkeit und damit der Ausbildung der Walzhaut sowie verbleiben von Zunderresten auf der Schienenoberfläche wird die Rauigkeit von neuen Schienen bestimmt. Sie schwankt unmittelbar nach der Produktion zwischen R_a 0,8 µm [12] und R_a 1,8 µm [13].

3.1.3 Auswirkungen

Lärm und Vibrationen

Abweichungen von der perfekt glatten Oberfläche bereits im Mikrorauigkeitsbereich führen zu Schwingungsanregung in Rad und Schiene und in der Folge zur direkten Abstrahlung von Luftschall oder Übertragung der Vibrationen in weitere Komponenten des Systems und schließlich zu Erschütterungen. Details sind in den Kapiteln 4.1.4 und 4.1.6 ausgeführt.

Kontaktspannungen und Rissentwicklung

Während der Überrollung der Schiene durch das Rad kommt es zu einer wiederkehrenden Belastung und Entstehung von Spannungen an den Rauigkeitsspitzen, den sogenannten Asperiten. Bei überschreiten der Fließgrenze des Materials kommt es zu einer teilplastischen Deformation einiger Bereiche des Kontaktpunktes, die jedoch immer an Zonen rein elastisch deformierten Materials grenzen. Bei Entlastung entstehen dadurch Eigenspannungen, die in

folgenden Zyklen die Wahrscheinlichkeit für plastische Verformung verringern. Gemeinsam mit dem Effekt der Kaltverfestigung können dadurch höhere Lasten als das elastische Limit getragen werden. Dieser Prozess ist jedoch auf die oberflächennahe Schicht beschränkt und wird als Einspielgrenze in Englisch „shakedown limit“ bezeichnet. Trotz Lasten unterhalb der Einspielgrenze wurden beim Normalbetrieb des Shinkansen schwere plastische Deformationen in einer einige Mikrometer dicken Oberflächenschicht beobachtet. In Versuchen von Kapoor et al. [15] wird anhand von Experimenten mit einer Twin-Disk Maschine die Hypothese untersucht, dass Mikrorauigkeitsspitzen für die plastische Verformung verantwortlich sind. Sowohl durch Auswertung des experimentellen Versuchs mittels twin-disk als auch aufgrund von Berechnungen aus einem gemessenen Rauigkeitsprofil einer Schiene einer Shinkansen Hochgeschwindigkeitsstrecke konnte festgestellt werden, dass bei einem glatten Rad in den Rauigkeitsspitzen der Schiene maximale Drücke von mehr als dem achtfachen Wert als bei glattem Kontakt auftreten. Die Ergebnisse sind in Abbildung 20 dargestellt. Ebenso traten knapp unterhalb der Oberfläche im Bereich von 20 – 30 μm extrem hohe Scherspannungen von maximal 2 GPa, im Vergleich zu glattem Kontakt mit 0,3 GPa, auf. Der Vergleich ist aus Abbildung 21 ersichtlich. Dadurch kam es trotz Ausbildung von Eigenspannungen zu plastischer Deformation im Bereich der Grenzschicht auf der Schienenoberfläche. In Abhängigkeit vom Ausmaß der Rauigkeitsspitzen wird die Tiefe der plastischen Deformation beeinflusst. Die Druckverteilung eines Rades bei Druck gegen eine raue Schiene ist in Abbildung 20 gezeigt, der Vergleich der resultierenden Scherspannungen bei rauhen und glatten Oberflächen ist in Abbildung 21 dargestellt.

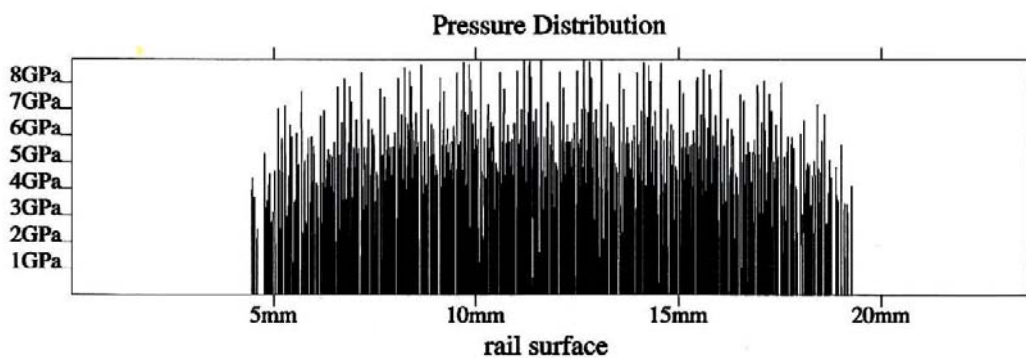


Abbildung 20: Berechnung der Druckverteilung eines Rads (Radius = 43 cm) bei Druck gegen eine raue Schienenoberfläche aus einem Shinkansen Gleisprofil [15].

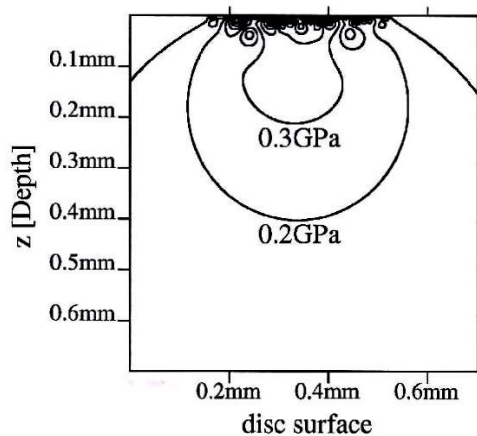


Abbildung 21: Vergleich der Scherspannungen für den Kontakt von rauhen und glatten Oberflächen; Reibungskoeffizient $\mu = 0$ [15].

In theoretischen Modellierungen von Bucher et al. [16] unter Berücksichtigung der Rauheit von Schiene und Rad wurden aufgrund von Rauigkeitsspitzen Normaldrücke von einem zehnfachen des Hertzschen Flächendruckes berechnet. Die theoretischen Berechnungen sind unter dem Vorbehalt zu sehen, dass rein elastisches Verhalten vorausgesetzt wurde. In der Praxis würde bei den gemessenen Normaldrücken bereits eine plastische Verformung auftreten, wodurch sich der Maximaldruck verringert. Die Autoren weisen jedoch darauf hin, dass die Maximalwerte sehr stark von der Filterung (berücksichtigten Wellenlängen) der Rauheiten abhängen und dass die rein linear-elastische Materialbetrachtung zu Abweichungen führen kann. Ein Vergleich der Werte bei Anwendung unterschiedlicher Filter sowie unterschiedlicher Betrachtungsmodelle ist in Abbildung 22 und Abbildung 23 dargestellt.

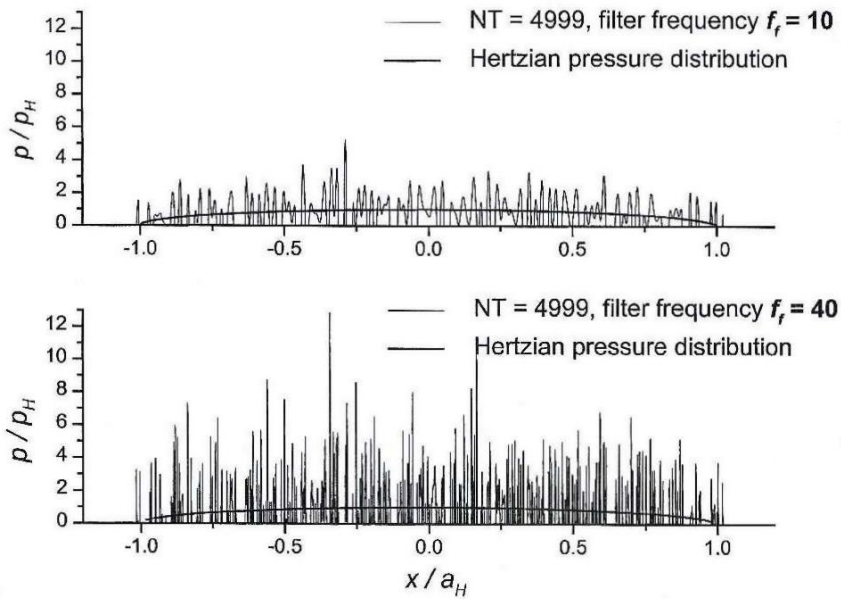


Abbildung 22: Normalspannungsverteilungen in einem Rauheitsprofil unter Anwendung unterschiedlicher Tiefenpass-Filterfrequenzen bei nomineller Hertzscher Druckspannung $p_0 = 540$ MPa [16].

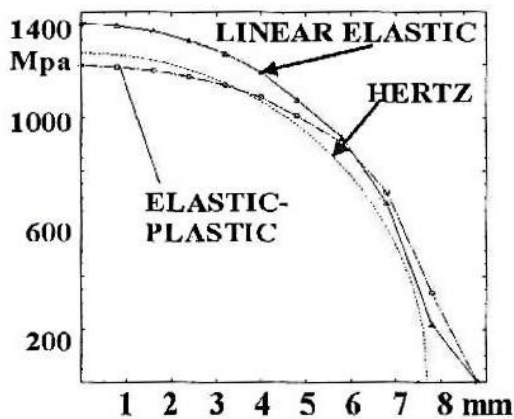


Abbildung 23: Vergleich der ermittelten Flächenpressung für einen Rad-Schiene Kontakt mittels Finite Elemente Kalkulation nach linear-elastischer, Hertzscher oder elastisch-plastischer Betrachtung [18].

Böhmer et al. [17] vertreten die Ansicht, dass trotz der hohen berechneten Spannungen raue Oberflächen nicht zu fortgesetzter plastischer Deformation der Asperiten führen. Der oben beschriebene Einspielprozess kann zu einer extremen Verfestigung der Oberflächengrenzschicht führen, wodurch sehr hohe Spannungen ohne wesentliche weitere plastische Deformationen ertragen werden. Ein wichtiger Bereich dieser Vorgänge ist die „Weiße Schicht“ oder „white etching layer“ (siehe Kapitel 2.2.1). Die Autoren gehen deshalb davon aus, dass Mikrorauigkeiten einen entscheidenden Einfluss auf die Entstehung von Weißen Schichten haben können.

Sollte dennoch die Bruchfestigkeit im Nanobereich überschritten werden und Mikrorisse entstehen, vertreten die Autoren die Theorie dass durch den auftretenden Verschleiß plastisch deformierte Nanobereiche kontinuierlich abgetragen werden, bevor sie zur fortgesetzten Rissbildung führen.

Es ist jedoch zu beachten, dass im Falle von hochfesten Schienen aufgrund der höherer Verschleißfestigkeit die Risse eventuell bestehen bleiben und in der Folge zur Bildung von größeren Rissen oder Head checks führen können.

In Berechnungen von Daves et al. [18] wird gezeigt, dass aufgrund von rauen Oberflächen eine Plastifizierung des Schienenmaterials bis in eine Tiefe von nahezu 0.5 mm bereits nach dem ersten Belastungszyklus auftritt. Die Ergebnisse werden stark durch den angenommenen Reibungskoeffizienten beeinflusst. Die Autoren kommen zu dem Schluss, dass die berechneten Zugspannungen während normaler Belastung zu Oberflächenrissen an Rauigkeitsspitzen führen können. Die Berechnungen wurden mittels Finite Elemente Methode unter Berücksichtigung der nicht linearen kinematischen Härtung für die Schiene und eines rein elastischen Verhaltens des Rads durchgeführt und ergaben eine Verdopplung des Normaldrucks im Bereich der Asperiten auf 2080 MPa. Die Autoren beobachten ebenfalls die Ausprägung eines steady states der Deformationsrate und erwägen die Entstehung von Weißen Schichten als mögliche Reaktion des Materials auf die Beanspruchung zur Verhinderung weiterer Plastifizierung. Im Gegensatz zu Böhmer et al. glauben sie dass durch die Sprödigkeit der weißen Schicht Oberflächenrisse entstehen können.

In der Arbeit von Michael Steenbergen [26] wird bezüglich der Lärmentstehung davon ausgegangen, dass Mikroasperiten des Schleifriefenmusters zwar eine Rolle spielen, jedoch für die dynamische Interaktion von Rad und Schiene geringe Relevanz aufweisen, da sie ohnehin durch plastische Deformation innerhalb weniger Überrollvorgänge geglättet werden.

Entstehung von Welligkeit

Unebenheiten im Mikrorauigkeitsbereich verursachen Anregungen beim Überrollvorgang des Rades über die Schiene. Jedes Gleis zeichnet sich durch ein charakteristisches Anregungsspektrum aus. Dieses wird als Frequenzantwortfunktion bezeichnet. Dabei kommt zusätzlich zum Tragen, dass durch die ursprüngliche Anregung aufgrund der Rauigkeit eines Rades, die Vibrationen entlang der Schiene übertragen werden und zur passiven Anregung von folgenden Rädern führen. Die dadurch ausgelösten Vibrationen in der Schiene überlagern und interferieren. Aus diesem Grund unterscheiden sich Kontaktkräfte bei mehrfachem Rad-Schiene Kontakt wesentlich von denen beim Einzelkontakt und zeigen zahlreiche Kontaktspitzen im Frequenzbereich zwischen 400 und 1000 Hz sowie generell größere Amplituden [93]. Bei Übereinstimmung der angeregten Frequenzen mit Eigenfrequenzen des Systems kommt es zur Verstärkung. In zahlreichen Studien wird die vertikale pinned-pinned Frequenz als Hauptquelle für Welligkeitsentstehung angesehen. Die pinned-pinned Frequenz ist jene Frequenz die dem Abstand der Befestigung der Schiene an den Schwellen entspricht [82]. Die ursprüngliche Rauigkeit der Schiene wird oft als



Einflussfaktor zur Anregung von Schwingungen gesehen. Stimmen die angeregten Schwingungen mit Eigenfrequenzen des Systems, wie beispielsweise der pinned-pinned Frequenz, überein, kommt es zur Verstärkung der Schwingungen, in der Folge zu unterschiedlicher Belastung an verschiedenen Orten und letztlich zur Ausbildung von Wellenbergen und -tälern. Daraus ergibt sich, dass die Riffelbildung durch die ursprüngliche Rauigkeit der Schiene maßgeblich bestimmt wird [90].

In Messungen und Versuchen in Gleisen der DB AG konnten Hölzl und Werner [137] einen Zusammenhang zwischen der Mikrorauigkeit und der Bildung von Weißen Schichten sowie letztendlich der Entwicklung von Riffeln feststellen. Sie konnten eine Entwicklung von Weißen Schichten aus der Schleifriefenstruktur beobachten. Dabei äußern sie die Vermutung dass die aufgetretenen „Weißen Flecken“ durch große unmittelbar nach dem Schleifen auftretende Tangentialkräfte durch Bremsen oder Antrieb, vor Entfernung der Schleifriefenränder durch Eindrückung aufgrund reiner Normalkräfte, entstehen können und in der Folge einen Riffelbildungsprozess einleiten. Die Wellenlänge der entstehenden Riffeln wird dann durch die Schleifriefenperiodenlänge oder das Doppelte davon bestimmt.

3.1.4 Abhilfemaßnahmen

Einsatz von Reibwertmodifizierern (fricton modifiers)

In einer Untersuchung von Eadie et al. [24] wurde die Auswirkung von Dünnschicht Reibwertmodifizierern auf Verschleiß, Rollkontaktermüdung und plastische Deformation untersucht.

In den Versuchen wurde ein Reibwertmodifizierer bestehend aus einer Suspensionen von Feststoffen und Polymergemischen auf Wasserbasis (Keltrack® Hirail) verwendet. Der Einsatz erfolgte nach der Top-of-rail Technologie.

Durch die Anwendung des fricton modifiers in Intervallen von 50 und 250 Zyklen konnte nach 100.000 Überrollungen eine deutlich glattere Oberfläche sogar im Vergleich zu neuen Schiene erreicht werden. Die Änderung der Rauheit ist in Tabelle 4 zusammengefasst.

Tabelle 4: Schienenrauigkeit nach 100.000 Überrollungen. Einfluss der Anwendung des Top-of-rail Reibwertmodifizierers [24].

<i>Sample</i>	<i>Rail roughness, R_a microns)</i>	
	<i>TOR Position A</i>	<i>Gauge Corner Position C</i>
New	1.75	1.71
“Dry”	2.05	1.27
FM500	2.02	1.43
FM250	0.49	0.50
FM50	0.38	0.43

Die Versuchsergebnisse wurden auch hinsichtlich plastischer Deformation in der Oberflächengrenzschicht ausgewertet. Die Ergebnisse zeigen, dass die Anwendung des



Reibwertmodifizierers zu einer signifikanten Reduktion der plastischen Deformation in Längsrichtung und Tiefe führte. Die Ergebnisse sind in Tabelle 5 zusammengefasst.

Tabelle 5: Plastische Deformation in Längsrichtung und Tiefe unter trockenen Bedingungen und der Anwendung eines Top of rail Reibwertmodifizierers [24].

	<i>Extent of plastic flow, mm</i>			
	<i>Position A (TOR)</i>		<i>Position C (gauge corner)</i>	
	<i>Lateral</i>	<i>Depth</i>	<i>Lateral</i>	<i>Depth</i>
Dry	0.0	0.44	3.27	1.59
FM500	0.0	0.28	2.5	1.3
FM250	0.0	0.19	1.16	0.53
FM50	0.0	0.14	1.17	0.4

Zur Abschätzung der maximalen Drücke und eventueller plastischer Verformung wurden Kontaktmodellierung mittels Vampire® Software durchgeführt und daraus ein Shakedown Diagramm für trockene Normalbedingungen und die Bedingungen unter Anwendung des Reibwertmodifizierers erstellt. Zur Ermittlung des Maximaldrucks für die gesamte Kontaktfläche wurde der Mittelwert aller Spitzen Hertzschen Flächenpressungen gebildet, wodurch sich eine leichte Überschätzung des Maximaldrucks ergibt. Dennoch lagen die auftretenden Maximaldrücke durch die Anwendung des Reibwertmodifizierers, wie in Abbildung 24 ersichtlich, unter oder nahe der Einspielgrenze während für trockene Normalbedingungen plastische Deformationen auftraten. Die erreichten Reibungskoeffizienten lagen bei Anwendung des Reibwertmodifizierers zwischen 0.28 – 0.35, unter trockenen Normalbedingungen zwischen 0.5 – 0.6.

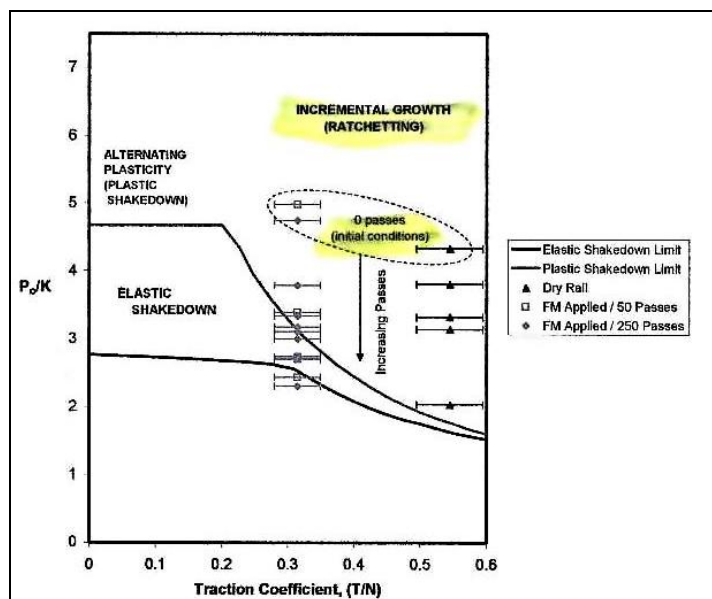
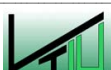


Abbildung 24: Shakedown Diagramm für trockene Normalbedingungen und Anwendung des Reibwertmodifizierers [24].



3.1.5 Messtechnik

Zur Charakterisierung der Rauigkeit wurden verschiedene Oberflächenkennwerte definiert, die in Abschnitt 3.1.1 bereits näher erläutert wurden. Je nach Art der Kennwerte werden diese aus dem ungefilterten Ist-Profil oder dem gefilterten Rauheitsprofil ermittelt. Da in einer Oberflächenstruktur immer verschiedene Gestaltabweichungen überlagert vorliegen, müssen die betreffenden Gestaltabweichungen von Interesse herausgefiltert werden. Die konkrete Trennung zwischen Rauigkeit und Welligkeit erfolgt meist mittels elektrischer Profilfilterung. Diese Profilfilterung gleicht einer Trennung mittels Sieb. Grobkörniges wird von feinem Material getrennt. Die Grenze wird durch die Siebmaschenweite, im Falle der Oberflächenmessung der Grenzwellenlänge, bestimmt. Die Größe des Filters hat erheblichen Einfluss auf die Messergebnisse. Weitere Einflussgrößen wie Art des Filters, Messpunktstand oder Art des Messgeräts haben demgegenüber geringe Bedeutung [126]. Derzeit liegt keine allgemein gültige Definition der Abgrenzung zwischen Welligkeit und Rauigkeit vor. Gemäß DIN EN ISO 11562 [164] sind fünf verschiedenen Wellenfilter mit Grenzwellenlängen von 0,08, 0,25, 0,8, 2,5 und 8 mm vorgesehen [121].

Zur Messung des Oberflächenprofils stehen eine Reihe von Messverfahren zur Verfügung. Zum einen basieren diese Verfahren auf berührungsloser Erfassung der Oberflächenstruktur, zum anderen auf Tastgeräten, die die Oberfläche mittels Stiften abtasten.

Zur berührungslosen Erfassung stehen Lichtmikroskope nach dem Interferenzprinzip, Lichtschnittmessgeräte oder Lasertaster zur Verfügung. Interferenzmikroskope erzeugen ein Interferenzspektrum aufgrund der Tatsache dass Wegdifferenzen die ein geradzahliges Vielfaches der Wellenlänge betragen zur Verstärkung, ein ungeradzahliges Vielfaches zur Abschwächung führten. Aus den Intensitäten können dann die Höhenlagen der Oberfläche abgeleitet werden [3].

Bei Lasertastern wird mit fokussiertem Laserlicht die Oberfläche abgetastet. Aus dem reflektierten Strahl wird für jeden Punkt ein Höhenwert ermittelt und dadurch die Oberflächenstruktur dargestellt [3].

Berührungslose Messverfahren zeichnen sich durch Schnelligkeit und materialschonende Erfassung der Oberflächenprofile aus. In einzelnen Fällen wurden jedoch Überhöhungen bei optisch ermittelten Werten festgestellt, wobei jedoch Kompensationsmethoden erarbeitet wurden. Ein großer Vorteil von Lasertastern liegt weiters im fokussierten Lichtpunkt von wenigen μm , wodurch feinste Profilstrukturen erfasst werden können. Der Größenunterschied im Vergleich zu Tastschnittgeräten ist in Abbildung 25 deutlich erkennbar.



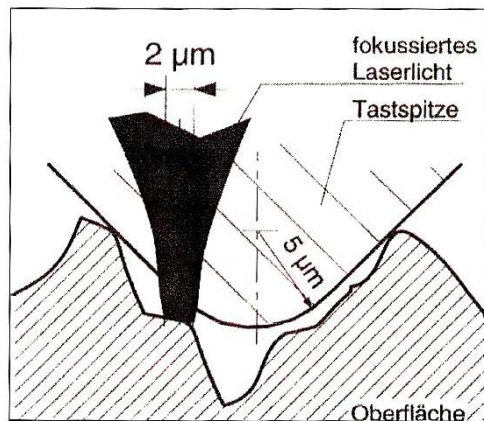


Abbildung 25: Gegenüberstellung des Tastbereichs von Tastnadel und Laserstrahl [3]

Bei Tastschnittgeräten werden kegel- oder pyramidenförmige Tastnadeln aus Diamant geradlinig über die zu messende Oberfläche geführt. Höhen und Tiefen im Oberflächenprofil werden durch die mechanische Auslenkung der Tastnadel erfasst, in ein elektrisches Signal umgeformt und verstärkt. Durch entsprechende Filterung kann dann das entsprechende Rauigkeitsprofil ermittelt und graphisch dargestellt werden. Ein häufig verwendetes Tastschnittgerät ist der Hommel Tester T500 [3].

Eine Sonderform im Bereich der Tastschnittgeräte stellen Kufensysteme, wie in Abbildung 26 veranschaulicht, dar. Dabei wird das Tastsystem mit einer bestimmten Kraft gegen die zu messende Oberfläche gedrückt. Die Tastnadel bewegt sich nur relativ zur Kufe, welche auf der Oberfläche aufliegt. Der Vorteil dieses Systems liegt darin, dass durch den Bezug der Auslenkung allein zur Kufe praktisch immer sofort der Messbereich eingehalten wird.

Ein großer Vorteil von allen Tastschnittgeräten liegt im einfachen, mobilen Einsatz vor Ort. Wichtig ist zu beachten, dass der Tastspitzenradius und eventuell vorhandene Gleitkufen die Messwerte beeinflussen [122].

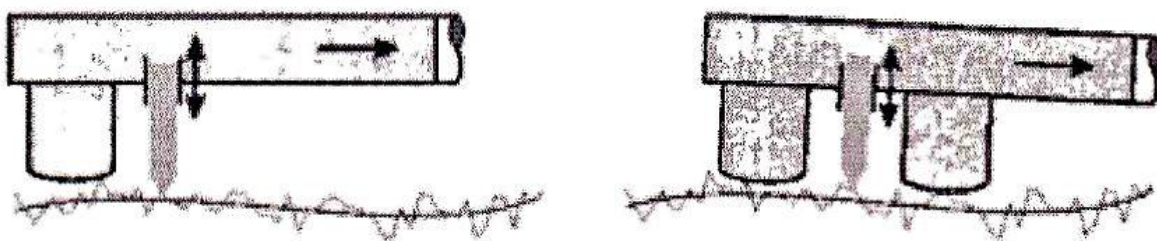


Abbildung 26: Aufbau eines Ein- oder Zweikufentastsystems [173]

3.2 Welligkeit

3.2.1 Charakterisierung

Als Welligkeit werden in dieser Arbeit alle Abweichungen von einer ideal glatten Oberfläche mit Wellenlängen von 1 bis 300 cm bezeichnet. Die Amplituden betragen dabei von 0.1 bis 1 mm. Überschneidungen sind insofern gegeben, dass Amplituden im Bereich der Mikrorauigkeit bei Wellenlängen in Größenordnung der Welligkeit auftreten. Diese Überschneidung tritt vor allem im Bereich der Radrauigkeit durch Klotzbremssysteme auf. Innerhalb der Welligkeit ergeben sich sowohl beim Rad wie auch bei der Schiene erneut Unterklassen und zahlreiche spezielle Ausprägungsformen, die durch unterschiedliche Wellenlängen, Entstehungsmechanismen, Auftrittsorte und Auswirkungen gekennzeichnet sind.

Im Englischen werden Unebenheitserscheinungen sowohl im Bereich der Welligkeit als auch schon mit Wellenlängen im Bereich von Geradheitsabweichungen, für die im Deutschen zahlreiche spezielle Bezeichnungen wie beispielsweise Riffeln oder Schlupfwellen vorhanden sind, oft unter dem Ausdruck „corrugation“ zusammengefasst. Im Weiteren erfolgt dann jedoch oftmals erneut eine Untergliederung hinsichtlich Auftrittsort, Ursachen oder Wellenlänge.

Im Folgenden wird eine Einteilung und Charakterisierung aufgrund der deutschen Terminologie durchgeführt und versucht soweit als möglich die englischen Bezeichnungen und Gliederung einzubeziehen.

3.2.1.1 Welligkeit beim Rad

Radriffeln

Radriffeln sind durch Wellenlängen von ca. 3 bis 8 cm und Amplituden bis ca. 1 mm gekennzeichnet. Sie treten hauptsächlich auf der Lauffläche von klotzgebremsten Rädern auf [78].

Polygonalisierung (out of roundness, OOR)

Polygonalisierung der Räder ist durch Wellenlängen zwischen 14 bis 300 cm und Amplituden im Bereich der Mikrorauigkeit kleiner 10 μm gekennzeichnet. Polygonalisierung tritt vor allem bei scheibengebremsten Rädern auf [78].



3.2.1.2 Welligkeit bei der Schiene

Riffeln

Riffeln sind quasiperiodische Fahrflächenunebenheiten die hauptsächlich im geraden Gleis und in Bögen mit großem Bogenhalbmesser auftreten. Grundsätzlich kann hinsichtlich ihrer Wellenlänge eine Untergliederung in langwellige und kurzwellige Riffeln erfolgen.

Kurzwellige Schienenriffeln (short pitch corrugation)

In der Literatur werden unterschiedliche Charakterisierungen verwendet. Im Vergleich werden jedoch Riffeln mit einer Wellenlänge von 1 – 10 cm und Amplituden bis 400 µm durchwegs als kurzwellige Riffeln bezeichnet (Abbildung 27).

Kurzwellige Schienenriffeln werden in der Englischen Literatur als „short pitch corrugation“ oder aufgrund des verursachten heulenden Geräusches als „roaring rail corrugation“ bezeichnet. Sie treten vor allem im Hochgeschwindigkeitsbereich bei leichten Achslasten normalerweise mit weniger als 20 Tonnen auf. Die charakteristischen Wellenlängen betragen 2.5 bis 8 cm [78][79][80]. Kurzwellige Schienenriffeln werden häufig mit der Bildung Weißer Schichten (siehe Kapitel 2.3.2) in Verbindung gebracht. Im Endzustand erscheinen die Riffelberge glänzend, die Riffeltäler matt und dunkel [86].



Abbildung 27: Kurzwellige Schienenriffeln

Langwellige Schienenriffeln (long pitch rail corrugation)

Bei langwelliger Riffeln existieren ebenfalls unterschiedliche Charakterisierungen. Im Allgemeinen werden jedoch Riffeln mit Wellenlängen von 10 – 50 cm und Amplituden bis 1 mm als langwellige Riffeln bezeichnet (Abbildung 28). Spezielle Ausprägungsformen stellen beispielsweise Schwerlastriffeln („Heavy Haul corrugation“), Rolling Contact Fatigue Riffeln (RCF corrugation) und Rutting Riffeln dar. Schwerlastriffeln sind durch Wellenlängen zwischen 20 und 30 cm charakterisiert. RCF Riffeln weisen häufig Wellenlängen zwischen 15 und 45 cm auf und Rutting Riffeln sind durch Wellenlängen zwischen 5 bis 45 cm gekennzeichnet.

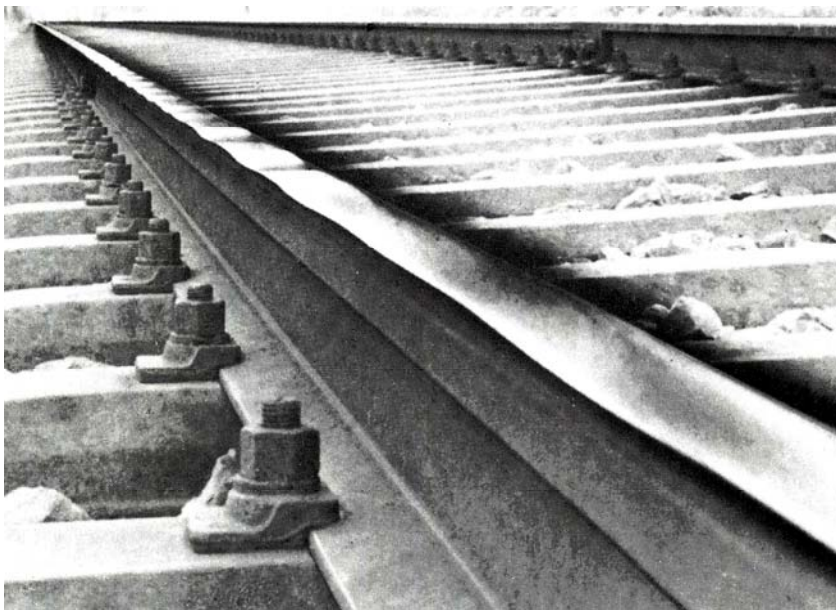


Abbildung 28: Langwellige Schienenriffeln [8]

Schlupfwellen

Schlupfwellen sind ebenfalls wellenförmige Fahrflächenunebenheiten mit Wellenlängen zwischen 3 und 30 cm sowie Amplituden bis 1 mm, die jedoch hauptsächlich an der Innenschiene in engen Bögen mit Radien unter 500 Meter auftreten (Abbildung 29).

Eine häufig vor allem in der englischen Literatur anzufindende Bezeichnung für Welligkeiten zwischen 4.5 und 6 cm, welche hauptsächlich im U-Bahnbereich auf Fester Fahrbahn mit weichen Zwischenlagen und in engen Kurven mit Radien unter 400 Meter auftreten, ist jene der „booted sleeper corrugation“ („Riffeln“ bei besohlenen Schwellen) [78][79][80].

Die deutsche Bezeichnung ist widersprüchlich, da gemäß allgemeiner Konvention nur Wellen im geraden Gleis oder großen Bogen als Riffeln bezeichnet werden. Aufgrund des Auftrittsortes und der Charakteristik scheint diese Form von Welligkeit vielmehr eine Spezialform von Schlupfwellen darzustellen und die Bezeichnung „Schlupfwellen“ bei besohlenen Schwellen würde aus dieser Sicht besser der allgemeinen Klassifizierung entsprechen.

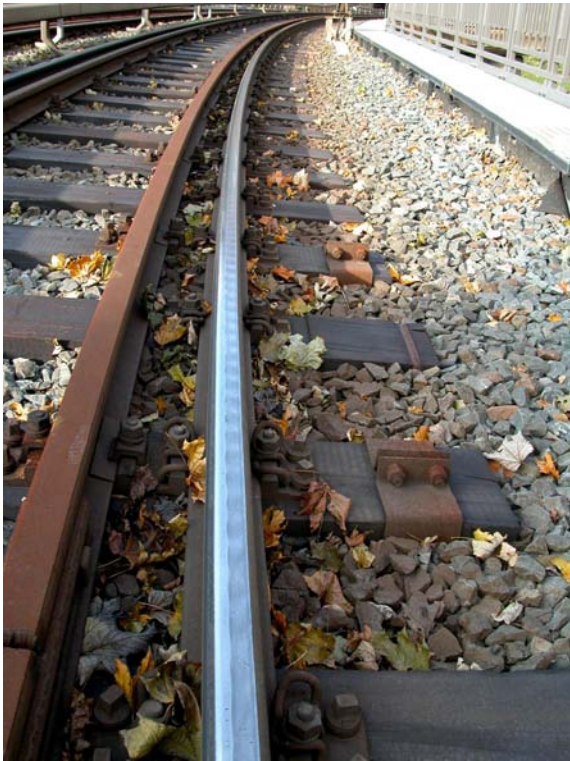


Abbildung 29: Schlupfwellen

Kurze Wellen

Kurze Wellen weisen Wellenlängen zwischen 0.5 bis 3 Meter auf und Amplituden bis zu ca. 1 mm. Abweichungen im Bereich der kurzen Wellen werden oft auch allgemein als „Ebenheitsabweichungen“ bezeichnet. Eine Sonderform von kurzen Wellen stellen Leichtschienenriffeln dar, die überwiegend bei höheren Geschwindigkeiten, geringeren Achslasten und entsprechend der Bezeichnung typischerweise bei leichten Schienen bis etwa 50 kg/m auftreten. Ihre Wellenlänge reicht von 0.5 bis 1.5 Meter mit Amplituden bis 1 mm und mehr.

3.2.2 Ursachen und Einflussfaktoren der Welligkeit

3.2.2.1 Ursachen und Einflussfaktoren beim Rad

Radriffeln

Als möglicher Hauptgrund für die Entstehung von Radriffeln wird in der Literatur thermomechanische Interaktion zwischen Blockbremse und Radlaufläche postuliert. Aufgrund der Ausdehnung des Materials infolge der Erwärmung kommt es zum Herausragen an den betreffenden Stellen und damit einhergehend zu verstärktem Verschleiß während dem Bremsvorgang. Zusätzlich treten Phasentransformationen und Materialtransfer in den entstehenden „hot spots“ auf [5].

In Versuchen von Petersson [5] auf einem Rollenprüfstand wurde die Temperatur-, Unebenheits- und Verschleißentwicklung eines Rades der Güte UIC-R7 (International Union of Railways, Internationaler Eisenbahnverband) (siehe Tabelle 1) mit verschiedenen Blockbremsmaterialien getestet. Bei Graugussklotzbremsen konnte wie erwartet die stärkste Welligkeitsbildung mit Amplituden bis 50 μm und Wellenlängen hauptsächlich im Bereich von 3 – 8 cm festgestellt werden, wobei größtenteils eine Rauigkeitsentwicklung aufgrund von Materialtransfer vom Block auf die Radlauffläche beobachtet wurde. Eine Korrelation zwischen „hot spots“ und Unebenheitsmaxima konnte nur teilweise beobachtet werden. Allerdings traten die entstehenden „hot spots“ bei unterschiedlichen Bremsversuchen an der gleichen Stelle auf, wodurch die Riffelbildung verstärkt wurde.

K-Block Bremsen zeigten eine starke Abhängigkeit der Welligkeit von der Temperatur mit dominierenden Wellenlängen zwischen 3 bis 6 cm. Grundsätzlich zeichneten sich K-Block Bremsen durch geringe Welligkeit aufgrund des fehlenden Materialtransfers aus.

Sinterblock Bremsen zeigten den geringsten Zusammenhang zwischen Temperatur und Welligkeit, wahrscheinlich aufgrund des hohen Verschleißes. Dieser führt außerdem zu extrem geringen Welligkeiten da entstehende Unebenheiten sofort abgetragen werden [5]. Bei Untersuchungen von Dittrich et al. [4] konnte die Unterscheidung der Bremssysteme hinsichtlich Welligkeit bestätigt werden. Er stellte jedoch fest, dass im Gegensatz zu den Simulationsergebnissen von Nielsen und Johansson [156], reine Graugussklotzbremsen eher zu Radpolygonalisierung führen, während Räder mit Scheiben- und Graugussklotzbremsen zu Verriffelung neigen. Dies wird in Abbildung 30 durch die Rauigkeitsprofile verdeutlicht.

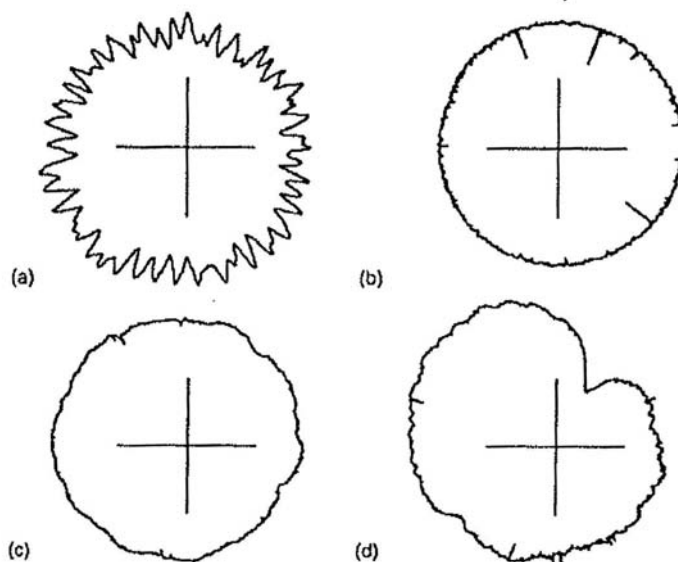


Abbildung 30: Rauigkeitsprofile von Rädern mit verschiedenen Bremssystemen (a) Scheiben- und Graugussklotzbremsen, (b) Scheiben- und Sinterblockbremsen, (c) Scheibenbremsen, (d) Graugussklotzbremsen [4].

Polygonalisierung

Die Ursachen zur Entstehung von Polygonalisierung gestalten sich vielfältig. Jedes Fahrzeug entwickelt abhängig von z.B. Fahrgeschwindigkeit, Fahrzeugkonstruktion, Antriebs- und Bremssteuerung und der dadurch bedingten Fahrdynamik, Polygone mit einer charakteristischen Anzahl von Ausbuchtungen. Im Hochgeschwindigkeitsverkehr treten vor allem Mehrfachpolygone auf [14]. In Simulationsergebnissen wurden die ersten beiden Radsatzbiegemoden als entscheidende Einflussfaktoren bei der Entstehung von Polygonalisierung identifiziert. Die Wachstumsrate wird durch größere Phasenverschiebung der Polygonalisierung sowie höhere vertikale Gleissteifigkeiten beschleunigt. Als wellenlängenfixierender Mechanismus wird einerseits die P_2 -Resonanz bei ca. 40 Hz und andererseits die niedrigste Fahrwegantiresonanz mit ca. 165 Hz dargestellt [78]. Unter P_2 -Resonanz wird die Resonanz der ungefederten Fahrzeugmasse mit Steifigkeit des Gleises verstanden. Durch die Wechselwirkung der beiden Komponenten kommt es zur sogenannten P_2 -Kraft. Aufgrund der geringeren Dämpfung der Kraft kommt es zur Frequenzverstärkung [22].

Simulationen von Meinke [108] zeigen, dass beim Hochgeschwindigkeitsverkehr Vibrationen durch dynamische Ungleichgewichte ausgelöst werden, welche folglich zu schwankendem Verschleiß und auf lange Sicht zu Schlupf und Polygonalisierung führen. Außerdem konnte mittels Simulationen nachgewiesen werden, dass vorhandene Polygone im Fahrbetrieb verstärkt werden. In Untersuchungen der Arbeitsgruppe „Unrunde Räder“ (UNRA) [169] wurden unter anderem unterschiedliche Härte in bestimmten Punkten aufgrund von Wärmebehandlungsfehlern oder Gleitvorgängen bei Bremsung sowie Radsatzschwingungen mit örtlich verstärkten Schlupfeffekten und Stick-Slip Vorgänge bei Bogenfahrt als mögliche weitere Ursachen identifiziert [109]. Auch Kaltverfestigungsunterschiede in Folge von ungleichmäßigem Schlupf oder bei neuen Rädern durch grobspanende Behandlung werden diskutiert. Diese Effekte führen zu makroskopischen Differenzen im tribologischen Werkstoffverhalten wie Reibwert oder Verschleißwiderstand in der Lauffläche. Dies führt folglich zu ungleichmäßigem Laufflächenverschleiß oder ungleichmäßigen plastischen Verformungen entlang der Lauffläche. Im Bereich der plastischen Verformung sind eventuell Eigenspannungen von Bedeutung. Ideen gehen in Richtung von Raddeformationen durch ungleichmäßigen Eigenspannungsabbau. Nachweise sind in diesem Bereich jedoch noch keine vorhanden. Unwuchten wurden ebenfalls teilweise als Ursache für Polygonalisierung vorgeschlagen. Es konnte jedoch nur ein verstärkender Effekt bei bereits vorhandenen Unrundheiten nachgewiesen werden [111].

Die Unrundheiten werden in Form von Rundlaufabweichungen sowohl vom Hersteller als auch im Bahnbetrieb im Zuge der Instandhaltung sowie auch laufend im regulären Fahrbetrieb gemessen. Einzuhaltende Grenzwerte werden von den Bahnen länderspezifisch definiert. Sie betragen beispielsweise bei der DB AG im Hochgeschwindigkeitsverkehr für die Rundlaufabweichung 0.05 mm bei neuen Räder und 0.1 mm bei Rädern im Betrieb [14].



3.2.2.2 Ursachen und Einflussfaktoren bei der Schiene

Grundsätzlich existieren viele verschiedene Theorien zur Entstehung von Welligkeiten auf der Schiene. Oft wird zwischen einem wellenlängenfixierenden Mechanismus und einem Schadensmechanismus unterschieden. Als wellenlängenfixierender Mechanismus wird verstanden, dass ausgehend von einer Anfangsrauigkeit und –welligkeit von unterschiedlichsten Wellenlängen, bei zahlreichen Überrollungen mit ähnlicher Geschwindigkeit Unebenheiten mit bestimmten Wellenlängen bevorzugt verstärkt werden. Eine Studie der DB ermittelte folgende Formel zur Beschreibung des Riffelwachstums:

$$\text{Riffelamplitude[mm]} = \text{Konstante} * \sqrt{\text{Betriebsbelastung[Mio.t]}^3} \quad (5)$$

Konstante ist abhängig von der Schienenstahlqualität und beträgt 0.0048 – 0.0073

In Fällen von sehr hohen Achslasten wurde in einer Studie der AREA (American Railway Engineering Association) der Zusammenhang folgendermaßen definiert:

$$y = 0,0005 * M^2 \quad (6)$$

Unter Schadensmechanismus werden die eigentlichen Vorgänge zur Auslösung und Verstärkung der Welligkeit verstanden [79]. Die meisten Schadenstheorien basieren grundsätzlich auf Vorgängen wie Reibung, Schlupf, Verschleiß und Schwingungen. Andere Literaturstellen sehen diese Unterscheidung jedoch als inkorrekt an und bevorzugen die Darstellung, dass die Schadensvorgänge frequenzkonstante Mechanismen sind und dadurch die Ausprägung von Welligkeiten bestimmter Wellenlänge verstärkt wird [78]. Das grundlegende Modell zur Riffelentstehung ist in Abbildung 31 graphisch dargestellt. Werden keine regelmäßigen Instandhaltungsmaßnahmen gesetzt, kommt es aufgrund des Wachstums der Welligkeiten zu Schallzunahmen von 1 bis 9 dB, in vielen Fällen im Durchschnitt jedoch nur von 1 bis 2 dB pro Jahr [127].



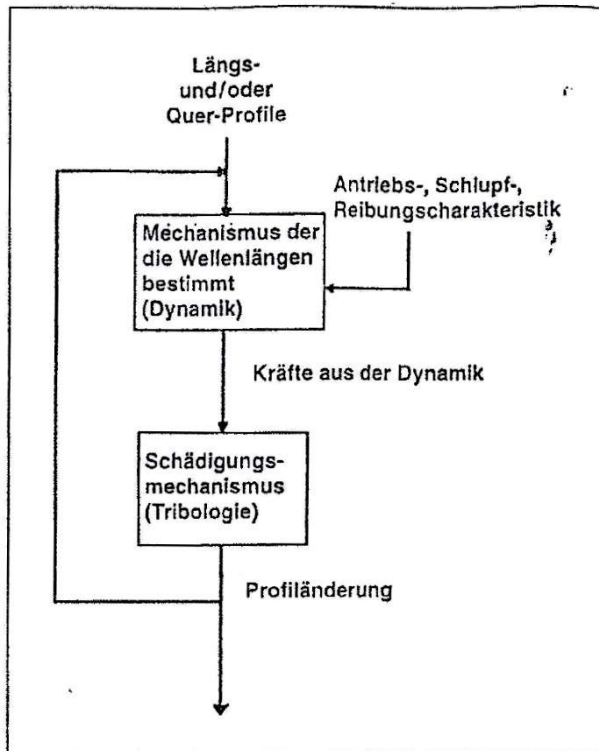


Abbildung 31: Grundlegender Riffelstehungsmechanismus [80].

Aufgrund der zahlreichen Einflussgrößen und großen Unterschiede zwischen den einzelnen Welligkeitsausprägungen haben wahrscheinlich viele Theorien ihre Richtigkeit und tragen je nach Umgebungsbedingungen mehr oder weniger zur Welligkeitsentstehung bei. Im nachfolgenden Abschnitt wird versucht, die derzeit gängigsten Theorien zur Entstehung der einzelnen Welligkeitsausprägungen darzustellen und näher zu erläutern.

Kurzwellige Schienenriffeln (short pitch corrugation, roaring rails corrugation)

Der ursprüngliche Auslösemechanismus zur Entstehung anfänglicher Wellen wird häufig in der dynamischen Interaktion des Rad-Schiene Systems aufgrund von sehr kleinen vorhandenen Profilirregularitäten, dem Längsschlupf der Räder angetriebener Achsen und der daraus resultierenden starken Scherverformung der Oberfläche [84] bzw. auftretenden Strukturschwingungen und daraus ergebenden Schwankungen der Kontaktkräfte gesehen. Beim Hochgeschwindigkeitsverkehr treten Strukturschwingungen vor allem im Bereich der pinned-pinned Resonanz, also der Frequenz mit Wellenlängen im Ausmaß des halben Schwellenabstands, auf [88]. Hempelmann und Knothe konnten auch zeigen, dass Situationen in der Strukturmechanik mit geringer vertikaler Rezeptanz (dynamische Nachgiebigkeit), wie sie beispielsweise bei Antiresonanzen entstehen, zu hohen Normalkraftschwankungen führen. Unter Rezeptanz, auch als dynamische Nachgiebigkeit bezeichnet, ist die Verschiebung einer Struktur unter einer harmonisch schwankenden Last zu verstehen [97]. Im Bereich über den Schwellen liegt beispielsweise ein Schwingungsminimum vor. Das System weist hier eine geringe vertikale Rezeptanz auf. Die

geringe dynamische Nachgiebigkeit des Gleises über den Schwellen wird als möglicher Auslösemechanismus von Riffeln im Bereich der Schwellen gesehen [94][97]. Eine besondere Riffelanfälligkeit wird daher von Knothe und Ripke [98] bei hoher vertikaler Steifigkeit in Kombination mit hoher tangentialer Nachgiebigkeit gesehen.

Die Gegenüberstellung der beiden Maxima der mittels komplexer Rechnung ermittelten Riffelwachstumsraten im Bereich der pinned-pinned Resonanz zwischen den Schwellen und der Antiresonanz über den Schwellen ist in Abbildung 32 dargestellt.

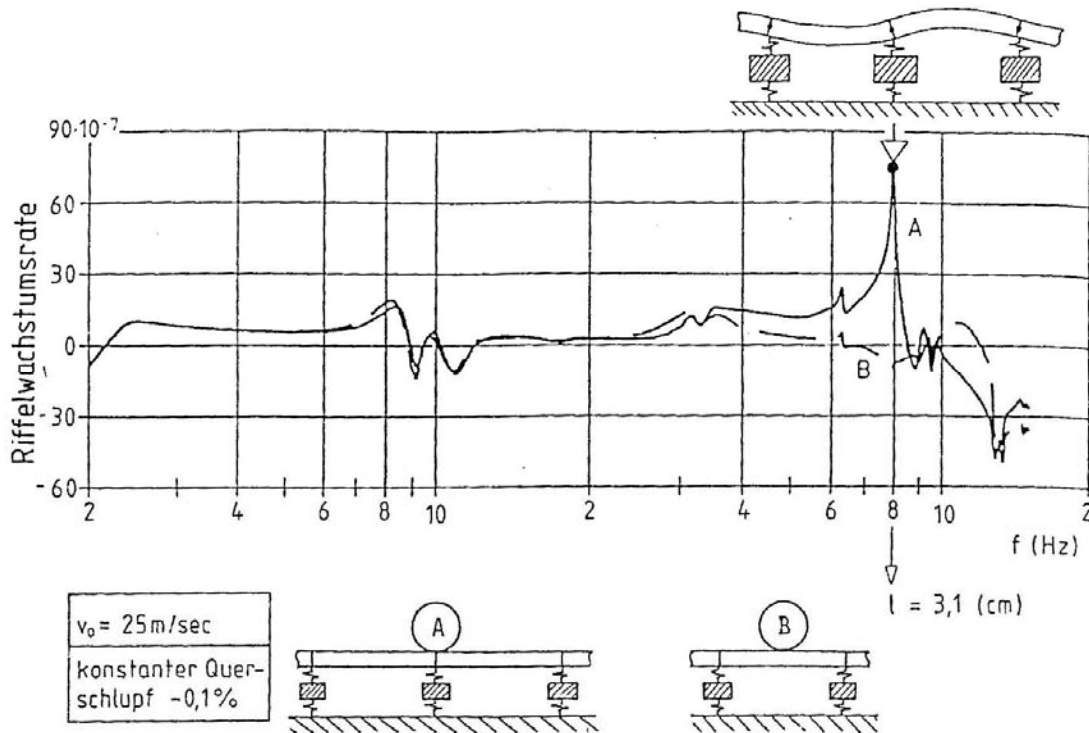


Abbildung 32: Gegenüberstellung der Riffelwachstumsrate bei der Position des Radsatzes über den Schwellen und zwischen den Schwellen in Abhängigkeit von der Erregerfrequenz ($f=v_0/l$) bei konstantem Querschlupf als Bezugsschlupf [98].

Die Schwankungen der Tangentialkräfte, schwankende Schlüpfе und Kontaktflächenschwankungen führen zu schwankender Reibarbeit und folglich zu schwankendem Verschleiß und plastischer Deformation [86][87]. Der Schlupf des Rades wird im geraden Gleis vor allem durch folgende drei Effekte ausgelöst [83]:

1. Roll-Slip

Beim Antrieb der Räder auf der Schiene kommt es zur Zugkraftübertragung aufgrund von Reibungskräften zwischen Rad und Schiene. Überschreitet die Zugkraft die Reibung kommt es zum Gleiten. Der Übergang zwischen Rollen und Gleiten wird als Roll-Slip bezeichnet.

2. Ausrichtungsfehler der Räder im Drehgestell

Bei Ausrichtungsfehlern der Räder im Drehgestell kommt es zu einer dauernden seitlichen Verdrehung des Rades gegen die Längsachse. Dies führt zum Gleiten des Rades auf der Schiene.

3. Unterbrechung der Klingelbewegung

Als Klingelbewegung wird die sinusförmige Bewegung des Rades aufgrund der Kräfte verstanden, die bei einer seitlichen Versetzung des Rades beispielsweise aufgrund von Flankenkontakt, auftreten.

Als Schadensmechanismus wird unterschiedlicher Verschleiß in den Wellentälern und –bergen in Kombination mit Längsschlupf der Räder an angetriebenen Achsen angesehen. Dieser Mechanismus wird durch die bei diesem Wellentyp häufig auftretende Bildung von Weißen Schichten (white etching layer, WEL) unterstützt [79][81][86] (siehe Kapitel 2.2.1). Aufgrund der doppelten bis vierfachen Härte der WEL gegenüber dem perlitischen Grundmaterial und der größeren Dicke der WEL im Bereich der Wellenberge, wird der Materialabtrag in diesem Bereich erschwert. Die WEL erreicht unter den Riffelbergen Dicken bis zu 100 µm. Im Bereich der Wellentäler wird fortwährend Material abgetragen und die Amplitude der Welligkeit verstärkt. [79][80][86]. Die Zunahme der Amplitude verläuft zwar exponentiell, ist jedoch unter normalen Betriebsbedingungen moderat und liegt etwa bei 0.05 mm pro Jahr [89]. Dieser Mechanismus ist jedoch auf eine bestimmte Tiefe der Riffeln begrenzt. Ab einer bestimmten Höhe der Riffelberge unterliegen hauptsächlich aufgrund von geometrischen Mechanismen auch sie einem Verschleiß [85].

Dies wird in Untersuchungen von Baumann [84] verdeutlicht, wo Riffelberge deutlich platt gewalzt erschienen und bei durchgeführten Rauigkeitsmessungen eine um den Faktor 2-3 geringere Rauigkeit der Oberfläche zeigten als die Riffeltäler. Die Messungen sind in Tabelle 6 ersichtlich.

Tabelle 6: Gemessene Rauheiten [in µm] der Oberfläche in Riffelbergen und –tälern [84].

Meßfeld	Mittenrauhwert R_a	Rauhtiefe R_z
Riffeltal	0,57	5,4
Riffelberg	0,23	2,75
geschliffene Sch.	2,4	18,8

Andere Theorien sehen als Ursache die plastischen Verformung [94] sowie die Reiboxidation, worunter plastische Verformung in Verbindung mit auftretender Erhitzung und daraus folgender Aktivierung der plastischen Bereiche und Bindung des Luftsauerstoffs verstanden wird. Die entstandenen Oxide führen zu größerer Reibung und folglich zu einem weiteren anwachsen der plastischen Verformung und der Oxidschichtdicke. Bei ausreichend hohen Tangentialkräften wird die Oxidschicht an manchen Stellen zerstört, wodurch die ersten Riffelberge und –täler entstehen [85].

Eine völlig andere Theorie entwickelte Werner [96] aufgrund von Rollprüfstandsversuchen mit Eisenbahnrädern. Er leitet die in Querrichtung in sehr kurzen Perioden auftretenden getrennten Flecken oder äquidistanten Längsstreifenabschnitte auf hochfrequente Ultraschallschwingungen von einigen hundert kHz, die beim Rollvorgang in der Schiene



angeregt werden, her. Als Sekundäreffekt würde dann der Rollvorgang und die Aufhärtung in den Flecken zum Zusammenwachsen der Streifen in Querrichtung und zur Entstehung von Riffelbergen führen [96]. In einem gemeinsamen Artikel mit Hölzl [137] relativiert er allerdings seine Aussagen zum Teil dahingehend, dass sich zumindest teilweise die auftretenden Flecken auch aus periodischen Schleifriefenfeldern entwickelt haben könnten.

Die Wahrscheinlichkeit für das Auftreten von kurzweiligen Riffeln steigt bei überwiegendem Verkehr mit leeren oder schwach beladenen Fahrzeugen [82]. Geringere Achslasten führten in Simulationsmodellen von Hempelmann und Knothe auch zu höheren Riffelwachstumsraten [97]. Bei Beobachtungen wurde festgestellt, dass abwärtsführende Gleise geringere Riffelanfälligkeit zeigen als aufwärtsführende Gleise [82]. In Versuchen von Schultheiß [85] wird auf einen Einfluss der Untergrundverhältnisse auf die Verriffelung aufmerksam gemacht.

Weiters wurde von einigen Autoren ein Einfluss des Schientyps auf die Riffelentstehung vorgeschlagen. In Untersuchungen innerhalb der Teststrecke „FAST“ (Facility for Accelerated Service Testing) nahe Pueblo im U.S. Bundesstaat Colorado, zeigten kopfgehärtete Schienen mit Silizium und 1 % Chrom unter Bedingungen ohne Schienenschmierung deutlich geringere Verriffelung als jene mit Chrom, Vanadium Zusatz [91]. Die verminderte Riffelanfälligkeit infolge von höheren Mangan- und Siliziumgehalten wurde auch in Untersuchungen von Spieker et. al. [95] auf Versuchsstrecken im Streckennetz der DB festgestellt. Stickstoff zeigte riffelfördernde Eigenschaften. Bei niedriger Belastung erwies sich eine höhere Zugfestigkeit, bei höherer Belastung eine niedrigere Zugfestigkeit als vorteilhaft hinsichtlich Riffelbildung [95].

In einer umfassenden Studie von 18 Nordamerikanischen Transitagenturen konnte sowohl eine verringerte Riffeltiefe wie auch geringere Auftrittswahrscheinlichkeit von Riffeln bei kopfgehärteten Schienen festgestellt werden [92]. In zweijährigen Versuchen der DB AG und der voestalpine Schienen GmbH konnten jedoch keine signifikanten Unterschiede zwischen kopfgehärteten Schienen und Schienen der Güte 900A hinsichtlich Ausmaßes der Verriffelung nachgewiesen werden [83].

Ebenfalls wurde ein Einfluss des Schienenoberbaus festgestellt. Während bei Holz- und Betonschwellen auf Schotteroberbau eine höhere Wahrscheinlichkeit für das Auftreten von Riffeln auf Strecken des nordamerikanischen Transitnetzes festgestellt wurde, zeigten Riffeln auf Fester Fahrbahn zwar eine geringere Auftrittswahrscheinlichkeit dafür eine größere Riffeltiefe [92].

Ein leichter Anstieg der Wellenlänge ist bei zunehmender Fahrgeschwindigkeit festzustellen. Zum eigentlichen wellenlängenbestimmenden Mechanismus liegen verschiedenste Vermutungen vor. Diese reichen von Anregung im Bereich der pinned-pinned Resonanz durch die Rauhigkeit des Rades bis zu Einflüssen der Längs- und Quer- bzw. Vertikaldynamik des Gleises [79].

Bei der Schwingungsform der pinned-pinned Resonanz schwingt die Schiene im Mittelpunkt des Abstands zwischen den Schwellen am stärksten, während sie sich über den Schwellen



kaum bewegt. Je nach Schientyp und Untergrund bilden sich daraus Schwingfrequenzen zwischen 1 und 3 kHz aus. Die Wellenlänge der daraus entstehenden Riffeln ergibt sich aus dem Quotienten von Fahrgeschwindigkeit zu Frequenz [87].

Bei Geschwindigkeiten unter 100 km/h würden dadurch Riffeln mit Wellenlängen kleiner 1 cm entstehen. Die Bildung dieser Riffeln mit Wellenlängen kleiner als der Kontaktpunkt wird jedoch aufgrund des im Kapitel 4.1.4.1 beschriebenen Kontaktfiltereffektes verhindert [97].

In den Untersuchungen auf der Teststrecke „FAST“ wurde weiters gezeigt, dass niedrige Eigenspannungen zu kürzeren Wellenlängen führen können. Das gleiche wurde für Kopfgehärtete Schienen festgestellt. In Versuchen wurde eine durchschnittliche Wellenlänge der Riffeln bei Kopfgehärteten Schienen zwischen 2 – 4 cm im Vergleich zu 4 – 6 cm bei Schienen der Güte 900A festgestellt [91].

Schlupfwellen

Bei engen Bögen kann die Wegdifferenz zwischen äußerem und innerem Rad oftmals durch die Konizität der Räder nicht mehr ausgeglichen werden. In diesem Fall kommt es zu elastischen Verformungen in der Achse oder in den Längsverbindungen zwischen Achse und Drehgestellrahmen. Werden die im Kontaktpunkt auftretenden Kräfte zwischen Rad und Schiene größer als die Haftreibung des aufgrund der Fliehkraft weniger belasteten Innenrades, kommt es zur Entspannung der Achse und zum Durchrutschen des Innenrads. Am bogenäußeren Rad wirkt die Führungskraft als Querkomponente der Normalkraft. Diese Führungskraft und die am bogeninneren Rad entstandene Querschlupekraft wirken entgegengesetzt, wodurch Biege- und Torsionsschwingungen der Radsätze hervorgerufen werden. Diese Schwingungen führen zur periodischen Schwankung der vertikalen Kraftkomponente. Der Vorgang wiederholt sich periodisch mit Frequenzen bis zu einigen hundert Hertz und führt so zu periodischem Materialabtrag und Ausbildung der welligen Verformungen an der Innenschiene [104][105]. Dabei muss zwischen vorlaufendem und nachlaufendem Radsatz unterschieden werden. Der vorlaufende Radsatz ist jener, der als erster Radsatz des Wagens in die Kurve einfährt, alle folgenden werden als nachlaufende Radsätze bezeichnet. Während beim vorlaufenden Radsatz hauptsächlich Querschlupekraft eine Rolle spielt, tritt am nachlaufenden Rad durch die wesentlich geringere seitliche Verschiebung des Fahrzeuges und damit einhergehend einem geringeren Schräglauf hauptsächlich Längsschlupf auf. Die Querschlupekraft des vorlaufenden, bogeninneren Rades sind um einiges größer als die nachlaufenden Längsschlupfkraft. Dieser Unterschied wird mit Verkleinerung des Bogenradius verstärkt. Es wird daher davon ausgegangen, dass Querschlupekraft und Biegeschwingungen des vorlaufenden Rades die ursprüngliche Schlupfwellenbildung auslösen. Bei bereits vorhanden schwachen Wellen führen dann zusätzliche Torsionsschwingungen durch den Längsschlupf der nachlaufenden Radsätze und Radsatzschwingungen aufgrund der gebildeten Wellen zu einer Verstärkung der Schlupfwellen [105][104].



In Untersuchungen wurde festgestellt, dass beim Betonschwellengleis im Vergleich zum Holzschwellengleis die Ausbildung von Schlupfwellen rascher erfolgt, jedoch die auftretenden maximalen Amplituden in etwa gleich groß sind. Grundsätzlich streben die Amplituden einem Höchstwert zu. Bei Erreichen des Höchstwerts nehmen die Amplituden durch Verquetschung der Wellenberge und damit einhergehender Ausbildung neuer Wellen in den Wellentälern wieder ab [105].

In Gleistests der ÖBB und der voestalpine schienen GmbH konnte eine verminderte Schlupfwellenbildung bei kopfgehärteten Schienen im Vergleich zu Schienen der Güte 900A gezeigt werden. Während sich die Wellenlängen nur geringfügig unterschieden, zeigten die kopfgehärteten Schienen um die Hälfte geringere Schlupfwellenamplituden. Weiters wurde stärkere Schlupfwellenbildung bei Einsatz eines Rahmenschwellengleises im Vergleich zu einem Standardbetonschwellengleis festgestellt [132].

„Riffeln“ bei besohnten Schwellen (booted sleeper corrugation)

Die Ursache der Ausbildung dieser Form von Welligkeit dürfte der kombinierte schwankende Verschleiß aus Längsbewegung und lateralem sowie longitudinalem Schlupf zwischen Rad und Schiene sein. Diese hohen Schlüpfte treten hauptsächlich auf der kurveninneren Schiene enger Kurven sowie bei Drehgestellen mit fehlerhaft eingebauten Radsätzen auf [22][80]. Die Wellenlängen werden durch die gering gedämpfte Resonanz der Schwellen, die sich auf den weichen Zwischenlagen befinden, bestimmt. Diese führen zu einer Antiresonanz am Schienenkopf und einem Maximum in den auftretenden vertikalen Kräften. Zusätzlich treten Radresonanzfrequenzen im gleichen Frequenzbereich auf. In der Folge bewirken Veränderungen in der Normalkraft, aufgrund der aufgebauten Unebenheiten am Schienenkopf, Vibrationen im gleichen Frequenzbereich und starke Änderungen in Slip und Verschleiß [79].



Langwellige Schienenriffeln

Der Schadensmechanismus von langwelligen Schienenriffeln liegt grundsätzlich in der plastischen Verformung der Schiene. Spezielle Ausprägungsformen ergeben sich aufgrund von spezifischen Einflussfaktoren die im Folgenden näher erläutert werden.

Schwerlastriffeln (heavy haul Riffeln)

Schwerlastriffeln treten wie aus dem Namen hervorgeht hauptsächlich in Schwerlaststrecken auf, wo hohe Achslasten bis 40 t, niedrige Geschwindigkeiten und einheitliches Fahrmaterial vorherrschen [22]. Die Riffeln gehen oft von Schweißstößen, Verbindungsstellen oder anderen singulären Schienenunebenheiten aus [79][80]. Diese stellen Anregungsstellen dar und führen zu hohen dynamischen Kräften. Durch Überlagerung der dynamischen Kräfte und großer statischer Belastung, aufgrund der hohen Achslasten, kommt es zu periodischer plastischer Verformung. Durch einheitliche Fahrzeuge und somit Resonanzfrequenzen und einheitliche Geschwindigkeiten werden bestimmte Bereiche bevorzugt plastisch verformt und dadurch relativ konstante Wellenlängen ausgebildet [79][81].

Der wellenlängenbestimmende Mechanismus wird allgemein als P_2 -Resonanz beschrieben. Im Schotteroberbau liegt die P_2 -Resonanzfrequenz bei etwa 30 bis 50, bei Fester Fahrbahn bei Frequenzen bis zu 150 Hz [22]. Neben der vertikalen gibt es eine laterale Resonanz der ungefederten Masse auf die Gleissteifigkeit. Die Frequenz der lateralen Resonanz ist aufgrund der geringeren lateralen Steifigkeit des Gleises deutlich geringer [80].

RCF Riffeln

Charakteristikum dieses Riffeltyps ist das Auftreten von Schuppen auf der Schienenlauffläche. Beim Wegbrechen der Schuppen entstehen muschelförmige Bereiche, die späteren Riffeltäler.

Die Entstehungsursache liegt in der Kontaktermüdung in der Berührfläche zwischen Rad und Schiene und den daraus resultierenden hohen lokalen Kontaktspannungen aufgrund sich ergebender schlecht aufeinander abgestimmter Rad-Schienenprofilpaarungen. Damit einhergehende hohe tangentielle Kräfte und hohe Reibung verursachen zuerst Mikrorisse, die folglich zu schadhafte Bereichen weiterwachsen bis schließlich Material abplatzt. Beschleunigt wird dieser Prozess durch Öl, Schmiermittel oder Wasser [22]. Diese dringen in die Risse ein und führen zu Spannungsspitzen in der Risspitze [80].



Bestimmend für die Entwicklungsrate der Rollkontaktermüdung sind die Entstehung von Mikrorissen sowie die Wachstumsgeschwindigkeit dieser Risse.

Die anfangs zufällig entstehenden Mikrorisse verursachen zufällige Eindellungen welche ihrerseits eine Anregung der P_2 Resonanz in vertikaler und/oder lateraler Richtung hervorrufen.

Die angeregte P_2 Resonanzfrequenz bestimmt folglich die Punkte der maximalen Normalkräfte und somit die Wellenlänge der Riffeln [79]. Überlegungen gehen dahingehend, dass anfangs entstehende Mikrorisse auf Irregularitäten in der Schienenoberfläche zurückzuführen sind. Dies wurde jedoch noch nicht durch wissenschaftliche Untersuchungen belegt [79].

Rutting Riffeln

Diese Form von Riffeln ist charakterisiert durch helle Riffelberge und dunkle Riffeltäler in Form von Querfurchen, im Englischen „ruts“, welche sich über die gesamte Breite des Schienenkopfes erstrecken [22][81].

Der Schadensmechanismus wird in der Literatur einheitlich als unterschiedlicher Verschleiß in Folge von Schlupf in Längsrichtung gesehen. Die Wellenlänge scheint ebenfalls durch diesen periodischen Verschleiß geprägt zu sein, welcher auf Torsionsresonanzen des Radsatzes zurückzuführen ist. Diese Torsionsresonanzen werden wiederum durch schwankenden Längsschlupf beider Räder oder durch plötzliche Änderung der Antriebskraft angeregt. Solche Situationen treten vor allem in engen Kurven sowie Bahnhofsbereichen auf. Die erste Torsionseigenfrequenz ist abhängig von der Größe der Räder, nimmt bei kleinen Rädern zu und liegt bei Rädern mit Durchmesser von etwa einem Meter bei ca. 50 Hz [80]. In Metrosystemen wurde festgestellt, dass die zweite Torsionsresonanzfrequenz der angetriebenen Radsätze hauptsächlich die Wellenlänge der Rutting Riffeln bestimmt [101]. Aufgrund dieser Zusammenhänge ergibt sich eine vorherrschende Wellenlänge von Rutting Riffeln im Straßenbahnbereich von etwa 5 cm, bei U-Bahnschienen bis 20 cm [22]. Im Metrosystem RATP (Régie autonome des transports Parisiens, autonomer Pariser Verkehrsbetrieb) sowie auf der „FAST“ Teststrecke wurde weiters identifiziert, dass Positionen an denen Rutting Riffeln entstehen zumindest in gewissen Fällen durch paralleles Auftreten von angeregten Torsionsresonanzfrequenzen und einem Maximum der vertikalen Kontaktkräfte charakterisiert sind. Die maximalen vertikalen Kontaktkräfte können sowohl durch P_2 -Resonanz wie auch durch Resonanz der Schwellen hervorgerufen werden. Aufgrund der breiten Palette an Oberbauformen auf denen diese Form von Riffeln auftritt, scheint der Mechanismus aber nur eine untergeordnete Rolle zur Determination der Wellenlänge zu spielen [79].



Kurze Wellen

Kurze Wellen haben ihren Ursprung im Fertigungsprozess. Es handelt sich dabei um periodische Unebenheiten die ihren Ursprung im Walz- oder Richtvorgang haben. Die zulässige Abweichung in der Ebenheit werden durch die DIN EN 13674-1:2008 [161] festgelegt.

Leichtschienenriffeln (light rail corrugation)

Der Schadensmechanismus dieser Form von Unebenheit beruht auf einer plastischen Biegung des gesamten Schienenquerschnittes („cripling“), ausgelöst durch eine Überschreitung der Fließgrenze aufgrund der Längsspannungen. Problematisch ist vor allem der Bereich des Schienenfußes, wo sowohl hohe Zugspannungen aufgrund der Belastung durch das Rad (Biegung) sowie hohe Eigenspannungen in Längsrichtung vom Rollrichten der Schiene und thermische Längsspannungen durch Schweißungen auftreten können. Die Wellenlänge wird durch die P_2 Resonanzfrequenz bestimmt. Die Anregung der Schwingung der ungedämpften Fahrzeugmasse erfolgt meist durch Unregelmäßigkeiten der Schienenoberfläche in Bereich von Schweißungen. Die Anregungsfrequenzen liegen zwischen 30 bis 50 Hz aufgrund der typischen Zuggeschwindigkeiten und Wellenlängen [79][80].

3.2.3 Auswirkungen

3.2.3.1 Auswirkungen beim Rad

Radriffeln

Ein unmittelbarer Effekt von unebenen, rauen Rädern ist die signifikante Lärmemission. Räder mit Graugussklotzbremsen führen zu rauen Laufflächen und folglich zu bis zu 8 dB(A) höheren Lärmemissionspegeln (siehe Kapitel 4.1.4.1) [4]. Auf längere Sicht gesehen bewirken Radriffeln auch eine Verstärkung von Rollkontaktermüdungsschäden. Beitragende Mechanismen sind dabei einerseits die Erhöhung der Kontaktspitzenkräfte auf den Riffelbergen und der sich daraus ergebenden Einfluss auf die dynamische Rad-Schiene Interaktion sowie andererseits die Verschlechterung der Kontaktgeometrie und die daraus entstehende Verkleinerung des Kontaktpunkts [113].



Polygonalisierung

Unrunde Räder führen zu hohen Kräften im Rad-Schiene Kontakt. Dies hat stärkeren Verschleiß und weiters eine verkürzte Einsatzdauer der Fahrzeuge und Gleiskomponenten zur Folge. Zudem bewirken diese Kräfte eine Anregung von Strukturschwingungen des Wagenkastens im mittelfrequenten Bereich von 30 bis 300 Hz, die sich durch Brummgeräusche im Fahrgastraum äußern [112].

Die Erregerfrequenzen von 50 bis 150 Hz liegen im Bereich dem für die Betrachtung der dynamischen Stabilität des Schotters große Bedeutung zukommt.

3.2.3.2 Auswirkungen bei der Schiene

Grundsätzlich sind Welligkeiten auf der Schiene immer mit erhöhten dynamischen Kräften auf die Schiene verbunden. Jan Spännar, von der Schwedischen Bahnadministration Banverket, definiert die maximale dynamische Kraft infolge einer einzelnen Sinuswelle durch die Formel [103]

$$F \approx \text{Konstante} * \frac{\text{Amplitude} * \text{Geschwindigkeit}^2}{\text{Wellenlänge}^2} \quad (7)$$

Der erhöhte Verschleiß im Bereich von Welligkeiten führt zu verringerter Lebensdauer von Rad und Schiene sowie bei starker Intensität zu Sicherheitsproblemen und frühzeitig notwendigen Erneuerungsmaßnahmen. Dies wiederum stellt einen erheblichen Kostenfaktor dar. Die geschätzten Kosten zur Beseitigung von Riffeln in Europa betragen pro Jahr über 60 Millionen €. Ein weiters grundlegendes Problem von Welligkeiten stellen Lärmemissionen dar [89].

Kurzwellige Schienenriffeln

Kurzwellige Schienenriffeln verursachen vor allem Schwingungen im Frequenzbereich zwischen 200 und 1500 Hz bei Fahrgeschwindigkeiten bis 150 km/h. Schwingungen in diesem Bereich führen einerseits zu Schäden im Gleissystem und andererseits zu erheblichen Lärmemissionen (siehe Kapitel 4.1.4.1) [93].

Außerdem wurde ein Einfluss der Wellenlänge von Riffeln auf den Verschleiß festgestellt. So führen kürzere Wellenlängen und eine Erhöhung der dynamischen Kontaktkräfte zu einer Verstärkung des Verschleiß [93]. Jedoch zeigten Messungen von Daniels et al. [99] auf Transitstrecken mit unterschiedlichen Gleis- und Fahrbedingungen generell geringere dynamische Kontaktkräfte bei kurzwelligen Schienenriffeln im Vergleich zu langwelligen Schienenriffeln.

Bei stark verriffelten Schienen mit Riffelamplituden über 100 µm konnte in Magnetpulverrisprüfungen die Ausbildung eines feinmaschigen Rissnetzwerks im Bereich



der Riffelberge gezeigt werden [114]. Diese Rissnester werden auch als Belgrospis bezeichnet. Aufgrund von Simulationsergebnissen wurde ein Zusammenhang zwischen den maximalen Normalspannungen und dem Auftreten von Rissnestern ermittelt. Durch die kleinere Kontaktfläche im Bereich des Riffelberges werden die Normalspannungen erhöht und dadurch die Rissbildung verstärkt [154].

Nielsen et al. [100] sieht in den erhöhten Kontaktkräften sowie den verschlechterten Kontaktbedingungen bedingt durch kurzwellige Schienenriffeln sogar einen möglichen Auslösemechanismus für Rollkontaktermüdung. Seiner Ansicht nach sollten Riffeln im Wellenlängenbereich von 4 bis 8 cm Amplituden von 50 µm nicht überschreiten.

Schlupfwellen

Schlupfwellen verursachen vor allem Schwingungen im Frequenzbereich von 40 – 500 Hz [106]. Aufgrund der teilweise großen Amplituden kann es zu einer stark erhöhten Beanspruchung des Gleises und seiner Komponenten kommen. Dies kann bis zur Zerstörung des Oberbaus, charakterisiert beim Schotteroberbau durch Ausbildung von „Weißen Stellen“ sowie dem Bruch von Schienenbefestigungen und Schwellen sowie letztlich auch zu Schäden an den Fahrzeugen führen. Weiters sind Schlupfwellen mit erheblichen Lärmemissionen verbunden [104][105].

„Riffeln“ bei besohlenen Schwellen (booted sleeper corrugation)

Bei fortgeschrittener Entwicklung kommt es zu plastischer Verformung sowohl zur Schieneninnen- wie auch zur Schienenaußenkante hin. Gleichzeitig erfolgt häufig die Ausbildung von Mikrorissen (head checks) an der äußeren Fahrkante der Außenschiene [79].

Langwellige Schienenriffeln

Langwellige Schienenriffeln führen zu einem deutlichen Anstieg des Lärmpegels vor allem im Frequenzbereich der größten Empfindlichkeit des menschlichen Gehörs von 1000 Hz (siehe Kapitel 4.1.4.1).

Mit Hilfe von Computermodellierungen wurde weiters berechnet, dass langwellige Schienenriffeln mit Amplituden von etwa 800 µm die erforderliche Traktionsleistung um das dreifache erhöhen. Bei Versuchen in der Praxis wurden niedrigere erforderliche Energieeinträge festgestellt. Die Energieeinsparung durch die Entfernung der langwelligen Riffeln lag jedoch immer noch im Bereich von 30 % [20]. Die Ergebnisse der Computersimulation sind in Abbildung 33 graphisch verdeutlicht.



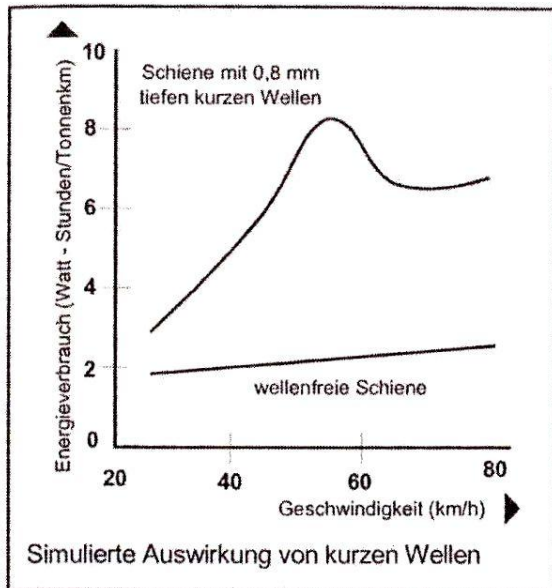


Abbildung 33: In Computersimulationen ermittelte Steigerung des Energieverbrauchs aufgrund von langwelligigen Schienenriffeln mit Amplituden von 800 μm [20].

Spezielle Ausprägungsformen von langwelligigen Riffeln zeigen teilweise spezifische Auswirkungen die nachfolgend kurz beschrieben werden.

Schwerlastriffeln (heavy haul Riffeln)

Bei fortgeschrittener Entwicklung kommt es zu starker plastischer Verformung, einhergehend mit einer Auswalzung des Schienenkopfes und einer Zerstörung des Schotterbettes [79].

RCF Riffeln

Infolge der Ausbrüche und Riffelbildung kommt es immer stärker zu schwankenden Kontaktkräften und damit einhergehend zu plastischem Fließen der Schiene [80]. Verstärkt durch die Anwesenheit von Wasser, Öl oder Schmiermittel folgt schließlich die Ausbildung von Rollkontaktermüdungsfehlern [79].

Rutting Riffeln

Bei fortschreitender Entwicklung kann es aufgrund der Verschlechterung der Kontaktbedingungen in Folge der Riffelbildung zur Bildung von plastisch verformten Bereichen sowie zu weiterem verstärkten Verschleiß kommen [101].

Kurze Wellen

Die entstehenden Wellenlängen bewirken abhängig von der Geschwindigkeit eine Anregung im Bereich der Eigenfrequenzen des Drehgestells sowie der Biegefrequenzen des Wagenkastens zwischen 8 und 15 Hz. Durch die auftretende Resonanz kommt es zu heftigen Bewegungen des Wagenkastens sowie zu starken dynamischen Belastungen des Wagenmaterials [117].

Die angeregten Schwingungen im niederfrequenten Bereich beeinflussen außerdem den Unterbau und können dort zu dauerhaften Schäden führen [20].

In Zusammenarbeit mit dem Kompetenzzentrum „Das virtuelle Fahrzeug Forschungsgesellschaft mbH“ (ViF) in Graz wurden Mehrkörpersimulationen (MKS) mittels Simpack zur Ermittlung der Auswirkung von kurzen Wellen auf die resultierenden vertikalen dynamischen Radaufstandskräfte durchgeführt.

Dabei wurden die relativen und absoluten Radaufstandskräfte bei Störampplituden von 0.1, 0.2, 0.3, 0.4 und 0.5 mm mit Wellenlängen von 3 und 6 Metern, sowie Geschwindigkeiten von 50, 100, 150, 200, 250 und 300 km/h ermittelt (Abbildung 34). Radsatz und Schiene wurden als starre Körper betrachtet. Die Schwelle wurde ebenfalls starr mit definierter Masse und Trägheitsmoment dargestellt. Das Gleisbett wurde dynamisch simuliert.

Beim verwendeten Fahrzeugmodell beträgt die Achslast 13.5 t, dies entspricht einer Radlast von 6.8 t oder einer absoluten statischen Radaufstandskraft von 66.44 kN. Die Änderung der Radaufstandskraft infolge von Störungen wurde als dynamische Radaufstandskraft oder prozentuell als relative dynamische Radaufstandskraft ermittelt. Bei rein statischer Belastung ohne Störung wurde die dynamische Radaufstandskraft mit 0 % festgelegt.

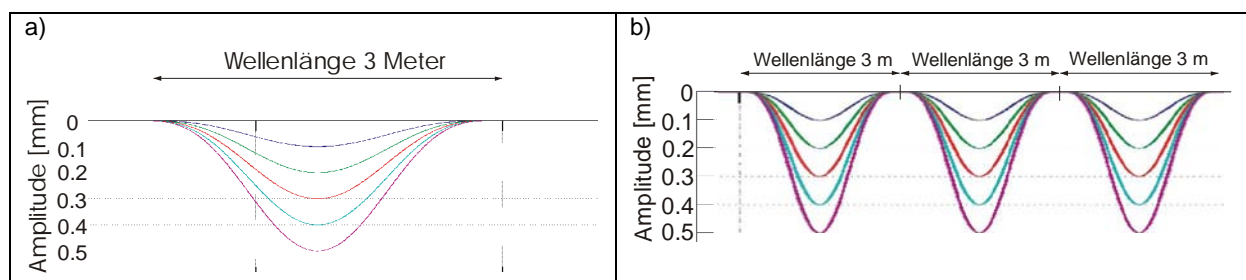


Abbildung 34: Schematische Darstellung der simulierten Störung a) Einfachstörung b) Mehrfachstörung (Simulation über 100 m)

Bei niedriger Geschwindigkeit von 50 km/h ist die Zunahme der Radaufstandskraft noch erwartungsgemäß generell gering. Sie beträgt bei einer Wellenlänge von 3 Metern und den betrachteten Störampplituden max. 0.7 %.

Bei Erhöhung der Geschwindigkeit auf 150 km/h (Reisezugniveau) kommt es bereits in etwa zu einer Verachtfachung der vertikalen dynamischen Radkraftzunahme im Vergleich zu 50 km/h auf 3.3 % bei 0.3 mm Störampplitude und 3 Meter Wellenlänge der Störung. Wie aus Abbildung 35 ersichtlich, führt die Vergrößerung der Störampplitude von 0.3 auf 0.5 mm bei

dieser Geschwindigkeit nahezu zu einer weiteren Verdopplung der vertikalen dynamischen Radkraftzunahme auf 5.4 %.

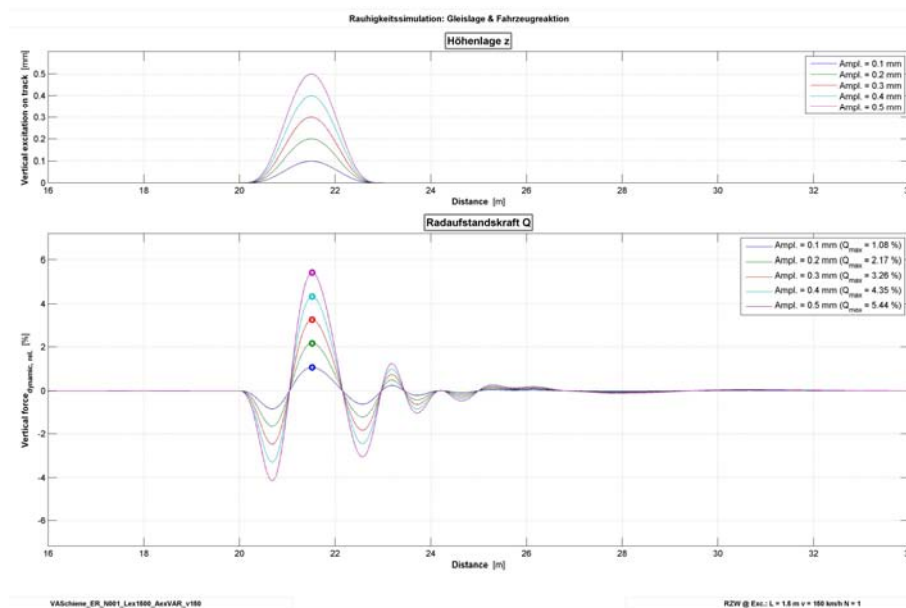


Abbildung 35: Relative vertikale dynamische Radaufstandskraft bei unterschiedlichen Störampplituden und einer Geschwindigkeit von 150 km/h.

Bei 0 % liegt keine dynamische Anregung des Systems vor, es wirkt allein die statische Radaufstandskraft. Die Änderungen der vertikalen dynamischen Radaufstandskraft bei den unterschiedlichen Störampplituden sind in der Legende ersichtlich.

Im Hochgeschwindigkeitsverkehr mit 300 km/h ist eine weitere deutliche Erhöhung der Radaufstandskraft zu verzeichnen. Bei Wellen mit 3 Metern Wellenlänge beträgt die Zunahme der vertikalen dynamischen Radkraft ca. 12 % bei 0.3 mm Störampplitude und durchschnittliche 20 % bei 0.5 mm. Im Falle einer einzelnen Störung oder der ersten Welle bei Mehrfachstörungen ist aufgrund der plötzlichen Anregung des in Ruhe betrachteten Systems sogar eine Zunahme der vertikalen Radaufstandskraft von bis zu 27 % bei 0.5 mm Störampplitude errechnet worden (Abbildung 36).

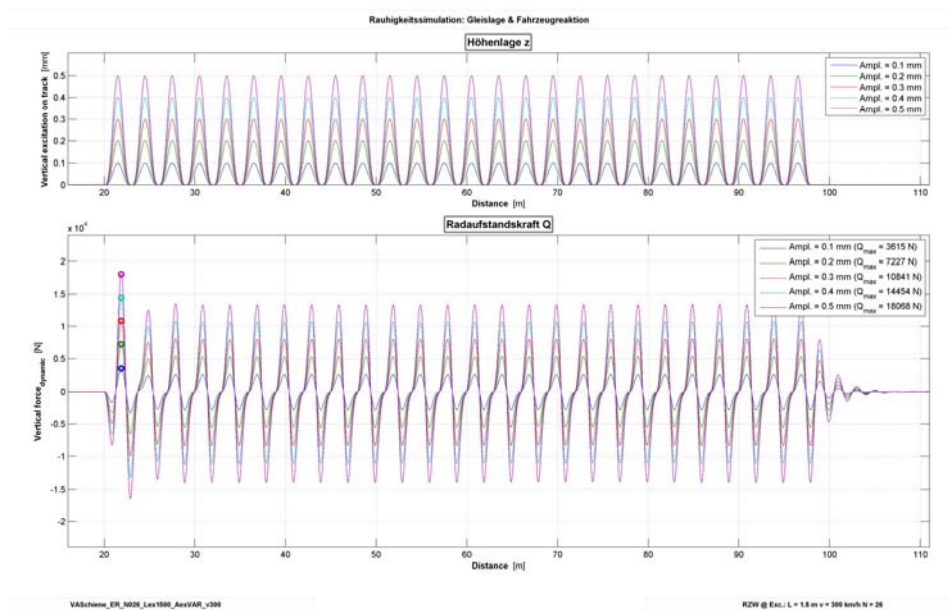


Abbildung 36: Entwicklung der dynamischen Radkraft bei Störungen mit 3 Metern Wellenlänge und unterschiedlicher Amplitude.

Vor Erreichen der Störung wird das System in Ruhe betrachtet, die dynamische Radaufstandskraft beträgt 0 N. Bei Durchfahren der ersten Störungswelle kommt es zu einer starken Anregung des Systems und zum Anstieg der dynamischen Radaufstandskraft auf ihren Maximalwert bei allen Störampplituden. Im Verlauf der weiteren Störwellen kommt es zu einer Abschwächung der dynamischen Reaktion des Gesamtsystems und einem Absinken der dynamischen Radaufstandskraft auf ein Durchschnittsniveau in etwa 4-5 kN unter dem Maximalwert.

Die Simulationen mit Störungen von 6 Metern Wellenlänge ergaben erwartungsgemäß generell, aufgrund der niedrigeren angeregten Frequenzen, eine geringere Zunahme der dynamischen Radaufstandskräfte.

Zusammenfassend ist bei allen Geschwindigkeiten und untersuchten Wellenlängen in etwa eine Verfünffachung der Radaufstandskraftzunahme bei Erhöhung der Störampplitude von 0,1 auf 0,5 mm zu verzeichnen. Dieser lineare Zusammenhang ergibt sich aus der Annahme, dass sich das bei der Simulation verwendete nichtlineare Fahrzeugmodell bei rein vertikaler Anregung annähernd linear verhält und somit von der Amplitude unabhängig ist. Zwischen 0,3 und 0,5 mm Störampplitude ist im Allgemeinen eine Zunahme der vertikalen dynamischen Radaufstandskraft um den Faktor 1,6 zu beobachten.

Ein Überblick der Ergebnisse bei Abweichungen mit 3 Metern Wellenlänge ist in Abbildung 37 dargestellt.

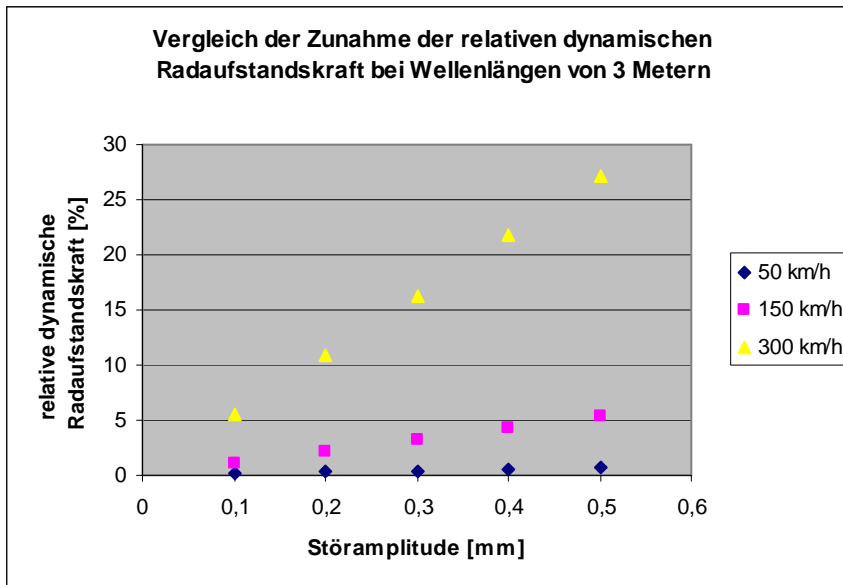


Abbildung 37: Zunahme der relativen dynamischen Radaufstandskraft bei Störungen verschiedener Amplituden und Wellenlängen von 3 Metern. 0 % entspricht der statischen Radaufstandskraft.

3.2.4 Abhilfemaßnahmen

3.2.4.1 Abhilfemaßnahmen beim Rad

Radriffeln

Große Verbesserungen hinsichtlich Radriffelentwicklung können durch den Ersatz der Graugussklotzbremsen durch Verbundsohlenbremsen, die die Radlaufläche beim Bremsvorgang polieren und dadurch eine Aufrauung und Welligkeitsentwicklung vermeiden, erzielt werden. Probleme bei bestehenden Wägen ergeben sich aufgrund der sehr hohen Kosten für die Umrüstung auf K-Sohlen, da das gesamte Bremssystem der Wägen umgebaut werden muss. LL-Sohlen wären direkt ohne Umrüstung des Bremssystems austauschbar, diese sind derzeit jedoch noch in der Testphase.

Erfolge wurden auch mit Metalleinschlüssen in den Bremsblöcken sowie dem Einsatz von Reibwertmodifizierern erzielt. Diese vermindern die Wärmeentwicklung im Kontaktbereich und wirken sich dadurch gemäß den Untersuchungen von Petersson auch positiv auf die Riffelentwicklung aus [5].

Polygonalisierung

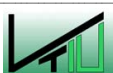
Strategien zur Vermeidung von Radpolygonalisierung liegen in der Verminderung oder Vermeidung von dynamischen Kontaktkräften beispielsweise durch reduzierte Gleissteifigkeiten oder Dämpfungselementen in Rad und Schiene sowie in homogeneren Materialeigenschaften und der Reduktion von anfänglichen Unrundheiten aus der Produktion [78].

3.2.4.2 Abhilfemaßnahmen bei der Schiene

Bereits bestehende Welligkeiten können durch Instandhaltungsmaßnahmen wie Schienenschleifen-, -fräsen oder -hobeln entfernt werden. Die Eingriffsschwelle wird je nach Bahnunternehmen durch Grenzamplituden der Riffeln oder beispielsweise wie bei der DB AG im Bereich des „Besonders überwachten Gleises“ (BÜG) durch einen Grenzlärmpegel festgelegt.

Kurzweilige Schienenriffeln

Grundsätzlich kann durch die Gestaltung der Federsteifigkeiten von Gleiskomponenten die Eigenfrequenz des Gleissystems soweit verschoben werden, dass diese sich möglichst deutlich von den Anregungsfrequenzen des Rad-Schiene Kontaktes und der Eigenfrequenz des Radsatzes unterscheidet. In einem Computermodell von Battelle konnte gezeigt werden, dass die Eigenfrequenz des Systems durch die Federsteifigkeit der Gleiskomponenten wie den Schienenunterlagen bestimmt wird. Durch Vermeidung von Resonanzeffekten kann die Bildung von kurzweiligen Schienenriffeln deutlich vermindert werden [92].



Weiters kann durch eine Verminderung des Schwellenabstands, die pinned-pinned Resonanzfrequenz erhöht und dadurch die Amplitude der Vibrationen vermindert werden [102].

Spurkranzschmierung sowie der Einsatz von Reibwertmodifizierern stellen durch Vermeidung von Stick-Slip Effekten eine wirksame Maßnahme zur Reduktion von kurzwelligen Schienenriffeln dar [92][82].

Da steife Strukturmechanik die Riffelbildung begünstigt, könnte weiters durch den Einsatz von kontinuierlich gebettetem Gleis oder weicheren Schienenunterlagen, die Riffelentstehung durch den Effekt der pinned-pinned Resonanz vermindert werden [97][93].

Schlupfwellen

Durch Erhöhung der Zugfestigkeit des Schienenstahls auf mindestens 1100 N/mm² kann das Auftreten von Schlupfwellen verzögert und eine Verringerung der maximalen Amplituden erzielt werden. Ebenso ergeben sich Verbesserungen beim Einsatz von kopfgehärteten Schienen [105].

Regelmäßige Instandhaltung durch Schienenschleifen vermindert die starke Ausprägung und damit einhergehend starke Belastung des Gleiskörpers. Durch Schleifen von asymmetrischen Schienenprofilen kann das Fahrverhalten des Fahrzeuges im Bogen durch eine Verschiebung des Kontaktpunktes auf einen kleineren Rollradius beim kurveninneren Rad deutlich positiv beeinflusst werden [105].

Durch kontinuierliche Schmierung der bogeninneren Fahrfläche und der dadurch verringerten angreifenden Querkräfte am vorlaufenden Radsatz kann Schlupfwellenbildung deutlich gesenkt werden [104].

Generell kann durch eine Verminderung der vertikalen Steifigkeit des Gleises und der Schienenquersteifigkeit eine Reduktion der Schlupfwellenbildung durch verringerte dynamische Radlastschwankungen erzielt werden [104].

Dies konnte in Versuchsstrecken mit Holzschwellen, wo durch den Einbau von weichen Zwischenlagen mit einer Dicke von 15 mm eine deutliche Verzögerung der Schlupfwellenbildung erreicht werden konnte, bestätigt werden [105].

Bei Fester Fahrbahn wurden deutliche Verbesserungen hinsichtlich Geschwindigkeit und Ausmaß der Riffelbildung durch Verwendung von gummiummantelten Schwellen erzielt [107].

„Riffeln“ bei besohlenen Schwellen Riffeln (booted sleeper corrugation)

In zahlreichen Metrosystemen konnte durch den Einbau elastischer Schienenunterlagen zur Entkopplung von Schiene und Schwelle sowie der Gleisantiresonanz mit der Radresonanzfrequenz eine verringerte dynamische vertikale Kraft und folglich verringerte Wellenbildung erzielt werden [79].



Wie bei Schlupfwellen erweisen sich außerdem alle Maßnahmen zur Vermeidung von slip Effekten wie der Einsatz von Spurkranzschmierung oder Reibwertmodifizierern (siehe Kapitel 2.2.5.2), verbessertes Lenkungsverhalten der Radsätze und höherfeste eventuell kopfgehärtete Schienen als vorteilhaft [79].

Langwellige Schienenriffeln

Allgemeine Abhilfemaßnahmen für langwellige Schienenriffeln liegen in der Erhöhung der Gleisdämpfung und Verringerung der Gleissteifigkeit. Zur Verbesserung des Kurvenverhaltens ist eine positive Schienenüberhöhung sowie eine effektive Schienenschmierung zur Vermeidung von Rollkontaktermüdung sicherzustellen [99].

Zur Entfernung von bereits vorhandenen Riffeln stehen Instandhaltungsmethoden wie Schienenschleifen oder –fräsen zur Verfügung. Zur möglichst effizienten Vermeidung des Wiederauftretens sind ausreichende Abtragtiefen sowie ein möglichst großer Unterschied zwischen Schleifriefenprofil und entferntem Riffelprofil anzustreben [101].

Schwerlastriffeln (heavy haul Riffeln)

Möglichkeiten zur Verminderung und Vermeidung von Schwerlastriffeln liegen in der Wahl eines ausreichend harten Schienenstahls sowie der sorgfältigen Instandhaltung der Gleise und der Räder zur Vermeidung von möglichen Anregungsquellen. Unterschiede in der Härte von Schienenmaterial und Schweißung wie sie zum Teil bei Aluminothermischen Schweißstellen auftreten sind möglichst zu verringern [79].

Weiters würde eine Verminderung der ungefederten Massen, beispielsweise durch die Anordnung des Motors im Drehgestell, die angeregte P_2 -Kraft vermindert werden [80].

RCF Riffeln

Erfolgreiche Bekämpfung dieser Art von Riffeln konnte durch präventive Instandhaltung erreicht werden. Diese besteht einerseits aus effizienter Spurkranzschmierung zur Reduktion der Bildung von Ermüdungsrissen und andererseits aus regelmäßigem leichten Schienenschleifen, zur Beseitigung eventuell entstandener Mikrorisse bereits im Anfangsstadium. Zusätzlich Verbesserung kann durch asymmetrisches Schienenschleifen und dadurch verbesserte Spurführung in engen Kurven erzielt werden. Auch gesteuerte Radsätze können auf kurvenreichen Strecken Verbesserungen ermöglichen [79]. Weiters kann die Fahrzeugkonstruktion dahingehend verändert werden, die ungefederten Massen zu reduzieren und somit die angeregte P_2 -Kraft zu vermindern [80].



Rutting Riffeln

Bei „FAST“ wurde als wirkungsvollste Maßnahme zur Verminderung von Rutting Riffeln der Einsatz einer Spurkranzschmierung auf der Außenschiene festgestellt. Erfolge wurden auch durch Verwendung härterer Schienenstähle, Einsatz von Reibwertmodifizierern (siehe Kapitel 2.2.5.2) sowie die Reduktion der vertikalen Steifigkeit durch den Einsatz von weichen Schwellenunterlagen erzielt. Zur Verbesserung der Kurvensteuerung erwiesen sich elastischere Schlingerdämpfer oder gesteuerte Radsätze als vorteilhaft [79].

Kurze Wellen

Bereits bestehende Wellen können bis zu einer Länge von 2 Metern durch Instandhaltungsmaßnahmen wie Schienenschleifen, -fräsen oder -hobeln beseitigt werden. Wellenlängen über 2 Meter bis 4 Meter stellen aufgrund der derzeit fehlenden Beseitigungsmöglichkeiten ein Problem dar und sollten schon in der Entstehung vermieden werden [117]. Abweichungen aus dem Walzprozess können durch den Vorgang des Schienenrichtens ausgeglichen werden.

Leichtschienenriffeln können durch Maßnahmen wie Verringerung von Irregularitäten am Schienenkopf vor allem durch Vermeidung unebener Schweißstellen, dem Einsatz von Lokomotiven mit geringerer ungefederter Masse oder der Verwendung von Schienenstählen mit höherer Streckgrenze und größerer Biegesteifigkeit vermieden werden [79][80].

3.2.5 Messtechnik

Die wichtigsten Einsatzbereiche der Welligkeitsmessung sind Messungen zur Validierung von Lärmschutzmaßnahmen, Abnahmemessungen bei Schleifarbeiten, Messdatenerfassung als Input für Vorhersagemodelle sowie die Überwachung der Entwicklung von Welligkeiten. Jeder dieser Bereiche erfordert spezielle Anforderungen hinsichtlich Geschwindigkeit und Genauigkeit der Messung [127].

Wie bei der Messung der Mikrorauhigkeit können auch zur Ermittlung des Welligkeitsprofils berührende und berührungslose Systeme verwendet werden. Weiters wird vor allem im Bereich der Welligkeitsbestimmung für Schallmessungen zwischen direkter und indirekter Messung unterschieden.

Bei direkten Messsystemen handelt es sich um berührungslose oder berührende Methoden die direkt das Oberflächenprofil von Rad und Schiene unabhängig voneinander erfassen. Oftmals erfolgt dabei eine Entfernung von „Spitzen“ und „Zacken“ im Profil, die durch Partikel auf der Messoberfläche sowie kleinen Rissen oder Squats hervorgerufen werden und keine unmittelbare Auswirkung auf die Lärmentstehung aufweisen [123]. Die Methoden zur Korrektur des Profils hinsichtlich „Spitzen“ und „Zacken“ sind jedoch nicht standardisiert und können zu großen Unterschieden im ermittelten Welligkeitsspektrum führen [46]. Berührende

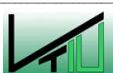


Methoden werden oft bei leichten Messwagen oder Handmessgeräten eingesetzt. Sie basieren wie bereits bei der Mikrorauhigkeitsmessung erläutert auf der mechanischen Abtastung der Oberfläche und anschließender Transformation in ein elektrisches Signal. Geräte dieser Art zeichnen sich durch geringes Gewicht und kleine Bauart aus und werden hauptsächlich für städtische Gleisnetze sowie zur Stichprobenkontrolle eingesetzt [125]. Häufig eingesetzte Geräte dieser Art sind der „Corrugation Analysis Trolley“ (CAT) oder z.B. das Gerät RM1200E der Firma Müller-BBM GmbH sowie das RSA Messgerät (Rail Surface Analyser) der Firma APT. Beim RM1200E Gerät wird der Messschlitten mit 10 – 50 mm/s über eine Abtastlänge von 1200 mm bewegt. Das Gerät verfügt über fünf Messbereiche von 0.1 bis 2 mm. Die Aufzeichnung der Daten erfolgt alle 0.5 mm [129]. Die Auflösung des Signalumwandlers liegt bei unter 1 μm [130]. Der CAT ist ein Handmessgerät, welches Messungen mit 0.5 – 1.5 m/s und die Aufzeichnung von Daten in 2 mm Intervallen mit einer Genauigkeit von 1 μm ermöglicht [128]. Ein Benchmark Test [180] hatte zum Ziel, den möglichen Einfluss der Analysenmethode oder der eingesetzten Rauigkeitsmessgeräte auf das resultierende Rauigkeitsspektrum zu untersuchen. Bei Messungen verschiedener Organisationen mit dem RM1200E unter Verwendung unterschiedlicher Analysenmethoden ergab sich eine Streuung der Ergebnisse von ± 3 dB. Beim Vergleich der Messergebnisse mit gleicher Analysenmethode traten zwischen CAT und RM1200E im Wellenlängenbereich von 2 bis 25 cm Unterschiede kleiner 1 dB auf. Außerhalb dieses Bereiches ergaben sich größere Unterschiede [127]. Ein etwas robusteres dafür leicht ungenaueres Messsystem stellt das „Rail Corrugation Analysis“ (RCA) Gerät dar. Dieses Gerät erlaubt Messungen mit Geschwindigkeiten von etwa 5 km/h simultan auf beiden Gleisen [131]. Bei Vergleichsmessungen mit RCA und CAT ergaben sich Unterschiede von 0.5 μm im Bereich des quadratischen Mittelwertes [101].

Ein großer Vorteil der berührenden Messsysteme ist der Wegfall der Notwendigkeit von Referenzstrecken. Nachteilig ist die Sensitivität auf Vibrationen, der Einfluss der Tastspitze auf das Messergebnis sowie die begrenzte Messgeschwindigkeit, welche meist nicht mehr als 1 m/s beträgt [124].

Berührungslose Methoden basieren auf magnetischer Induktion, optischer oder akustischer Reflektierung oder elektrischer Interaktion. Lasersysteme werden wie zur Mikrorauhigkeitsmessung auch zur Bestimmung der Welligkeit eingesetzt. Das Funktionsprinzip wurde bereits in Kapitel 3.1.5 näher erläutert. Lasermesssysteme werden hauptsächlich bei Gleismesszügen verwendet. Vorteile liegen in der hohen Genauigkeit und der hohen Messgeschwindigkeit.

Für die Messung von Radprofilen werden sowohl statische als auch dynamische Methoden eingesetzt. Bei der statischen Methode handelt es sich um mechanisch-elektronische Messsysteme die das Radprofil mechanisch abtasten. Die dynamische Messung basiert auf dem Laserprinzip, wobei die Laser im Gleis eingebaut werden. Dies ermöglicht die automatische Kontrolle von Geometriedaten und Erfassung der Wagenkennung im laufenden Betrieb [125]. Bei Vergleichen innerhalb des Metarail Projektes (1998) der Messergebnisse von zwei direkten Radrauigkeitsmessgeräten (RMR1435 der Firma Müller-



BBM, Gerät des TNO Institut of Applied Physics der Universität Delft) wurden Unterschiede von weniger als 5 dB im Wellenlängenbereich von 2 bis 20 cm festgestellt. Es wurde daraus abgeleitet, dass dies Unterschieden von 1 bis 3 dB(A) auf einem glatten Gleis gemäß ISO 3095 entsprechen würde [127].

Indirekte Methoden basieren auf Schallmessungen im Bereich des Drehgestells oder der Verwendung von Beschleunigungsmessern am Achslager oder auf der Schiene [123]. Dabei wird die kombinierte effektive Rauheit von Rad und Schiene gemessen, was auch den größten Vorteil dieser Systeme gegenüber den direkten Methoden darstellt [127]. Die derzeitige empfohlene Geschwindigkeit während einer indirekten Rauheitsmessung liegt bei 80 km/h oder geringer. Fünf Messpunkte pro Schiene werden zur vollständigen Charakterisierung empfohlen. Die Genauigkeit von indirekten Messsystemen liegt gemäß TWINS (Track Wheel Interaction Software) Berechnungen bei ± 5 dB unter den Voraussetzungen von Radradien größer 35 cm, statischen Radlasten von über 50 kN und aktualisierter Schienenvibrationsdämpfung [46].

In einem Ringversuch konnte gezeigt werden, dass direkte und indirekte Messmethoden im Bereich von 1 bis 10 cm Wellenlänge eine gute Übereinstimmung zeigen [46]. Gemäß prEN ISO 3095:2001 sind für Rauheitsmessungen für Geräuscherfassungen nur direkte Rauheitsmessungen bzw. indirekte kombiniert mit direkten Messungen vorgesehen.

Zur Messung von kurzen Wellen wird häufig das Messprinzip der Wandersehnenmethode eingesetzt. Dabei wird je nach zu messender Wellenlänge eine Stahlsehne bei manueller Messung in entsprechender Länge angelegt und gespannt. In der Mitte der Sehne wird die sogenannte Pfeilhöhe gemessen und die Sehne um eine halbe Sehnenlänge verschoben. Aus der gemessenen Pfeilhöhe kann die Winkeldifferenz ermittelt werden [22].

In DIN EN 13674-1:2008 [161] ist die automatische Prüfung der Schiene auf Ebenheit vorgesehen. Bei maschineller Messung kann das Wandersehnenverfahren kontinuierlich angewandt werden, indem das Messsystem auf Fahrzeugen installiert oder die Schiene unter der Sehne vorbeibewegt wird. Bei neueren Verfahren wird die Abtastung optisch mittels Lasern durchgeführt [22]. Dabei werden mehrere Lasersensoren in entsprechendem Abstand auf Bezugsgeraden angepasster Länge positioniert. Durch den Einsatz von Doppelwandersehnen kann die Gefahr der Verstärkung eventueller Messfehler ausgeglichen werden. Mit Hilfe des Verfahrens ist die Erfassung von horizontalen wie vertikalen Abweichungen möglich [148].



3.3 Geradheitsabweichung

3.3.1 Charakterisierung

Unter Geradheitsabweichungen werden alle Unebenheiten mit Wellenlängen zwischen 3 bis 25 Meter und mehr und Amplituden bis 1 mm zusammengefasst.

3.3.2 Ursachen

Grundsätzlich werden Geradheitsabweichungen sehr stark durch den Ober- und Unterbau bestimmt.

Geradheitsabweichungen entstehen vor allem durch Unterschiede der Steifigkeit im Untergrund sowie durch Änderung der dynamischen Belastung entlang der Schiene aufgrund der Fahrzeuge. Berechnungen zeigten, dass die größten dynamischen Belastungen durch ungefederte Massen entstehen [158].

3.3.3 Auswirkungen

Durch angeregte Schwingungen im Bereich der Geradheitsabweichungen werden hauptsächlich Resonanzfrequenzen des Wagenkastens angeregt. Dadurch kommt es zu einer starken Schwingung des Fahrzeugkastens, was mit hohen dynamischen vertikalen Kräften des Rades auf die Schiene sowie Einschränkung des Fahrkomforts verbunden ist [8].

In Modellierungen von Haigermoser [118] konnte gezeigt werden, dass Geradheitsabweichungen bei Fahrgeschwindigkeiten von 140 km/h im Bereich von 3 bis 25 Meter zu einer Verzehnfachung der vertikalen Radkräfte führen. Aus der Transferfunktion der vertikalen Radkräfte konnte eine allgemeine Formel zur Berechnung der vertikalen Kräfte bei starr betrachtetem System abgeleitet werden. Diese lautet:

$$F_z = m * \left(\frac{2\pi v}{L} \right)^2 * z \quad (8)$$

m = ungefederte Masse

v = Fahrgeschwindigkeit

L = Wellenlänge der Geradheitsabweichung

z = Störungsfunktion



3.3.4 Abhilfemaßnahmen

Bestehende Geradheitsabweichungen können durch Schienenstopfen behoben werden.

Zur Vermeidung von Geradheitsabweichungen sollten Unebenheiten wie kurze Wellen oder schadhafte Schweißstellen, die eine Anregung der ungefederten Masse bewirken, vermieden werden [8].

3.3.5 Messtechnik

Die Messung von Geradheitsabweichungen ist mit der in Kapitel 3.2.5 erläuterten Wandersehenmethode möglich.



4 Schall

4.1.1 Allgemeines zur Akustik

Schall wird als Schwingungen in einem elastischen Medium oder auch als physikalische Druckschwankungen definiert [6][7]. Je nach Medium kann beispielsweise Luftschall, Körperschall oder Wasserschall unterschieden werden. Das Medium beeinflusst wesentlich die Ausbreitungsgeschwindigkeit des Schalls [7]. Während sie bei Luft nur bei 330 m/s liegt, beträgt sie in Stahl 5100 m/s.

Die Ausbreitung des Schalls erfolgt in sinusförmigen Wellen. Wellen, deren Teilchengeschwindigkeit zur Richtung der Ausbreitungsgeschwindigkeit senkrecht ist, heißen Querwellen (Schub- oder Scherwellen) oder auch Transversalwellen. Sind die Richtungen von Schwing- und Ausbreitungsgeschwindigkeit gleich, spricht man von Längs- oder Longitudinalwellen. Bei Luftschall treten nur Longitudinalwellen auf. In festen Körpern erfolgt die Schallausbreitung sowohl durch Longitudinal- als auch Transversalwellen sowie durch Kombinationen. In plattenförmigen Körpern und Stäben treten zusätzlich Biege-Wellen mit frequenzabhängiger Ausbreitungsgeschwindigkeit auf [63].

Die Zahl der Sinusschwingungen pro Sekunde wird als Frequenz bezeichnet und bestimmt die Tonhöhe. Die Einheit der Frequenz ist Hertz (Hz).

Bezogen auf das Hörvermögen des Menschen kann nach Frequenzbereichen in Hörschall 20 – 20.000 Hz, Infraschall unter 20 Hz und Ultraschall oberhalb von 20.000 Hz unterschieden werden.

Zur Beschreibung der Schalleinwirkung auf den menschlichen Körper wird der Schalldruck p verwendet. Die Schallintensität beschreibt die je Zeiteinheit durch eine Fläche transportierte Schallenergie. Ein gesundes menschliches Ohr kann Schall ab einer Intensität I_0 von ca. 10^{-12} W/m² und einem Druck p_0 von ca. $2 \cdot 10^{-5}$ Pa wahrnehmen. Diese Grenze wird als Hörschwelle bezeichnet. Ab einer Schallintensität I_s von ca. 1 W/m² und einem Schalldruck p_s von ca. 20 Pa wird der Schall als schmerzhaft empfunden. Man spricht vom Erreichen der Schmerzschwelle. Aufgrund der näherungsweise logarithmischen Empfindlichkeit des menschlichen Gehörs sowie zur Verkleinerung der zu operierenden Zahlenwerte wird heute in der Akustik hauptsächlich mit dem logarithmischen Pegelmaß, dem Dezibel dB, gearbeitet. Die Messgröße des Schalldrucks in Dezibel ist der Schalldruckpegel. Der Hörbereich des menschlichen Ohrs ergibt sich somit von 0 – 120 dB. Das menschliche Gehör weist jedoch über diesen Bereich nicht immer gleiche Empfindlichkeit auf.

Die größte Empfindlichkeit liegt in etwa im Bereich zwischen 1000 Hz und 6000 Hz.

Eine Schalldruckpegelzunahme von +10 dB wird aufgrund des logarithmischen Hörempfindens als Verdoppelung der Lautstärke empfunden [7].

In Abbildung 38 ist zu erkennen, dass sehr tief- oder hochfrequente Töne erst mit deutlich höherem Schalldruckpegel gleich laut empfunden werden, wie Töne im mittelfrequenten Bereich.



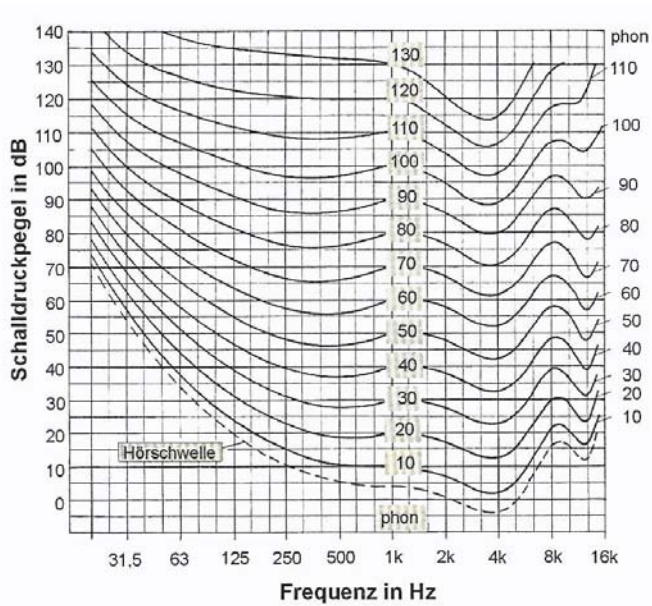


Abbildung 38: Hörschwelle und Kurven gleicher Lautstärke [7].

Damit gemessene Schallpegel dieser subjektiven Hörempfindung des Menschen angepasst werden, wurden drei verschiedene Bewertungsfilter eingeführt. Der am häufigsten eingesetzte Bewertungsfilter ist die A-Bewertung. Wie in Abbildung 39 zu erkennen, werden dabei hoch- oder sehr tieffrequente Geräuschanteile durch entsprechende Abschläge geringer bewertet.

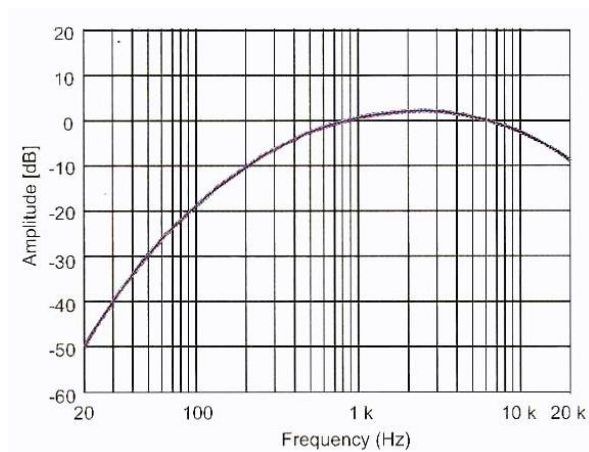


Abbildung 39: A-Bewertung aus [8]

Die Verteilung von Schalldrücken, Schallintensitäten oder Schalleistungen, bzw. deren Pegelwerte, auf unterschiedliche Frequenzbereiche sowie deren graphische Darstellung wird als Schallspektrum bezeichnet.

Die messtechnische Ermittlung des Schallspektrums erfolgt oftmals unter Einsatz elektrischer Filter, welche nur Frequenzen innerhalb eines begrenzten Bereichs durchlassen. Je nach Bandbreite der eingesetzten Filter wird zwischen

- Oktavbandfilter
- Terzbandfilter und
- Schmalbandfilter unterschieden.

Während im Bereich der Musik oft die Oktavbandanalyse verwendet wird, erfolgt im Bereich der Lärmuntersuchung oft eine Terzbandanalyse. Dabei werden Filterbereiche von einem Drittel der Oktavbänder gewählt [7].

$$f_0 = 3\sqrt{2} * f_u \quad (9)$$

f_0 = obere Durchlassfrequenz
 f_u = untere Durchlassfrequenz

Der Einfluss des eingesetzten Filters auf das erhaltene Spektrum wird in Abbildung 40 gezeigt.

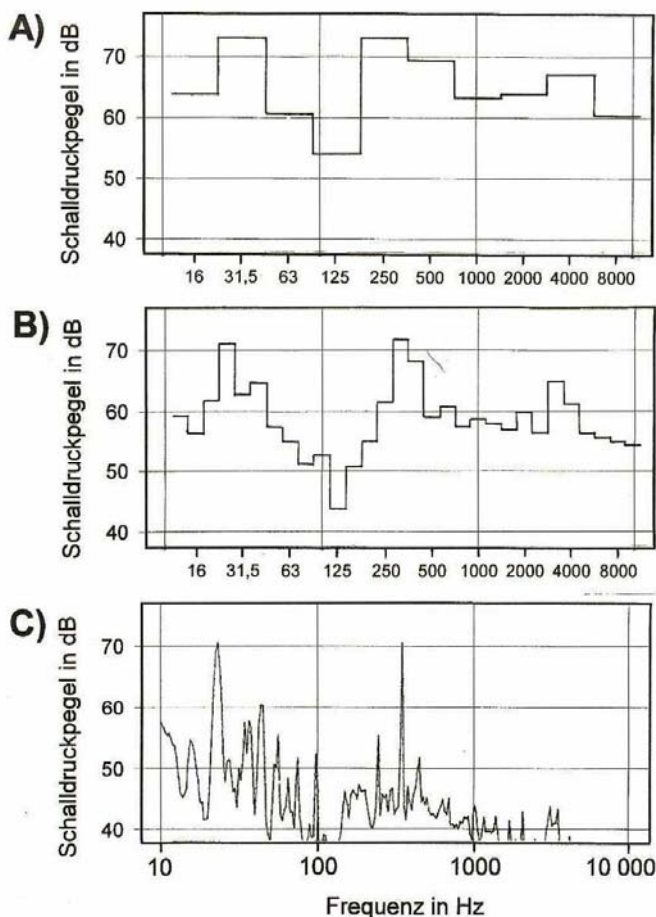


Abbildung 40: Vergleich der Frequenzbandanalyse des Geräusches eines Industrie-Staubsaugers als A) Oktav-, B) Terzband- oder C) Schmalbandspektrum [7].

Hinsichtlich der Schallausbreitung im freien Schallfeld, worunter die völlig ungehinderte Ausbreitung des Schalls in alle Richtungen verstanden wird, muss nach Form der Schallquelle in

- Punktstrahler
- Linienstrahler und
- Flächenstrahler unterschieden werden.

Für eine Punktstrahlquelle nimmt die Schallintensität mit dem Quadrat der Entfernung ab. Der Schalldruckpegel fällt je Abstandsverdoppelung um 6 dB ab. Bei Linienstrahlern als welche zum Beispiel Eisenbahnschienen angesehen werden können, ist die Verminderung der Schallintensität hingegen nur proportional der Entfernung. Dadurch fällt der Schalldruckpegel je Abstandsverdoppelung um nur 3 dB [7].

Abbildung 41 zeigt die Abnahme des Schalldruckpegels von Punkt- und Linienstrahler im Vergleich.

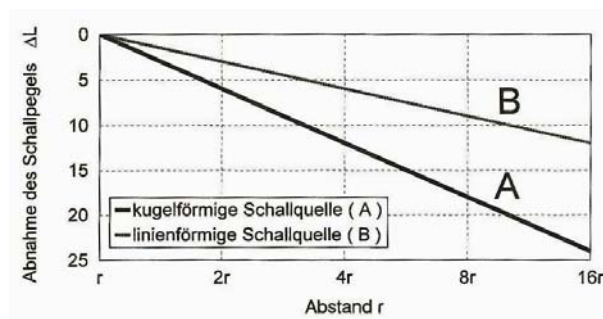


Abbildung 41: Vergleich Abnahme des Schalldruckpegels von Punkt- und Linienstrahler mit dem Abstand r [7].

Hinsichtlich der Lärmüberwachung hat neben der Emission von Schall auch die Immission der Schallwellen auf die Umgebung große Bedeutung. Bei der Schallemission ist nur das Ausmaß des an der Quelle abgestrahlten Geräusches von Interesse, während bei der Immission alle auf eine Person oder einen Ort einwirkenden Geräusche erfasst und bewertet werden.

Dabei wird zwischen

- Primärschall
- Sekundärschall und
- Erschütterungen (Vibrationen) unterschieden.

Primärschall ist die direkte Luftschalleinstrahlung und liegt im Frequenzbereich von 20 Hz bis 10 kHz. Bei Sekundärschall werden durch Schwingungen Gegenstände angeregt, welche wiederum Luftschall abstrahlen. Der Anregungsfrequenzbereich liegt zwischen 16 Hz und 350 Hz. Erschütterungen und Vibrationen sind durch niedrige Frequenzen zwischen 1 – 80 Hz gekennzeichnet (Abbildung 42) [9].

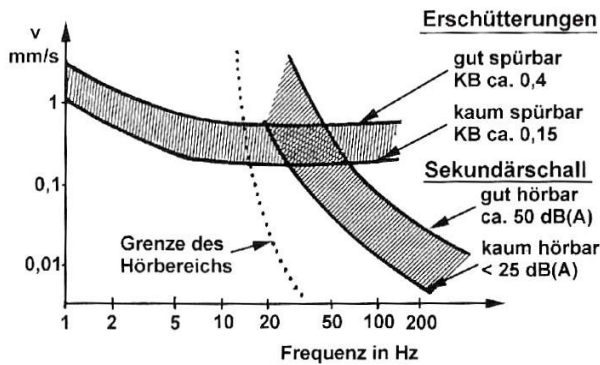


Abbildung 42: Abgrenzung zwischen Wahrnehmung von Erschütterungen und Sekundärschall [9]

Die Einwirkung von Schall auf den menschlichen Körper kann zu Störungen und Schädigung der menschlichen Gesundheit führen. Die Grenzen ab wann eine Belästigung auftritt sind stark subjektiv und werden von zahlreichen Parametern wie Frequenzzusammensetzung, zeitliches Auftreten oder beispielsweise persönliche Einstellung zum Schallverursacher beeinflusst.

Eine grundsätzliche Gliederung der gesundheitlichen Auswirkung durch Lärm ist in Tabelle 7 ersichtlich.

Tabelle 7: Gesundheitliche Auswirkungen von Lärm [9].

1. Belästigung	individuell unterschiedliche Schwellen, abhängig von Art des Geräusches
2. Aktivierung des zentralen und vegetativen Nervensystems einschließlich Beeinträchtigung von Schlaf und Entspannung	Beginn der Wirkung ab ca. 40 dB(A)
3. Behinderung der akustischen Kommunikation und Umweltorientierung	ab ca. 50 dB(A)
4. Störung bestimmter Leistungen	abhängig von Art der Leistung: 45 dB(A) bis 90 dB(A)
5. Schädigung und Zerstörung der Hörsinneszellen des Innenohrs	85 dB(A) bis 90 dB(A) bei täglich 8-stündiger Einwirkung über längere Zeiträume

Ebenso wie Luftschall führen auch Erschütterungen zu physiologischen Reaktionen und können zu Beeinträchtigung geistiger und körperlicher Leistungsfähigkeit im Extremfall zu chronischen Gesundheitsschäden führen. Die Beurteilung der Beanspruchung des Menschen durch das Einwirken von mechanischen Schwingungen erfolgt anhand der bewerteten Schwingungsstärke K [9]. Der Zusammenhang ist in Tabelle 8 ersichtlich.



Tabelle 8: Zusammenhang zwischen Bewerteter Schwingungsstärke K und subjektiver Wahrnehmung [9].

Bewertete Schwingungsstärke KX, KY, KZ, KB [*])	Beschreibung der Wahrnehmung	Bemerkungen
1	2	3
< 0,1	nicht spürbar	Bereich der durch den Schienenverkehr verursachten KB _F -Werte
0,1	Fühlschwelle	
0,1 - 0,4	gerade spürbar	
0,4 - 1,6	gut spürbar	
1,6 - 6,3	stark spürbar	
6,3 - 100 > 100	sehr stark spürbar	

^{*}) KX, KY und KZ beschreiben die Einwirkung der Schwingungen unmittelbar auf einzelne Körperteile in verschiedenen Richtungen und Positionen (stehen, sitzen, liegen). Die Schwingungsgröße ist demnach an der Einleitungsstelle in den menschlichen Körper zu messen. Zur Beurteilung der Erschütterungen in Gebäuden wird der KB_F-Wert herangezogen. Die Messung der Bewerteten Schwingungsstärke KB_F erfolgt auf dem Fußboden des untersuchten Raumes und zwar an der Stelle der stärksten Schwingungen in vertikaler oder horizontaler Richtung (s. DIN 4150-2).

4.1.2 Begriffsdefinitionen

Akustik	Lehre vom Schall und seinen Wirkungen
Schall	Physikalische Druckschwankungen; Schwingungen im elastischen Medium, physikalisch beschreibbar und messbar
Luftschall	Ausbreitung von Schallwellen in Luft
Körperschall	Ausbreitung von Schallwellen in festen Körpern
Ton	Einzelnes sinusförmiges Schallsignal, Einzelfrequenz
Geräusch	Regellos schwankendes Schallsignal mit kontinuierlichem Frequenzspektrum
Frequenz (f)	Schwingungen pro Zeiteinheit [Hz]
Resonanzfrequenz	Frequenz die mit der Eigenfrequenz des angeregten Körpers übereinstimmt.
Wellenlänge (λ)	Abstand zwischen zwei Punkten gleicher Phasenlage; Abstand von Wellental zu Wellental $\lambda = \text{Schallgeschwindigkeit [m/s]} / \text{Frequenz [Hz]}$
Schallintensität (I)	Je Zeiteinheit durch eine Fläche transportierte Schallenergie [W/m ²]
Schallleistung (P)	Von einer Schallquelle je Zeiteinheit abgestrahlte Schallenergie [W]
Schallleistungspegel (L _w)	Logarithmisches Verhältnis des Messwert zur Schallintensität an der Hörschwelle: $L_w = 10 * \log \frac{P}{P_0} \text{ dB}$ P = ermittelte Schallleistung [W] P ₀ = Bezugsschallleistung 10 ⁻¹² W



Schalldruck (p)	<p>Beschreibung der Geräuscheinwirkung auf den Menschen; Der Effektivwert des Schalldrucksignals ergibt sich durch energetische Mittelung des gemessenen Schalldrucksignals nach der Formel:</p> $\tilde{p} = \frac{\hat{p}}{\sqrt{2}}$ <p>\hat{p} = gemessener Schalldruckspitzenwert [Pa]</p>
Schalldruckpegel (L_p)	<p>Logarithmisches Verhältnis des Messwert zur Hörschwelle</p> $L_p = 10 * \log\left(\frac{p^2}{p_0^2}\right) \text{ [dB]}$ <p>p = gemessene Schalldruck [Pa] $p_0 = 2 * 10^{-5}$ Pa (Hörschwelle)</p>
Äquivalenter Dauerschalldruckpegel ($L_{pAeq,T}$)	<p>lt. DIN EN 3095 Mittelwert des A-bewerteten Schalldruckpegels über die Zeit</p> $L_{pAeq,T} = 10 * \log\left(\frac{1}{T} \int_0^T \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt\right) \text{ dB}$ <p>T = Messdauer $p_0 = 20 \mu\text{Pa}$ Bezugsschalldruck</p>
Vorbeifahrtexpositionspegel (TEL)	<p>lt. DIN EN 3095 A-bewerteter Schallpegel während einer bestimmten Dauer gemessenen und auf die Vorbeifahrdauer bezogenen einzelnen Zugfahrt</p> $TEL = 10 \log\left(\frac{1}{T_p} * \int_0^T \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt\right) \text{ dB}$ <p>T_p = Vorbeifahrdauer T = Messdauer $p_0 = 20 \mu\text{Pa}$ Bezugsschalldruck</p>
Beurteilungspegel (L_{Ar})	<p>Ergibt sich aus dem A-bewerteten äquivalenten Dauerschallpegel und gegebenenfalls aus Zuschlägen</p>
Bewertete Schwingungsstärke (K_B)	<p>Frequenzbewertete Schwingungsmessgröße</p> <p>$1 \leq f \leq 2$ Hz: $K_B = 28 a$</p> <p>$2 \leq f \leq 8$ Hz: $K_B = \frac{33.5a}{\sqrt[4]{f}}$</p> <p>$8 \leq f \leq 80$ Hz: $K_B = \frac{160a}{f}$</p> <p>f = Frequenz in Hz a = Beschleunigungsgeschwindigkeit in m/s^2</p>
Lautstärke	<p>Ist ein Maß dafür, wie laut ein Schall vom Menschen empfunden wird. Die wahrgenommene Lautstärke ist eine psychakustische Größe die von Faktoren wie Schalldruckpegel, Frequenzspektrum und Zeitverhalten des Schalls abhängig ist.</p>
Lärm	<p>Gesundheitsschädigende, leistungsmindernde, unerwünschte, belästigende Schallereignisse, subjektive Empfindung, nicht objektiv messbar</p>



Lautstärkepegel	lt. DIN 1318 Maß für die empfundene Lautstärke eines Geräusch, Bestimmung durch subjektiven Vergleich mit einem Sinuston von 1000 Hz [phon]
Psychoakustik	Quantitative Beschreibung der Beziehung zwischen physikalisch definierten Schallreizen und hervorgerufenen Hörwahrnehmungen
Lautheit	Bewertungsparameter der psychoakustischen Lästigkeit von Lärm; Einheit sone; 1 sone = Lautheit eines 1 kHz Ton mit 40 dB Schallpegel im freien Schallfeld
Schärfe	Anteil von hohen Frequenzen im Geräusch
Rauhigkeit	Psychoakustische Empfindungsgröße bei schnellen Frequenz- und Amplitudenschwankungen
Tonhaltigkeit	Hörbarkeit von Einzeltönen in einem Geräusch
Dämpfung	Umwandlung von Schallenergie in Wärme durch Reibung zwischen den schwingenden Teilchen
Geometrische Dämpfung	Verteilung der Schallenergie auf eine mit dem Abstand zur Schallquelle zunehmende Fläche

aus [7][9][63][71][77][168][181]

4.1.3 Akustik im Rad-Schiene System

Die Bahn gilt als eines der umweltfreundlichsten Transportsysteme mit zahlreichen ökologischen Vorteilen gegenüber anderen Verkehrsarten hinsichtlich Platzbedarf, CO₂ Ausstoß und Energieverbrauch. Andererseits tritt als Problembereich immer mehr die Lärmbelastung in den Vordergrund.

Beim Schienenverkehr treten sowohl Primärschall in Form von Roll-, Kurven-, Brems- und Aggregatsgeräuschen als auch Sekundärschall durch Luftschallabstrahlung in benachbarten Gebäuden und Erschütterungen auf.

Die Schallemissionen können sowohl Fahrgäste innerhalb der Züge oder auf Bahnsteigen als auch Bewohner von angrenzenden Gebäuden betreffen.

Abbildung 43 gibt eine Übersicht der auftretenden Schallemissionen und –immissionen im Schienenverkehr.



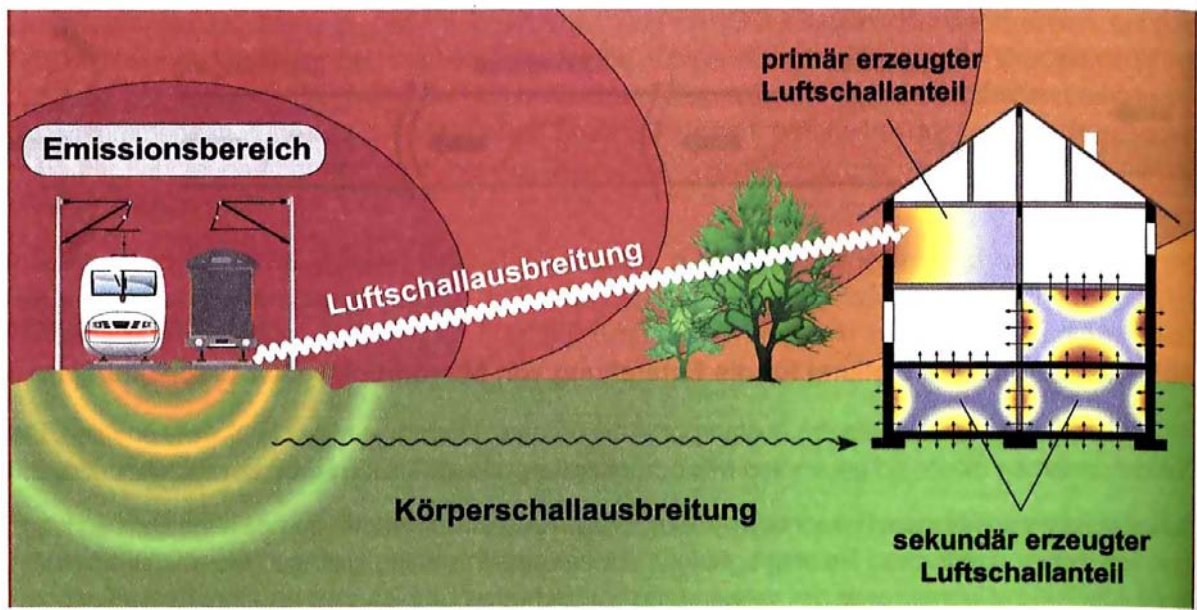


Abbildung 43: Emissionen und Immissionen von Schall aus dem Schienenverkehr [27].

Eine wichtige Rolle bei der Geräuschenstehung im Schienenverkehr spielen radial gerichtete Wechselkräfte in der Kontaktzone zwischen Rad und Schiene die beim Rollvorgang selbst bei ideal glatten Oberflächen auftreten. Die entstehenden Kräfte und somit die Geräuschemission werden stark durch die Fahrgeschwindigkeit sowie der Beschaffenheit der Oberflächen von Rad und Schiene beeinflusst [28].

Abhängig von der Geschwindigkeit gewinnen unterschiedliche Schallquellen an Bedeutung. Bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten unterhalb von 40 km/h dominieren Aggregatsgeräusche, bei mittleren Geschwindigkeiten bis 250 km/h überwiegt das Rollgeräusch und im Hochgeschwindigkeitsbereich treten vor allem aerodynamische Schallquellen in den Vordergrund [27]. Dies ist in Abbildung 44 graphisch verdeutlicht. Grundsätzlich führt eine Verdoppelung der Fahrgeschwindigkeit auch zu einer Verdoppelung des äquivalenten Dauerschallpegels. Dies gilt allerdings nur hinsichtlich des Emissionspegels da aufgrund der zeitlichen Mittelung der Immissionspegel durch entsprechend geänderte Vorbeifahrtzeit des Zuges teilweise kompensiert wird. Beim äquivalenten Immissionspegel kann daher von einer Zunahme von etwa 6 dB(A) je Geschwindigkeitsverdopplung ausgegangen werden [28].

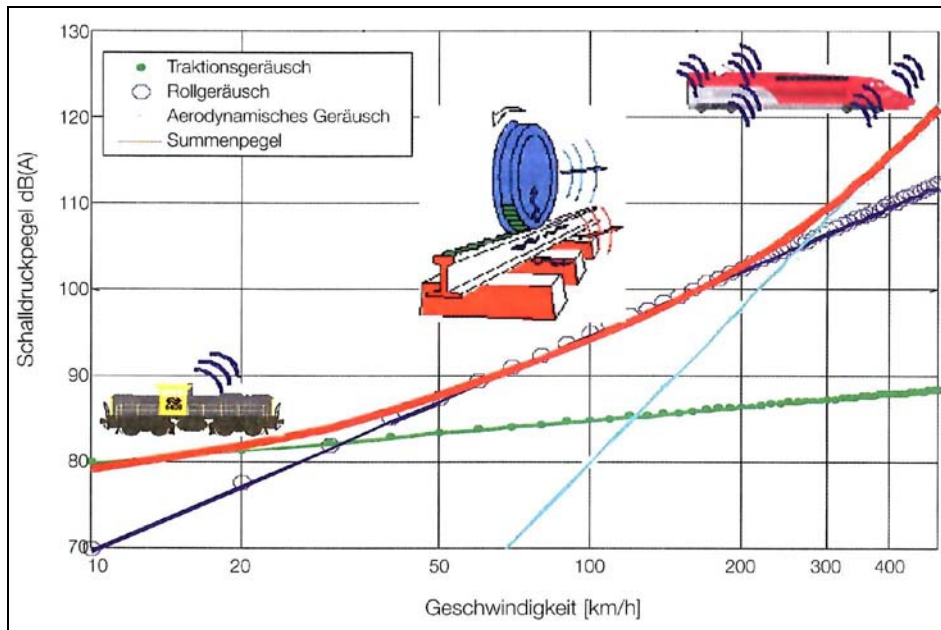


Abbildung 44: dominierende Schallquellen in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit [27].

Der abgestrahlte Luftschall des Rad-Schiene Systems weist ein ausgedehntes Spektrum auf. Abgesehen von Spezialfällen wie beispielsweise dem Kurvenquietschen treten keine ausgeprägten Einzeltöne auf, wodurch das Geräusch oft als einheitliches Rauschen und weniger unangenehm als gleich laute anders spektral zusammengesetzte Geräusche empfunden wird [28]. Im Vergleich zum Straßenverkehr wird der Schienenverkehrslärm bei vorgegebenen Verkehrsaufkommen je Stunde und gleichem Mittelungspegel laut Untersuchungen weniger störend empfunden [63]. Die Aspekte der geringeren Störwirkung aufgrund von breiter spektraler Geräuschverteilung und geringeren Störwirkung im Vergleich zum Straßenverkehr führte zur Einführung des oftmals in der Gesetzgebung erwähnten Schienenbonus. So sind beispielsweise in der Richtlinie zur Berechnung der Schallimmissionen von Schienenwegen (SCHALL03) in Deutschland sowie der Schienenverkehrslärm-Immissionsschutzverordnung in Österreich ein Bonus von 5 dB vorgesehen [63]. Dabei wird vom gemessenen Lärmpegel zur Ermittlung des Beurteilungspegels der entsprechende Bonus abgezogen [168]. Dem Schienenbonus kommt damit vor allem hinsichtlich der Einhaltung von vorgeschriebenen Immissionsgrenzwerten Bedeutung zu. Die Anwendung des Schienenbonus ist allgemein umstritten und die Abschaffung steht immer wieder zur Diskussion.

Bei einem Eisenbahnzug handelt es sich vereinfacht um eine linienförmige Schallquelle, die aus einzelnen punktförmigen Schallquellen, den Radscheiben zusammengesetzt ist. Die Schiene ist als linienförmige Schallquelle zu betrachten.

Daraus ergibt sich einerseits, dass die abgestrahlte Schallleistung proportional zur Anzahl der Achsen, also zur Zahl der Schallquellen ist. Andererseits nimmt aufgrund des Linienstrahlungsgesetzes der äquivalente Dauerschallpegel bei einer Verdopplung der Entfernung um 3 dB(A) ab. Zur Halbierung der empfundenen Lautstärke, was durch eine Pegelminderung 10 dB(A) erreicht wird, ist dadurch etwa eine Verzehnfachung der

Entfernung nötig [28]. Allerdings ist zu beachten, dass bei großen Entfernungen über ca. 200 m die Luftabsorption sowie der Boden- und Meteorologieeinfluss zu beachten sind, und die Pegelminderung auf etwa 6 dB(A) pro Abstandsverdopplung zunimmt [28][29].

4.1.4 Luftschall im Rad-Schiene System

Verschiedenen Quellen tragen zur Entstehung von Luftschall im Rad-Schiene System bei. Eine der Hauptemissionsquellen ergibt sich durch den Kontakt zwischen Rad und Schiene und den daraus resultierenden Kräften und Vibrationen.

Zusätzliche Schallquellen ergeben sich in engen Kurven, bei hohen Geschwindigkeiten oder aufgrund von sekundären technischen Einrichtungen des Zuges.

Im Rad-Schiene System werden im Wesentlichen folgende Geräusche unterschieden:

Rollgeräusch

Beim Rollvorgang des Zugs auf der Schiene entstehen Kräfte, die zu einer Schwingungsanregung von Rad und Schiene aber auch anderer Komponenten des Systems wie Schwellen oder, im Falle der Festen Fahrbahn, Fahrbahnplatten führt. Eine Übersicht der wichtigsten Schwingkomponenten im Rad-Schiene-System zeigt Abbildung 45. Die angeregten Schwingungen werden an die Umgebung direkt in Form von Luftschall übertragen oder als Erschütterungen und Vibrationen im Boden weitergeleitet, wo sie in Gebäuden als sekundärer Luftschall erneut abgestrahlt werden können (siehe Kapitel Erschütterungen im Rad-Schiene System).

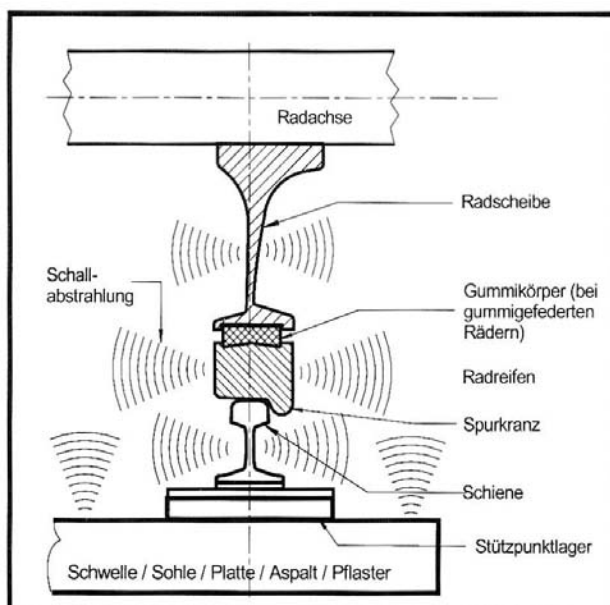


Abbildung 45: Schwingungskomponenten im Rad-Schiene System [9].

Das Rollgeräusch wird hauptsächlich durch den Oberflächenzustand von Rad- und Schienenlauffläche bestimmt und ist in einem großen Geschwindigkeitsbereich von 50 – 250 km/h die dominierende Schallquelle.

Frequenzspektren von reinem Rollgeräusch haben keine ausgeprägten Spitzen sondern vielmehr ein breitbandiges Spektrum [9].

Stoß- oder Schlaggeräusche

Bei Stößen kommt es zu einer kurzzeitigen schnellen vertikalen Bewegung und Wechsel der vertikalen Geschwindigkeit. Dies führt zu kurzen großen Kräften im Kontaktbereich zwischen Rad und Schiene und ist oftmals mit Kontaktverlust verbunden.

Ihr Frequenzspektrum ist kurz und breitbandig, der Maximalpegel liegt im Durchschnitt 10 dB(A) über dem Rollgeräusch [28].

Kurvenquietschen

In engen Gleisbögen (Radius < 500 m) treten zusätzlich oft spezielle Geräusche auf, die als Quietschen oder Rumpeln beschrieben werden. Kurvenquietschen wird als besonders unangenehm empfunden, da ausgeprägte tonale Spitzen im Spektrum hervortreten und der Frequenzbereich mit dem der maximalen Ohrenempfindlichkeit zusammenfällt [30]. Die Maximalpegel können mehr als 30 dB(A) über dem des Rollgeräuschs liegen [28].

Bremsgeräusche

Bremsgeräusche ähneln hinsichtlich spektraler Verteilung und Geräuschempfinden dem Kurvenquietschen. Wesentliche Bedeutung kommt dieser Geräuschart bei Stadtbahnen mit zahlreichen Haltestellen zu [9].

Aerodynamische Geräusche

Im Zuge des fortschreitenden Ausbaus des Hochgeschwindigkeitsverkehrs auf der Schiene kommt den aerodynamischen Geräuschen immer größere Bedeutung zu.

Probleme ergeben sich bei aerodynamischen Geräuschen vor allem dadurch, dass sich die Quellen vor allem in oberen Fahrzeugbereichen wie beispielsweise Stromabnehmer oder Lüftergitter befinden und dadurch durch übliche Schallschutzwände nicht mehr abgeschirmt werden können [27].

Antriebsgeräusche

Unter Antriebsgeräuschen werden alle Anregungen aufgrund von Aggregaten wie Motoren, Getriebe, Lüfter oder auch Hilfsantriebe wie Türschließeinrichtung oder Klimaanlage verstanden. Die Zusammensetzung und das Ausmaß von Antriebsgeräuschen ist stark von der Art des Triebwagens, Diesel- oder elektrischer Triebwagen, sowie dem Betriebszustand abhängig [9].



4.1.4.1 Ursachen und Einflussfaktoren für Luftschall

Rollgeräusch

Der Mechanismus zur Entstehung des Rollgeräusches beim Schienenverkehr ist eine komplizierte Wirkungskette ausgehend von der Anregung durch die kombinierte Rad- und Schienenrauigkeit mit vielen Einflussgrößen wie Material, Geometrie, Geschwindigkeit und Unterbau. Der Zusammenhang ist in Abbildung 46 graphisch dargestellt.

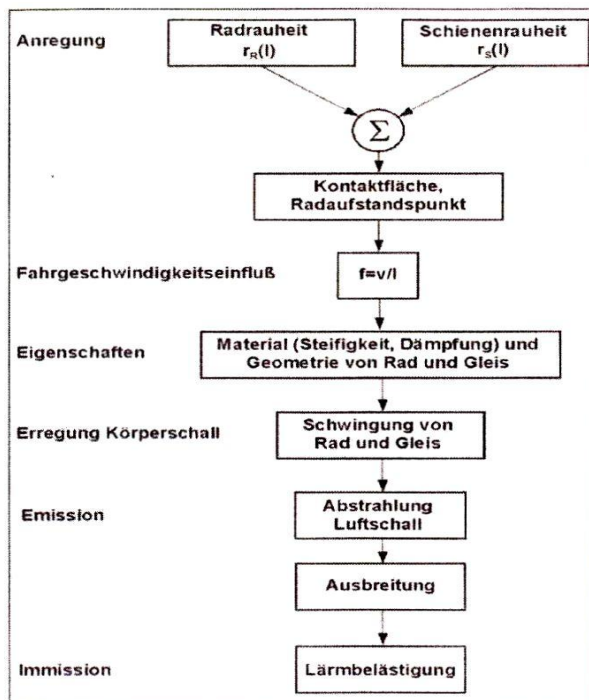


Abbildung 46: Wirkungskette bei der Entstehung von Rollgeräusch [32].

Das Rad fungiert im Rad-Schiene Kontakt als Resonanzkörper ähnlich einer Glocke. Aufgrund des Kontakts mit der Schiene, wodurch Vibrationen an die Schiene weitergegeben werden, erfährt es eine Dämpfung. Die Resonanzfrequenz des Rades wird zudem durch die Tatsache beeinflusst, dass die Wellengeschwindigkeit zum und vom Kontaktpunkt unterschiedlich ist. Dieser Prozess ist ähnlich dem Doppler Effekt für Schallwellen.

Die Schiene ähnelt einem unendlichen balkenförmigen Körper der an die Schwellen mittels Befestigungen gebunden ist. Daraus ergibt sich eine erste Resonanzfrequenz im Bereich von 100 Hz, die durch die Masse des gesamten Gleis und der Steifigkeit des Unterbaus bestimmt wird. Die zweite Resonanzfrequenz liegt bei etwa 500 Hz und wird durch die Unterlagensteifigkeit sowie der Masse von Schiene und Schwellen beeinflusst. Zwischen den beiden Resonanzfrequenzen liegt ein Bereich der Antiresonanz, wo die Schiene als Absorber fungiert. Die Resonanzfrequenzen werden stark von der Masse der Schiene, der Unterlagensteifigkeit sowie anderen Faktoren beeinflusst [35].

Die natürliche Dämpfung entlang der Schiene ergibt sich aufgrund des Materials sowie von Energieverlusten durch die Untergrundstruktur und Interaktionen zwischen Schiene und Schwellen [36].

Für die Bestimmung des maximalen Schalldruckpegels ist die Richtwirkung der Schallausbreitung von Bedeutung. Unter Richtwirkung wird die Ausbildung von Schallabstrahlungsmaxima in bestimmten Bereichen aufgrund von Abschirmung und Fokussierung der Schallwellen verstanden. Die Richtwirkung ist generell bei hohen Frequenzen größer als bei niedrigen, da diese aufgrund der längeren Wellenlänge stärker um die Quelle herumgebeugt und darum besser auch nach hinten abgestrahlt werden [165]. Bei der Berechnung von Mittelungspegeln ist die Richtwirkung vernachlässigbar. Während die Schiene in etwa gleichmäßig in der Ebene senkrecht zu seiner Achse schwingt, konnte Van Ruiten einen Unterschied von bis zu 15 dB(A) \pm 60 ° von der Radachse feststellen [36].

Der Kontaktpunkt zwischen Rad und Schiene ist ein begrenzter Bereich mit etwa runder bis elliptischer Form mit einem Durchmesser von ca. 10 mm. Aufgrund des sogenannten Kontaktfilters werden Rauigkeitswellenlängen kürzer als der Kontaktdurchmesser herausgefiltert. Die Anregung in diesem Bereich ist dadurch geringer als aufgrund der Rauigkeit erwartet. Der Vorgang fungiert in Form eines Tiefenpassfilters. Dabei werden hohe Frequenzen herausgefiltert, niedrige ungehindert abgestrahlt. Bei Geschwindigkeiten von 40 – 150 km/h werden dadurch Frequenzen über 1000 – 4000 Hz gefiltert, wodurch sich aufgrund der großen Empfindlichkeit des menschlichen Gehörs in diesem Bereich signifikante Änderungen im Gesamtschallpegel ergeben. Im Hochgeschwindigkeitsbereich verschiebt sich die Grenze auf über 8000 Hz und hat somit nur mehr geringere Relevanz [36].

Das Rad-Schiene System reagiert unterschiedlich bei verschiedenen Frequenzen. Dadurch können sich bei gegebenen Rauigkeitsamplituden in Abhängigkeit von der Wellenlänge oder Geschwindigkeit unterschiedliche Schallpegel ergeben [32].

Gemäß den Ergebnissen von Ten Wolde und Van Ruiten [34] wird aufgrund von vertikalen Schwingungen im Frequenzbereich von 500 bis 1250 Hz der Schalldruckpegel von der Schiene dominiert. Aufgrund von horizontalen Schwingungen beeinflussen Rad und Schiene den Schalldruckpegel gleichermaßen, ausgenommen im Frequenzbereich von 200 – 500 sowie nahe 1000 Hz wo der Radeinfluss dominant ist und zwischen 500 – 800 Hz wo die Schiene dominiert. Generell wird aber der Schalldruckpegel stärker von vertikalen als von horizontalen Schwingungen beeinflusst. Dies wird in Abbildung 47 verdeutlicht.



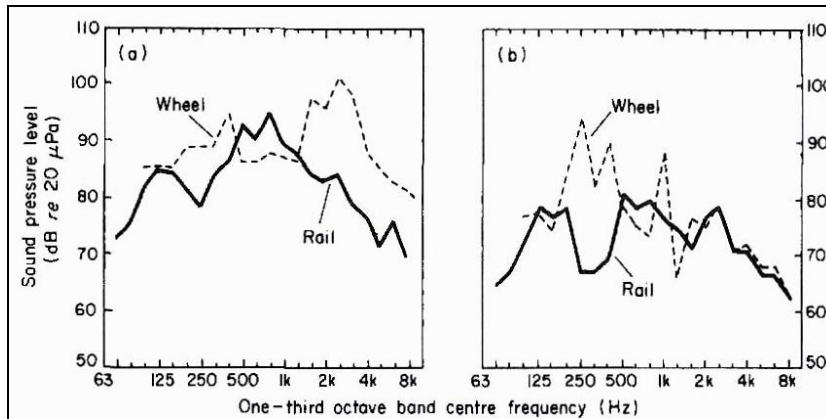


Abbildung 47: Schalldruckpegel gemessen in 2 m Entfernung aufgrund von vertikalen (a) und horizontalen (b) Schwingungen von Rad und Schiene [34].

Grundsätzlich wird im niedrigen Frequenzbereich (bis ca. 2000 Hz) die Schallabstrahlung von der Schiene und den Schwellen, im mittleren (2000 – 4000 Hz) vom Rad und im hohen Frequenzbereich von beiden gleichermaßen beeinflusst [36][41]. In Versuchen wurde festgestellt, dass das Gleis schalltechnisch überwiegend von der Schiene dominiert wird. Die Schwelle hat nur bei hohen Unterlagensteifigkeiten und niedrigen Überrollgeschwindigkeiten bis 80 km/h einen relevanten Einfluss auf das Gesamtsystem [38].

Während in den 90er Jahren noch Betonschwellen um 1-2 dB(A) lauter als Holzschwellen bewertet wurden, konnte in Messungen von Krüger und Witte im Jahr 2005 hinsichtlich des maximalen Vorbeifahrpegel in 7.5 m und 25 m Entfernung kein signifikanter Unterschied zwischen Beton- und Holzschwellen festgestellt werden [40]. In der überarbeiteten Richtlinie zur Berechnung der Schallimmissionen an Schienenwegen werden daher schon beide Schwellenarten als gleichwertig eingestuft. Abbildung 48 zeigt den Beitrag von Rad, Schiene und Schwelle zum Gesamtschallpegel.

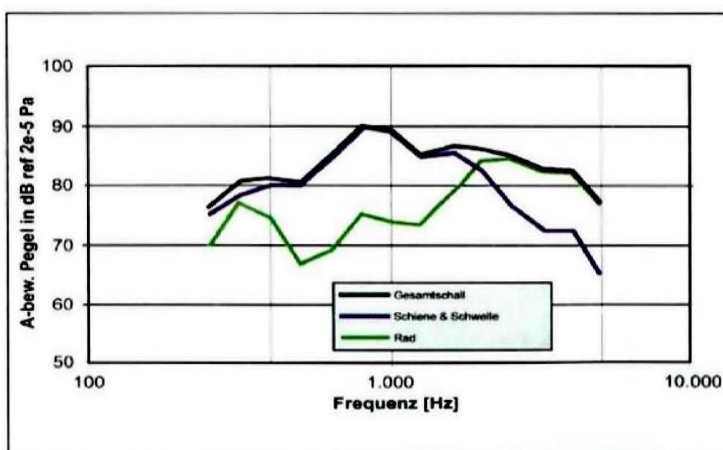


Abbildung 48: Zusammensetzung des Gesamtschalldruckpegels eines fahrenden Zuges aus den Anteilen der Schiene, Schwelle und dem Rad [37].

Einen weiteren Einflussfaktor auf die Schallemissionen stellt der Oberbau dar. Aufgrund des besseren Absorptionsverhalten von Schotter und einer weicheren Lagerung der Schiene in der Festen Fahrbahn und somit einer erhöhten Schienenschwingung sowie einer verstärkten Schallreflexion an der schallharten Betonplatte wurde bereits in den 70er Jahren ein 4 dB(A) höher Schallpegel bei Fester Fahrbahn im Vergleich zum Schotteroberbau gemessen [43]. Während beim konventionellen Schotteroberbau der gesamte Oberbau Schwingungen aufnimmt, ist dies bei der Festen Fahrbahn hauptsächlich auf die Schiene reduziert. Dadurch wird die Rad-Schiene Dynamik und folglich die Luftschallabstrahlung erhöht [45].

Die Steifigkeit der Schienenunterlagen ist ein weiterer kritischer Parameter bei der Lärmentstehung des Gleises. Sowohl in theoretischen als auch experimentellen Studien wurde gezeigt, dass steife Unterlagen die Vibrationen der Schwelle aufgrund der besseren Kopplung der Schiene an die Schwelle stark erhöhen und die Schallabstrahlung der Schwelle signifikant zunimmt. Allerdings kommt es aufgrund des generell geringeren Anteils der Schwelle am Gesamtemissionspegel dennoch zu geringeren Gesamtschallpegeln [44].

Die Fahrgeschwindigkeit beeinflusst sowohl den Gesamtschallpegel als auch die Frequenzverteilung im Schallspektrum. Die Frequenz in Hertz (f) ist direkt proportional zur Geschwindigkeit in m/s (v) und indirekt proportional zur Wellenlänge der Rauigkeit in m (λ).

$$f = \frac{v}{\lambda} \quad (10)$$

In der Literatur wird ein Wellenlängenbereich von 5 bis 200 mm und Amplituden von 1 bis 50 μm als Hauptbereich für Rollgeräusentstehung angegeben [35][44]. Der entscheidende Wellenlängenbereich ist von der Fahrgeschwindigkeit abhängig. Im Hochgeschwindigkeitsverkehr kommt es zu einer Verschiebung zu längeren Wellenlängen [60].

Zahlreiche Autoren darunter Remington et al. [36] oder Munjal und Heckl [39] sehen bereits in der Mikrorauigkeit von Rad und Schiene eine entscheidende Einflussquelle auf die Entstehung von Rollgeräuschen. Bei Messungen von verschiedenen Nahverkehrsbahnen konnte durch das Schleifen nicht verriffelter Schienen und nach Ausbildung eines glatten Fahrspiegels nach einigen Tagen eine Absenkung des Schalldruckpegels um 5 dB(A) gezeigt werden [9].

In Untersuchungen von Thompson [33] konnte ein linearer Zusammenhang zwischen Rauigkeit und Lärmpegel zumindest im Bereich durchschnittlicher Rauigkeit ($R_{\text{max}} = 0.5 - 50 \mu\text{m}$) gezeigt werden. Der ermittelte Zusammenhang ist in Abbildung 49 dargestellt. Der Autor weist jedoch darauf hin dass zahlreiche Faktoren wie Mess- und Analyseverfahren, Position und Form des Kontaktpunktes sowie die verwendete statistische Methode das Ergebnis stark beeinflussen können. Selbst bei korrekter Messung und Kalkulation der Rauheit können gemäß den Ergebnissen von Thompson Unterschiede von 2-3 dB(A) auftreten, wodurch Effekte unterhalb dieses Bereichs nicht verlässlich bestimmt werden können. Für den Bereich von 800 bis 2000 Hz ist aufgrund der Kontaktfilters der



Radaufstandsfläche die Linearität nicht gegeben. Der Effekt ist fahrgeschwindigkeitsabhängig und wächst mit der Geschwindigkeit [9].

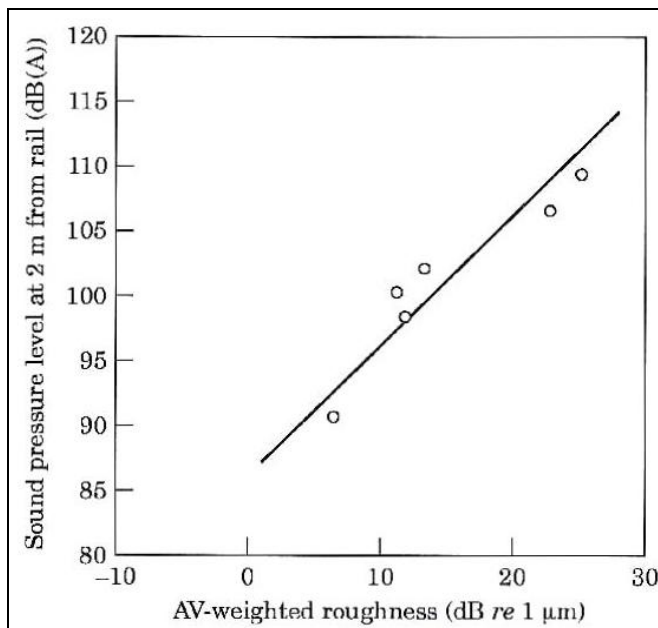


Abbildung 49: Linearität des Schalldruckpegels versus AV-gewichteter Rauigkeitspegel [33]

Bei Amplituden bereits im Welligkeitsbereich nimmt der Schallpegel mit etwa 6 dB pro Verdopplung der Amplitude zu. Dies entspricht in etwa einer Verdopplung des empfundenen Lärms [42]. Bei Riffeln mit Wellenlängen im Bereich von 4 bis 7 cm und Amplituden bis 400 µm werden gegenüber geschliffenen Schienen Schallpegelerhöhungen bis 20 dB(A) gemessen. Abhängig von der Riffelwellenlänge und der Fahrgeschwindigkeit werden relativ schmale Frequenzbänder angeregt [9].

Im Bereich des Rades beeinflusst vor allem das eingesetzte Bremssystem die Rauigkeit und dadurch den entstehenden Schalldruckpegel.

Dabei spielt eine Rolle dass durch die Wirkung von Bremsbacken eine in Längsrichtung gerichtete Rauheit entsteht, was zu stärkerer Anregung als zufällig verteilte Rauheit in Längs- und Querrichtung führt [35].

Höchste Rauigkeiten weisen Räder mit Grauguss-Klotzbremsen auf. Eine deutliche Verbesserung konnte durch die Einführung der K-Sohle erzielt werden, da dabei die Lauffläche durch die Bremsblöcke zusätzlich geglättet werden. Bei Messungen von Kalivoda und Jaksch [41] ergab sich ein mittlerer Vorbeifahrpegel in 7,5 m Entfernung bei 80 km/h auf glatter Schiene (TSI-Teststrecke) für Güterwagen mit konventioneller Grauguss-Klotzbremse von 90 – 95 dB(A). Bei Wägen mit K-Sohle sank der Wert auf 77 – 80 dB(A), bei Scheibenbremsen auf 79 – 82 dB(A). LL-Sohlen sind derzeit noch in der Testphase, zeigen jedoch in ersten Ergebnissen ähnliches Verbesserungspotential hinsichtlich der Lärmemissionen wie K-Sohlen [54].

In Untersuchungen von Dings und Dittrich [48] wurden für Räder mit Scheibenbremsen deutlich geringere Rauheiten der Lauffläche und dadurch um 6 – 8 dB(A) geringere

äquivalente Dauerschallpegel bei einer Geschwindigkeit von 140 km/h in 0.5 m Entfernung als bei Grauguss-Klotzbremsen gemessen. Höchste Schallpegel und Rauigkeiten wurden jedoch für Räder mit Scheiben- und zusätzlichen Grauguss-Klotzbremsen festgestellt. Der Vergleich ihrer Ergebnisse bei Rauigkeitsprofilen von Rädern mit verschiedenen Bremssystemen sowie den daraus resultierenden äquivalenten Dauerschallpegeln, ist in Abbildung 50 und Abbildung 51 dargestellt. Als mögliche Erklärung für die weite Streuung des Schallpegels von Scheibengebremsten Zügen und für den über weite Bereiche von der Rauigkeit unbeeinflussten Schallpegel von Zügen gebremst mit einer Kombination aus Sinterblock und Scheibenbremse sieht der Autor im Kontaktfiltereffekt und dem Beeinflussung der Ergebnisse aufgrund der A-Bewertung.

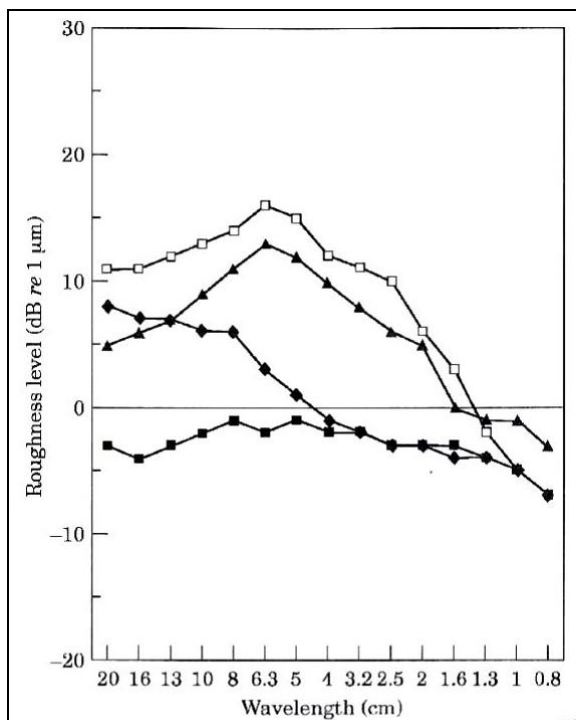


Abbildung 50: Rauigkeitsprofile von Rädern nach 200.000 km mit verschiedenen Bremssystemen - ■ Sinterblockbremsen, ◆ Scheibenbremsen, ▲ Graugussklotzbremsen, □ Scheiben- und Graugussklotzbremsen [48].

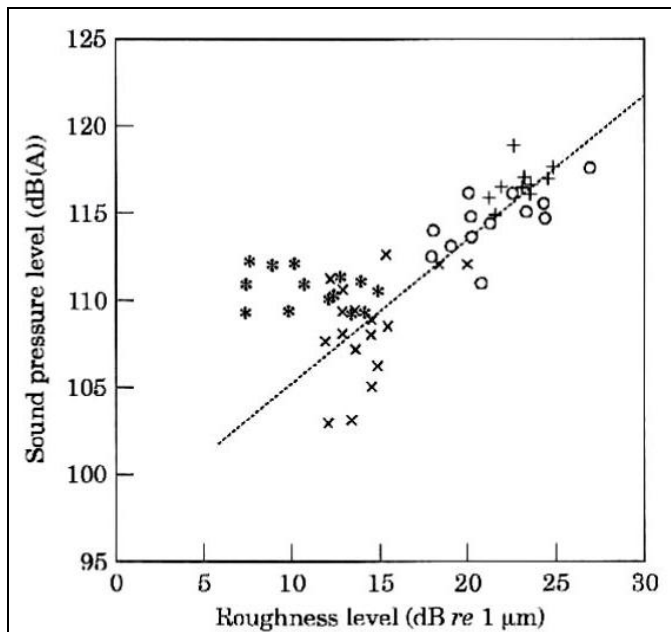


Abbildung 51: Äquivalenter Schallpegel bestehend aus 4 Messungen des Radschalls in 0.5 m Entfernung bei einer Geschwindigkeit von 140 km/h für Züge mit verschiedenen Bremssystemen und dementsprechend unterschiedlicher Rauigkeit - + Scheiben- und Graugussklotzbremsen, * Scheiben- und Sinterblockbremsen, x Scheibenbremsen, o Graugussklotzbremsen [48].

Im Zuge des Metarail Projektes wurden zahlreiche Einflussfaktoren hinsichtlich ihrer Auswirkung auf den Gesamtschallpegel untersucht. Eine Zusammenstellung der Ergebnisse findet sich in Tabelle 9.

Tabelle 9: Einflussparameter auf den Gesamtschallpegel [46]

Parameter	Parameter value for minimum noise level	Parameter value for maximum noise level	Level difference for min. and max. parameter value
Rail type	UIC 54 E	UIC 60	0.7 dB(A)
Static Pad Stiffness	5 ^e 9 [N/m]	1e8 [N/m]	5.9 dB(A)
Pad Loss Factor	0.5	0.1	2.6 dB(A)
Sleeper type	Bi-bloc	Wooden	3.1 dB(A)
Sleeper distance	0.4 [m]	0.8 [m]	1.2 dB(A)
Ballast stiffness	1 ^e 8 [N/m]	3e7 [N/m]	0.2 dB(A)
Ballast Loss Factor	2.0	0.5	0.2 dB(A)
Wheel offset	0 [m]	0.01 [m]	0.2 dB(A)
Rail offset	0 [m]	0.01 [m]	1.3 dB(A)
Wheel Roughness	Smoothest	Roughest	8.5 dB(A)
Roughness of uncorrugated rails	Smoothest	Roughest	0.7-3.9 dB(A)
Train Speed	80 [km/h]	160 [km/h]	9.4 dB(A)
Wheel load	125000 [kg]	5000 [kg]	1.1 dB(A)
Air temperature	10°C	30°C	0.2 dB(A)

Kurvenquietschen

Kurvenquietschen entsteht durch ein ruckartiges Gleiten der Schienenaufstandsfläche beim Durchfahren von engen Kurven mit starren Radsätzen. Das bogeninnere Rad wird in die Kurve gedrückt wobei aufgrund der Querbewegung Reibungskräften zwischen Rad und Schiene aufgebaut werden. Es entsteht eine kraftschlüssige Verspannung. Übersteigt die Rückstellkraft die Haftreibung, folgt eine ruckartige Entspannung (Stick-Slip). Durch periodische Wiederholung des Vorgangs wird das Rad zu axialen Biegeeigenschwingungen angeregt. Der dadurch abgestrahlte Luftschall wird als Quietschen wahrgenommen [9] [28]. Die Geräuschenstehung ist sehr witterungsabhängig und deutlich erhöht bei großer Hitze oder Trockenheit [55].

Der Mechanismus zur Entstehung des Stick-Slip Effektes durch den Zusammenhang zwischen Längsschlupf und Reibung wird in Abbildung 52 verdeutlicht.

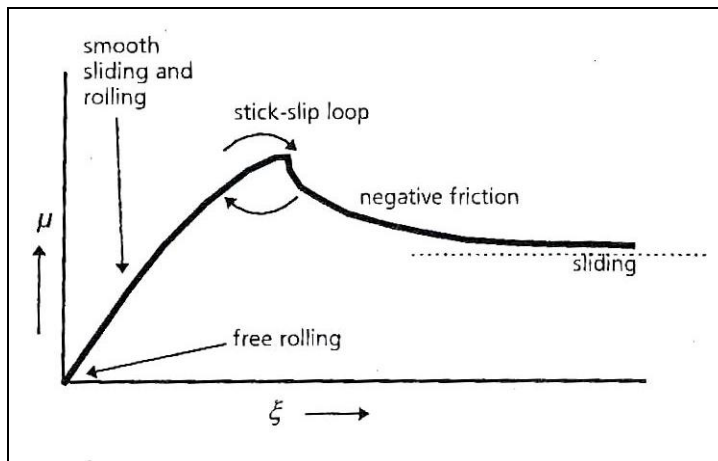


Abbildung 52: Zusammenhang zwischen Längsschlupf und Reibungskoeffizient. Entstehungsmechanismus des Stick-Slip Effektes [61]

Am bogenäußeren Rad wird der Spurkranz gegen die Lauffläche gedrückt. Aufgrund der unterschiedlichen Winkelgeschwindigkeit treten am Berührungspunkt zwischen Schiene und Spurkranz Reibkräfte auf, welche Reibschwingungen hervorrufen. Diese Schwingungen äußern sich in Form von Zischgeräuschen im oberen Frequenzbereich [9].

Aerodynamische Geräusche

Aerodynamische Geräusche werden bei hohen Geschwindigkeiten über 250 km/h durch Verwirbelung des Luftstroms hervorgerufen. Verwirbelungsquellen stellen vor allem Stromabnehmer, Einbuchtungen oder Aufbauten dar. Der auftretende Schalldruck ist stark von der Geschwindigkeit abhängig und besteht vorwiegend aus hohen Frequenzanteilen. Je nach Art der Verwirbelungsquelle schwankt die Geschwindigkeitsabhängigkeit von der 4. bis 8. Potenz [35].

Stoßgeräusche

Stoß- oder Schlaggeräusche treten durch Flachstellen an Rädern sowie kurzen, starken Unregelmäßigkeiten in der Schienenoberfläche auf. Während früher häufig Stoßgeräusche durch verlaschte Schienenenden hervorgerufen wurden, treten sie heute bei durchgehend verschweißten Schienen hauptsächlich bei Isolierstößen, Herzstücken in Weichen, unebenen Schweißverbindungen, Flachstellen am Rad, bei Ausbröckelungen an der Rad- oder Schienenlauffläche oder starken Schienenriffeln auf [9].

Ausbröckelungen an der Schienenlauffläche können durch das Zusammenwachsen von Head-checks hervorgerufen werden. Dieser Vorgang wird als „spalling“ bezeichnet [49].

4.1.4.2 Aktive Maßnahmen zur Luftschallreduktion

Aktive Maßnahmen umfassen alle Maßnahmen um die Schallentstehung direkt an der Quelle zu verhindern oder zu reduzieren. Die erzielbare Verbesserung ist stark vom ursprünglichen Design von Rad und Schiene abhängig [62].

Rollgeräusch

Der Hauptansatzpunkt zur Verminderung des Rollgeräusches liegt in der Gewährleistung einer möglichst glatten Rad- und Schienenoberfläche.

Im Bereich des Rades spielt dabei vorrangig das eingesetzte Bremssystem eine Rolle. Während mit Grauguss-Klotzbremsen die Radlauffläche bei jedem Bremsvorgang aufgeraut wird, polieren K-Sohlen oder LL-Sohlen Bremsen die Lauffläche. K steht für Komposit worunter eine Verbindung aus Kunststoff und Metall zu verstehen ist. In Pilotprojekten konnte durch die Ausstattung einer bestehenden Wagenflotte mit Rädern mit K-Sohlen und Radabsorbern eine Reduktion des äquivalenten Gesamtschallpegels von 16dB(A) auf einer TSI Referenzstrecke festgestellt werden. Dabei sind 2 dB(A) den Absorbern zuzuschreiben [54]. Ein Problem beim Einsatz von K-Sohlen auf bestehende Wagenflotten liegt in der Notwendigkeit der kompletten Modifikation des Bremssystems wodurch erhebliche Kosten entstehen.

Die Anwendung von LL-Sohlen würde sich dabei als erheblich kostengünstiger erweisen, da angenommen wird, dass diese mit den heutigen Grauguss-Sohlen ohne Modifikation des Bremssystems austauschbar sind. In den Pilotprojekten konnte nachgewiesen werden, dass die LL-Sohlen eine gleichwertige Effektivität zur Lärmreduktion als K-Sohlen besitzen [54].

Allerdings bedarf es einer weitgehend flächendeckenden Umrüstung um tatsächlich Änderungen in gesamten Mittelungspegeln zu erzielen. Erst ab einem 85 %igen Umrüstungsgrad würde der nächtliche Mittelungspegel an Hauptgüterzugstrecken um ca. 5 dB(A) sinken [29].

Scheibenbremsen haben aufgrund ihres Wirkungsprinzips keine Auswirkung auf die Rauheit der Radlauffläche.

Im Bereich der Schiene kann eine glatte Schienenoberfläche vorrangig durch Schienenschleifen erzielt werden. Die Mikrorauigkeit wird dabei wesentlich vom eingesetzten Schleifverfahren beeinflusst.

Im Zuge von Untersuchungen von Remington et al. wurden verschiedene Rad- und Schienenschleiftechniken hinsichtlich ihrer erzielbaren Lärmreduktion verglichen. Bei den untersuchten Radglättungstechniken handelte es sich um Unterflurfräsen, Unterflurdrehen, Bandschleifen und Radsatzdrehen. Bei den Schienenschleiftechniken wurden das Schleifen mit rotierenden Scheiben sowie das oszillierende Schleifen mit Rutschersteinen gegenübergestellt. Aus den Ergebnissen ging hervor, dass Schleifen mit oszillierenden Rutschersteinen der Schiene in Kombination mit Bandschleifen der Räder die niedrigste Rauigkeit verursacht und in Simulationen aus den erhaltenen Daten folglich auch zum niedrigsten Schallpegel führt [36].



Die Ergebnisse sind in Abbildung 53 graphisch verdeutlicht.

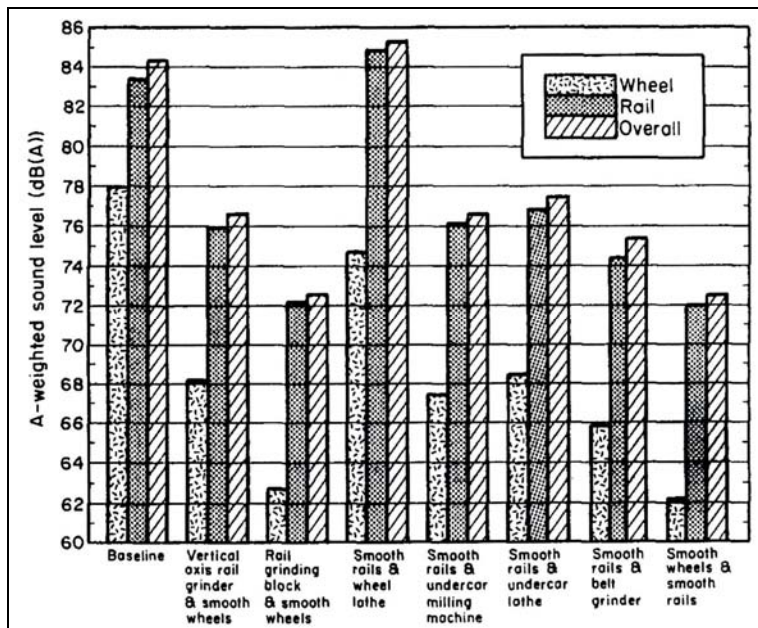


Abbildung 53: Vergleich des modellierten Schalldruckpegels aus dem gemessenen Rauigkeitsspektrum nach Anwendung von verschiedenen Rad- und Schienenschleiftechniken [36].

Im Zuge des Besonders Überwachten Gleis (BÜG) wird bei der DB AG eine kontinuierliche Überwachung der Rauigkeit des Schienennetzes basierend auf einer regelmäßigen Schallpegelüberwachung alle 6 Monate mittels Schallmesswagen durchgeführt. In der Bundesimmissionschutz-Verordnung ist das Verfahren mit einem Pegelabschlag von 3 dB(A) bewertet. Wird bei Messungen der Eingriffswert von 51 dB(A) unter Berücksichtigung des Gleispflegeabschlags überschritten, wird innerhalb von zwei Monaten eine Schleifung veranlasst [29]. Als Schleifverfahren sind Fräsen und Hobeln mit anschließendem Schleifen mit oszillierenden Rutschersteinen sowie Schleifen mit rotierenden Scheiben und anschließendem Bandschleifen zugelassen. Die erzielte Qualität der Oberflächenrauigkeit muss im Anschluss an das Schleifen mittels Riffelmessgerät (RMF-BÜG) nachgewiesen werden [29]. Das System des BÜG befindet sich derzeit noch in der Testphase und umfasst nur einen Bereich von 1 % des deutschen Eisenbahnnetzes [127].

Eine Verminderung der Radvibrationen und in Folge des abgestrahlten Schalls vom Rad kann durch eine Veränderung der Radform erreicht werden. Je größer der Raddurchmesser desto größer der Anteil der Radstegvibrationen am gesamten Radschall. Durch Optimierung der Radform konnte eine Verminderung der axialen Radstegvibrationen und dadurch des Radschalls von 3 – 6 dB(A) erreicht werden. Eine wichtige Einflussgröße bei der Veränderung der Radform ist die Aufrechterhaltung der thermischen Anforderungen vor allem bei blockgebremsten Rädern [62]. Allein durch die Veränderung der Form der Radscheiben konnten Unterschiede im Gesamtschallpegel in 7.5 m Entfernung vom Gleismittelpunkt bei 50 km/h von 3 dB(A) gezeigt werden [32].

Gesteuerte Radsätze, wie sie zur Vermeidung von Kurvenquietschen eingesetzt werden, können aufgrund des verringerten Querschlupfes und daraus resultierend der Verzögerung und Verminderung von Polygonalisierung der Räder die Emission von Rollgeräuschen indirekt positiv beeinflussen [53].

Radschallabsorber kommen ebenfalls zur Reduktion des Schallpegels im Bereich des Rollgeräusches wie auch für Kurvengeräusche zum Einsatz. Nach zahlreichen Entwicklungen haben sich heutzutage Platten- und Ringabsorber [55] durchgesetzt. Nach der physikalischen Wirkungsweise können drei Gruppen von Radschallabsorbieren unterschieden werden. Die erste Gruppe sind kompakte Resonanzabsorber vom Typ Masse-Feder, welche auf dem Tilgerprinzip basieren. Dabei werden durch gegenphasiges Schwingen Gegenkräfte gegen die Radschwingungen aufgebaut. Dämpfungselemente verbreitern den wirksamen Frequenzbereich [9]. Je nach Ort der Anwendung können sie zur aktiven Vermeidung der Schwingungsabstrahlung oder bei Montage am Spurkranz als passive Maßnahme zur Vermeidung der Schwingungsausbreitung verwendet werden.

Die zweite Gruppe der Absorber arbeitet nach dem Prinzip der Körperschalldämpfung. Sie bestehen aus Verbundblechen mit dünnen Dämpfungsschichten zur Umwandlung von Körperschallenergie in Wärme.

Die dritte Gruppe stellen die Ringabsorber dar. Dabei handelt es sich um einteilige, abgewinkelte Metallringe, die durch Reibung bei der Relativbewegung zwischen Ring und Anlagefläche eine Dämpfung bewirken [28].

Radschallabsorber wirken hauptsächlich durch Dämpfung im Bereich der Eigenfrequenzen des Rades zwischen 1000 – 5000 Hz, in welchem hauptsächlich Radvibrationen entstehen. Durch Radschallabsorber konnten Radschallsenkungen von 8-9 dB(A) erreicht werden [62].

Ein anderer Ansatzpunkt liegt im Bereich des Kontaktpunktes zwischen Rad und Schiene. Durch die Vergrößerung des Kontaktbereichs ist eine Verschiebung des Kontaktfiltereffektes und somit eine Frequenzverschiebung zu niedrigen Wellenlängen möglich. Die Vergrößerung des Kontaktpunktes könnte durch eine verringerte Steifigkeit der Lauffläche erreicht werden. Allerdings ergeben sich dabei Probleme hinsichtlich steigender mechanischer Belastung und Verschleiß [35].

Die Schallabstrahlung lässt sich weiters durch die Steifigkeit der Schienenunterlagen beeinflussen. Weiche Unterlagen dämpfen die Vibrationsübertragung auf die Schwellen und wirken sich folglich positiv auf die Entwicklung der Schienenrauheit und die Belastung des Oberbaus aus. Allerdings führen weiche Schienenunterlagen aufgrund der starken Schwingungen der Schiene zu erhöhten Gesamtschallpegeln [166]. In Untersuchungen im Zuge des europäischen Silent Track Projektes [52] wurde eine optimale Reduktion des Gesamtschallpegels bei Unterlagen mit relativ hoher Steifigkeit von 2500 kN/mm festgestellt. Da Steifigkeiten in diesem Bereich zu hoher Kraftübertragung in die Schwelle führen würden,



wurde als oberes Limit und Kompromiss der beiden Bereiche eine optimale vertikale Unterlagensteifigkeit von 800 kN/mm definiert.

In Versuche mit bituminös gebundenen Planum (siehe Kapitel 2.2.4) und Betonschwellenoberbau konnten Verbesserungen im Vorbeifahrtspegel bei 80 km/h von 3 dB(A) gegenüber herkömmlichem Betonschwellenoberbau auf mechanisch stabilisiertem Planum erzielt werden [56].

Zur Optimierung im Bereich der Lärmentwicklung werden Beton-Biblock Schwellen aufgrund ihres hohen Gewichtes und der kompakten Form vorgeschlagen. Obwohl mit erheblichem Aufwand verbunden, liegt das maximale Verbesserungspotential durch Optimierungen im Schwellenbereich durchschnittlich nur bei 2 dB(A) [62].

Zur Dämpfung der Schienenschwingung und folglich zur Verminderung des abgestrahlten Luftschalls bestehen zahlreiche Möglichkeiten der Schienendämpfung.

Während in Untersuchungen des Silent Track Projektes [52] die Anwendung von sogenannten „constrained layer dampers“ zu keiner signifikanten Reduktion im Bereich des Rollgeräusches führte, konnte durch den Einsatz von „tuned absorbers“ bei einer Unterlagensteifigkeit von 800 kN/mm eine deutliche Verbesserungen erzielt werden. Bei „constrained layer dampers“ handelt es sich um aus verschiedenen Schichten aufgebaute Absorber, die durch Reibung der Schichten untereinander die Schwingungsenergie in Wärme umwandeln. „Tuned-absorbers“ werden im Deutschen oft als auf die Resonanzfrequenz abgestimmte Absorber (Resonanz-Absorber) bezeichnet. Sie beruhen im Wesentlichen auf dem Tilgerprinzip, wobei durch gegenphasiges Schwingen des Absorbers Gegenkräfte gegen die Rad- oder Schienenschwingung aufgebaut werden [9]. Bei höheren Unterlagensteifigkeiten sinkt die Effektivität der Absorber [52].

Durch Schienenstegbedämpfung, wobei Absorberelemente in den Schienensteg eingelegt werden und dadurch das Schwingungsverhalten der Schiene beeinflussen, wurden Pegelreduktionen des Vorbeifahrgeräusches um 3 dB(A) erreicht [29].

Bei Versuchen mit Schalldämmmatten mit 5 cm Dicke mit Bindemitteln aus einer Kombination einer Kunststoffdispersion und Zement zur Erreichung einer hohen mechanischen Dämpfung und verschiedenen Gummigranulaten und schweren mineralischen Zuschlagstoffen zur Erhöhung des spezifischen Gewichtes konnte eine Reduktion der Schallemissionen von 4.5 dB(A) über den gesamten Frequenzbereich erzielt werden. Die beste Wirkung ergab sich im mittleren bis hohen Frequenzbereich, wodurch Lärmbelastungen durch mögliche Radrauhigkeiten in eben diesem Frequenzbereich abgefedert werden können [57].

Zur Verringerung der erhöhten Schallabstrahlung bei Fester Fahrbahnkonstruktion werden sowohl Absorberelemente als auch eine geänderte Gestaltung der Schienenlagerung und Zwischenlagen eingesetzt. Bei einigen Bauarten der Festen Fahrbahn wird dabei eine kontinuierliche Schienenauflagerung mit gleichzeitiger Einkapselung des Gleises in Gummi und Kork verwendet. In der Praxis konnten damit ähnlich Lärmpegel wie mit einem Schotteroberbau erzielt werden. Weitere Ausführungsform der Festen Fahrbahn bestehen



aus Beton mit Dämmmaterialien oder offenporigem Asphalt als Dämmschicht. Dabei werden ebenfalls Lärmpegel ähnlich dem Schottergleis erzielt [45].

Kurvengeräusch

Eine wirkungsvolle Möglichkeit zur Reduktion oder Vermeidung von Kurvenquietschen liegt in der Minderung des Anlaufwinkels der Räder, wodurch das Quergleiten der Räder vermieden wird. Der Anlaufwinkel kann mit Hilfe von radial einstellbaren, gesteuerten Rädern beeinflusst werden. In Bögen mit sehr kleinen Radien können zur Vermeidung des Längsgleitens auch Fahrwerke mit Losrädern zum Einsatz kommen. In Versuchen bei der Sihltal Zürich Uetiberg Bahn (SZU) wurden Versuche mit Radsatzgesteuerten Wägen (Navigator-Radsatzsteuerung) durchgeführt. Die Messung der äquivalenten Dauerschallpegels in 7.5 m Abstand bei 20 und 40 km/h ergab um bis zu 25 dB(A) niedrigere Schallemissionen des radsatzgesteuerten Triebwagens aufgrund der Unterbindung von Kurvenkreischen [53]. Die Ergebnisse sind in Abbildung 54 dargestellt.

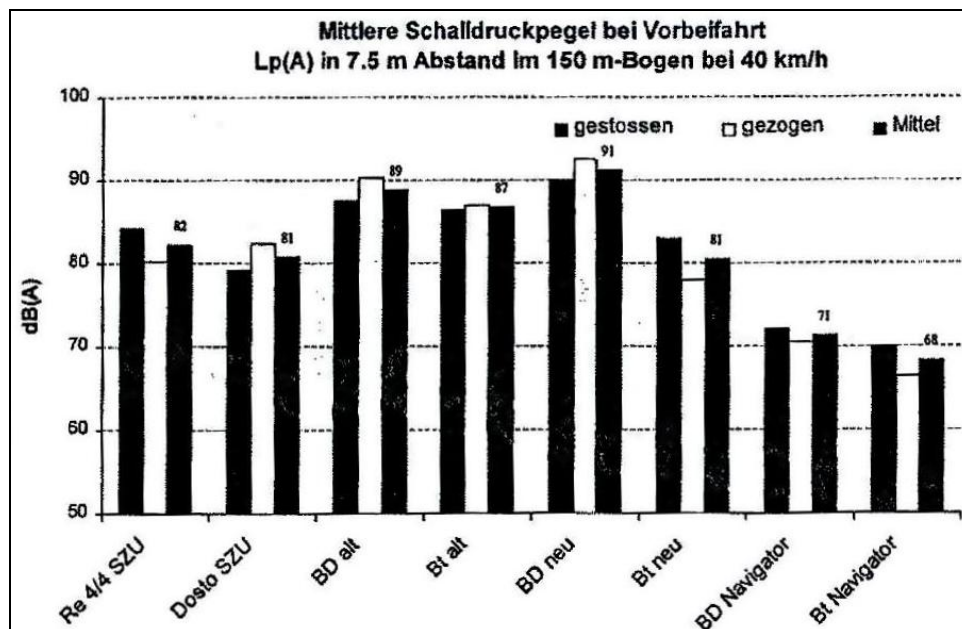


Abbildung 54: Summenschalldruckpegel verschiedener Fahrzeuge in sehr engen Bögen gemessen in Zürich Brunau, SZU. Das Fahrzeug EW-IV Navi mit Radsatzsteuerung ausgestattet, zeigt deutlich niedrigere Schalldruckpegel aufgrund des Vermeidens von Kurvenquietschen [53].

Eine weitere Möglichkeit zur Verringerung des Kurvenquietschens liegt in der Beeinflussung des Reibwerts zwischen Rad und Schiene. Im einfachsten Fall kann bereits durch reines besprühen mit Wasser das Kurvenquietschen deutlich verringert werden. Aufgrund der begrenzten Einsatzmöglichkeit von Wasserberieselungsanlagen vor allem bei kühler Witterung kommen zunehmend auch Reibwertmodifizierer (siehe Kapitel 2.2.5.2) zum Einsatz. Bei Messungen von Eadie et al. [50] konnte eine deutliche Verringerung des Kurvenquietschens sowie Spurkranzanlaufgeräusches sowohl im Metro- und Straßenbahnverkehr als auch auf Schwerlasttransitstrecken durch den Einsatz eines

Reibwertmodifizierers gezeigt werden. Im Schwertransitbereich war teilweise neben dem Einsatz des Reibwertmodifizierers auch eine Spurkranzschmierung erforderlich.

Der Reibwert kann auch durch die am Abrollprozess beteiligten Werkstoffe beeinflusst werden. In Laborversuchen auf dem Prüfstand mit 2 Rollen, wurden Stahlkombinationen gewählt, die eine geringe Differenz zwischen Haft- und Gleitwerten erwarten ließen und sich durch Legierungsbestandteile mit Schmiereffekt (z.B. Kupfer, Blei) und geringer Neigung zur Reiboxidation auszeichneten. Ergebnisse zeigten, dass geringere Reiboxidationsneigung der Stähle zur Erhöhung des kritischen Anlaufwinkel führte. Legierungsbestandteile mit Schmiereffekt zeigten hinsichtlich des Kurvenquietschens gewisse Erfolge, hatten jedoch hohen Verschleiß zur Folge [9].

Hiensch et al. [51] führte Versuche hinsichtlich RCF Beständigkeit und Reduktion des Kurvenquietschens mit Schienen die mittels Laserhüllverfahren mit Legierungen und Keramikzusätzen überzogen wurden durch. In Laborversuchen konnte eine Vermeidung des Stick-Slip Mechanismus aufgrund von durchgehend positivem Reibwert bei steigender Belastung erreicht werden. Der daraus abgeleitete positive Effekt auf das Entstehen von Kurvenquietschen konnte in Praxisversuchen im Netz der RATP aber nicht bestätigt werden [51].

In einem Schweizer Projekt wurden Schienen mit einer dünnen Schicht einer Eisen-Chrom-Aluminium Legierung besprüht und anschließend wärmebehandelt. Die magneto-elastischen Eigenschaften des Stahls sollten zur Umwandlung von mechanischer Vibrationsenergie in Wärme genutzt werden. Erste Versuche zeigten gute Ergebnisse [58].

Ein Großteil des bei Bogenfahrten abgestrahlten Schalls wird durch Resonanzschwingungen der Räder hervorgerufen. Durch Resonanzabsorber und Beschichtungen der Radscheiben können die Schwingungsamplituden in den Resonanzbereichen und folglich der abgestrahlte Luftschall deutlich vermindert werden [9].

Durch die Anbringung von Radschallabsorbern wird der geringe Verlustfaktor von Stahl drastisch erhöht und durch die dadurch erhöhte Dämpfung werden Schwingungen der Radscheibe deutlich vermindert. In Testreihen mit Absorbern an Güterwägen konnte eine Gesamtschallpegelreduktion des Quietschgeräusches um 9 dB(A) erreicht werden [37].

Krüger et al. führt in seinen Ergebnissen sogar Reduktionen bis zu 30 dB(A) durch ein vollständiges Vermeiden von Quietschen an. Mit kunststoffbeschichteten Rädern kann das Auftreten von Kurvenquietschen nicht vermieden nur um 3 – 10 dB(A) vermindert werden. Gummigefederte Räder führten zu keinem eindeutigen Ergebnis [9].

Weitere Ansatzmöglichkeiten zur Reduktion und Vermeidung von Kurvenquietschen sind Schienendämpfungselemente und asymmetrische Schienenprofile.

Asymmetrische Schienenprofile wirken durch eine Vergrößerung der Radiendifferenz und folglich eine Verringerung des lateralen Schlupfes, Schienendämpfungselemente durch eine Dämpfung der Schwingungen in der Schiene [9].



Aerodynamische Geräusche

Im Zuge der Neueinführung der Shinkansen Serie 300 (neuer Hochgeschwindigkeitszug in Japan) und der Steigerung der Geschwindigkeit auf 270 km/h wurden einige Maßnahmen zur Verringerung der aerodynamischen Geräusche entwickelt. Die Schlüsselemente der Verbesserungen sind die Reduktion der Stromabnehmeranzahl, Verbesserung des Stromliniendesigns, Verbesserung der Oberflächenglätte und Verlegung von Ausstattungsteilen in den Bodenbereich. In der Serie 700 wurden weitere Verbesserungen durch Reduktion der Spalte an den Türen, die Einführung eines einarmigen Stromabnehmers mit verbesserter Abdeckung, Drehgestellabdeckungen sowie Seiten- und Unterabdeckungen am Zugende erreicht [47].

4.1.4.3 Passive Maßnahmen zur Luftschallreduktion

Passive Maßnahmen versuchen durch Eingriffe im Bereich des Ausbreitungsweges ein Minderung der Lärmbelastung zu erreichen.

Rollgeräusch

Die wichtigsten Maßnahmen in diesem Bereich stellen Schallschutzwände und -fenster dar. Schallschutzwände sind jedoch oft mit einer Einschränkung des Fahrkomforts aufgrund von Sichtbehinderung der Fahrgäste verbunden. Ein Ansatz zur Lösung dieses Problems liegt in der Ausführung der Wände in durchsichtigen Materialien zumindest im Sichtbereich. Ein anderer Lösungsansatz liegt im Einsatz von Niedrigschallschutzwänden. In Versuchen konnten dabei mit Schallschutzwänden von 38 – 76 cm Höhe über der Schienenoberkante Lärmpegelminderungen von ca. 5 dB(a) erzielt werden [29]. Ein grundlegender Nachteil von Schallschutzwänden ist die erheblichen Kosten von bis zu 1.5 Mio. €/km [63].

Eine weitere Möglichkeit zur Abschirmung der Schallemissionen des Rades liegt in der Abdeckung der Radscheibe mittels Radblenden. In Versuchen konnten Geräuschminderungen von 2 dB(A) erzielt werden [9]. Radblenden in Kombination mit Blenden entlang des Fahrwegs wurden im Projekt Silent Track untersucht. Dabei konnten ebenfalls nur Geräuschminderungen von 3 dB(A) festgestellt werden [35]. Auf einer Versuchsstrecke im Inntal konnte jedoch durch den kombinierten Einsatz von aktiven Maßnahmen und Niedrigst-Schallschutzwänden mit Fahrzeugschürzen eine Senkung der Schallemission um ca. 20 dB(A) erzielt werden. Der Beitrag der Fahrzeugschürzen und Niedrigwände betrug etwa 8 dB(A) [9][43].

Aerodynamische Geräusche

Probleme bei aerodynamischen Geräuschen ergeben sich vor allem dadurch, dass die Lärmquellen in Fahrzeugbereichen lokalisiert sind, die durch übliche Schallschutzwände nicht mehr abgeschirmt werden können [27].

Spezielle Untersuchungen wurden deshalb zu diesem Thema von der Central Railway Company Japan durchgeführt. In mehreren Testreihen konnte ein verbessertes Design der



Lärmschutzwände erarbeitet werden und Lärmpegelreduktionen bis 3 dB(A) erzielt werden. Die verbesserten Wände hatten zum Teil L-förmiges Design und waren in entsprechend vergrößerter Höhe sowie mit lärmabsorbierenden Materialien verkleidet, ausgeführt. Zur Gewährleistung des Fahrkomforts wurden die oberen Bereiche mit transparenten Materialien ausgeführt [59].

4.1.4.4 Rechtliche Grundlagen zur Luftschallemission

Der Schutz der Anwohner und Umgebung vor Luftschallemissionen aus dem Schienenverkehr ist durch zahlreiche nationalen Richtlinien und Gesetze geregelt. Im Zuge der Vereinheitlichung des Schienenverkehrs in der EU wurden im Rahmen der TSI und der Richtlinie des Europäischen Parlamentes über die Bewertung und Bekämpfung von Umgebungslärm ein EU weit gültiges Eisenbahnrecht mit Einbezug des Umweltschutzes geschaffen.

In Österreich sind die Schienenfahrzeug-Lärmzulässigkeitsverordnung (SchLV) [69] sowie die Schienenverkehrslärm-Immissionsschutzverordnung (SchIV) [68] die wichtigsten nationalen Normen im Bereich des Lärmschutzes. Die SchLV regelt die Messarten und Schalldruck-Grenzwerte für verschiedene Fahrzeugarten im Stillstand und bei gleichmäßiger Fahrt. Die SchIV legt Immissionsgrenzwerte für Neubaustrecken und bei wesentlichem Umbau von Strecken fest. Wesentlicher Umbau liegt bei zumindest einem zusätzlichen Gleis oder bei Änderung der örtlichen Lage der durchgehenden Gleise und Erhöhung des Immissionspegels um mehr als 2 dB vor. Außerdem ist die Finanzierung von Lärmschutzmaßnahmen an der Strecke durch die Verordnung und den Schienenverkehrslärmkataster geregelt. Die Einrichtung von Lärmschutzmaßnahmen bei Neubaustrecken ist gemäß SchIV von der Eisenbahninfrastruktur zu finanzieren. Bei Lärmschutzprojekten an Bestandstrecken werden die Kosten von Bund, Ländern und Gemeinden getragen. Für die schalltechnische Sanierung der Fahrzeuge existieren keine Regelungen.

Als mögliches Steuerungselement wird in einigen Staaten der EU das Schieneninfrastrukturbenützungsentgelt (IBE) in Erwägung gezogen. Überlegungen gehen in Richtung eines Bonus-Malus Systems. Wagen mit deutlich niedrigeren Schallpegeln als ein festgelegter Grenzpegel könnte ein Bonus gewährt werden, lautere Fahrzeuge könnten durch einen Malus und Zuschläge zum derzeit eingehobenen Wegeentgelt von bis zu 20 % belegt werden [70].

Im Rahmen der nationalen Gesetzgebung sind in Deutschland folgende Gesetze und Verordnungen von Bedeutung [64]:

Bundes-Immissionsschutzgesetz (BImSchG)

Im Bundesimmissionsschutzgesetz ist durch die Verkehrslärmschutzverordnung die Lärmvorsorge geregelt. In der Verkehrslärmschutzverordnung sind konkrete Immissionsgrenzwerte festgelegt. Die Grenzwerte basieren auf einer Berücksichtigung von unterschiedlicher Nutzung beispielsweise dem erhöhten Ruhebedürfnisses in der Umgebung



von Krankenhäusern sowie der allgemeinen Annahme des erhöhten Ruhebedürfnisses bei Nacht. Die Schienenstrukturunternehmen sind beim Neubau oder bei wesentlicher Änderung eines vorhandenen Schienenweges verpflichtet sicherzustellen, dass keine schädlichen Umwelteinwirkungen durch Verkehrsgeräusche hervorgerufen werden, die nach dem Stand der Technik vermeidbar sind. Kosten und Nutzen müssen in angemessenem Verhältnis stehen. Die Kommunen sind verpflichtet bei der Planung neuer Wohngebiete mögliche Auswirkungen von Schienenwegen zu berücksichtigen und Lärminderungspläne aufzustellen. Anspruch auf Lärmvorsorge haben laut BImSchG nur Anwohner an Neubaustrecken oder wesentlich geänderten Strecken. Unter wesentlichen Änderungen sind beispielsweise eine Erweiterung um ein oder mehrere Gleise, eine Verschiebung der Streckenachse um mehr als einen Meter oder der Höhenlage der Bahnstrecke um mehr als einen halben Meter. Änderungen von Zugzahlen oder -geschwindigkeiten stellen keine wesentlichen Änderungen dar. Anwohner an Strecken, die vor Inkrafttreten des BImSchG im Jahre 1974 gebaut wurden haben grundsätzlich nach deutschem Recht keinen Anspruch auf Schallschutz. Hier werden jedoch auf Basis des freiwilligen Lärmsanierungsprogrammes seit 1999 Schallschutzmaßnahmen durchgeführt.

In der Richtlinie zur Berechnung der Schallimmissionen von Schienenwegen (SCHALL03) wird die Vorgehensweise bei der Berechnung von Lärmimmission dargestellt, eventuelle Lärmzuschläge oder Abschläge wie beispielsweise der Schienenbonus von 5 dB(A) in Deutschland werden dort festgelegt.

In der Verordnung über die Lärmkartierung ist die Erstellung von Lärmkarten über die Zahl von lärmbelasteten Menschen, Flächen sowie Wohnungen, Schulen und Krankenhäusern in Ballungsräumen von mehr als 250000 Einwohnern und an Eisenbahnstrecken über 60000 Zügen pro Jahr bis zum 30. Juni 2007 vorgesehen. Die Verordnung stellt die inhaltliche Umsetzung der Umgebungslärmrichtlinie der EG (Richtlinie 2002/49/EG) dar. Die Öffentlichkeit ist über die Lärmsituation zu informieren. Bis zum 18. Juli 2008 sind Lärmaktionspläne zu erstellen.

Im Hinblick auf den Umweltschutz im Bereich der Lärmemission ist auf europäischer Ebene die Richtlinie 2002/49/EG des Europäischen Parlamentes und des Rates über die Bewertung und Bekämpfung von Umgebungslärm, die sogenannte Umgebungslärmrichtlinie, von Bedeutung. Dabei sind für sämtliche Hauptverkehrseisenbahnstrecken Lärmkarten bis Juni 2007 auszuarbeiten und eine Beschreibung der Lärmbelastung anhand von Lärmindizes durchzuführen. Bei Überschreitung der festgelegten Lärmkriterien sind Lärminderungspläne bis Juli 2008 zu erstellen.

Die Gewährleistung eines einheitlichen und verknüpfbaren Zugverkehrs in Europa wurde im Zuge der technischen Spezifikationen für die Interoperabilität (TSI) und gemeinsamen Vorschriften über die Bewertung der Konformität mit diesen Spezifikationen umgesetzt. Die TSI sehen Grenzwerte für Lärmemissionen der europäischen Eisenbahnen im Hochgeschwindigkeitsverkehr wie auch im konventionellen Eisenbahnverkehr vor und beschreiben die Messbedingungen, mit denen die Einhaltung der Grenzwerte nachgewiesen werden soll [64].



Die wichtigsten europäischen Normen für Schallmessungen sind die

- EN ISO 3095:2005: Geräuschmessung von spurgebundenen Fahrzeugen
- EN 15461:2007: Bahnanwendungen – Schallemissionen – Charakterisierung der dynamischen Eigenschaften von Gleisabschnitten für Vorbeifahrgeräuschmessungen und die
- TSI Lärm (TSI Noise).

Die Messung der Fahrzeuggeräusche hat nach EN ISO 3095 [71] zu erfolgen. In der Norm sind sowohl Messprinzipien, Messgeräte, Evaluierung und Grenzen der Schallpegel wie auch der Schienenrauheit angegeben. Die wichtigsten Messgrößen in der Norm stellen der A-gewichtete äquivalente Dauerschallpegel ($L_{pAeq,T}$) sowie der Vorbeifahrtexpositionspegel (TEL) dar [35].

Der Anwendungsbereich der EN 15461:2007 [178] liegt in der Charakterisierung des dynamischen Verhaltens eines Gleises bezüglich seines Beitrags zum Rollgeräusch. Die Norm beschreibt das Messprinzip mittels Körperschallabklingraten (Track decay rate), die Berechnung der Abklingraten und die geltenden Akzeptanzkriterien. Als Körperschallabklingrate wird die Dämpfung der Schienenschwingung pro Laufmeter [dB/m] verstanden.

Die TSI Lärm untergliedert sich in die Bereich Hochgeschwindigkeitsverkehr (EU-Richtlinie 96/48/EG geändert durch 2002/735/EC, TSI-HGV) und konventionelle Eisenbahnsysteme (EU-Richtlinie 2004/50/EG geändert durch Interoperabilitätsverordnung für konventionellen Eisenbahnverkehr KonvEIV von 2005).

In beiden ist eine Messung des Schalldruckpegels nach DIN EN ISO 3095 [71] vorgesehen. Die TSI Lärm HGV sieht zusätzlich eine Spezifikation der Gleisparameter durch vorgegebene Rauheit und Gleiskomponenten vor. Die Formel gilt für eine Referenzwellenlänge von $\lambda_0 = 1$ m und Wellenlänge zwischen 0.2 – 0.005 m. Als Gleiskomponenten für minimale Lärmemission werden monoblock Betonschwellen in Schotteroberbau mit Schienenunterlagen mit einer Steifigkeit von zumindest 500 kN/mm bei 60 kN Belastung vorgegeben. Im Falle der Verwendung von anderen Gleiskomponenten muss die Gleichwertigkeit hinsichtlich Schienenschwingung und somit akustischer Eigenschaften gegenüber dem Referenzgleis nachgewiesen werden [65][66].

Die Grenzwerte für den Vorbeifahrpegel betragen aktuell 87 dB(A) bei 250 km/h, 91 dB(A) bei 300 km/h und 92 dB(A) bei 320 km/h (lineare Interpolation bei höheren Maximalgeschwindigkeiten). Die Messung hat gemäß DIN EN ISO 3095 [71] in 25 m von der Gleismitte in 3,5 m Höhe zu erfolgen unter Berücksichtigung der zusätzlichen Spezifikationen hinsichtlich Rauheit und Gleiskomponenten [66].

Die TSI Lärm für konventionelle Eisenbahnsysteme unterteilt sich in die Bereiche „Fahrzeuge-Lärm“ und „Fahrzeuge-Güterwagen“ [64]. Im Bereich Fahrzeuge-Lärm sind Grenzwerte für verschiedene Fahrzeugtypen vorgesehen. Im Bereich Fahrzeuge-Güterwagen sind äquivalente Dauerschallpegel in Abhängigkeit von den Radsätzen pro Länge über Puffer (LüP) für neue Güterwägen festgelegt. Die Grenzwerte sind in Tabelle 10



ersichtlich. Für erneuerte und umgerüstete Wagen ist ein Zuschlag von 2 dB(A) vorzunehmen. Für alte Güterwägen sind keine einzuhaltenden Grenzwerte vorgesehen [67].

Tabelle 10: Grenzwerte für äquivalente Dauerschallpegel in 7,5 m Entfernung bei 80 km/h und einer maximalen Geschwindigkeit von ≤ 190 km/h für neue Güterwagen gemäß TSI Noise [67][182].

Radsätze/LüP bzw. APL/m (Axles per length)	$L_{pAeq, T}$
$APL \leq 0.15 \text{ m}^{-1}$	$\leq 82 \text{ dB(A)}$
$0.15 < APL \leq 0.275 \text{ m}^{-1}$	$\leq 83 \text{ dB(A)}$
$0.275 \text{ m}^{-1} < APL$	$\leq 85 \text{ dB(A)}$

4.1.5 Messtechnik

Die Messung von Schallpegeln erfolgt mit Schallpegelmessern. Diese bestehen aus einem Mikrofon, welches den Schalldruck in eine proportionale elektrische Spannung umwandelt, einem Impedanzwandler und einem Verstärker. Anschließend erfolgen eine Frequenz- und Zeitbewertung sowie die digitale Speicherung der Messdaten [7].

Zur Messung des Schallpegels an mehrer Orten oder Punkten im Fahrzeug werden mehrere Schallpegelmesser in einem Messsystem integriert [9].

Für amtliche Messungen müssen die Schallpegelmesser den Normen DIN EN 60651 (Schallpegelmesser) sowie DIN EN 60804 (integrierende mittelwertbildende Schallpegelmesser) entsprechen [9].

Zur Überwachung der Luftschallemissionen wurde in den letzten Jahren das mobile System der akustischen Kamera zur schnellen und anschaulichen Darstellung der Messergebnisse entwickelt. Dabei handelt es sich um mehrere je nach Anwendung in verschiedenen Varianten angeordneten Mikrofonen, die in einer Auswerteeinheit mit der Software Noise Image die empfangenen Messdaten sofort in bildhafte Darstellung umwandeln. Im Bahnbereich kommen vor allem die in Abbildung 55 dargestellten Varianten des großen Ringarrays sowie des Sternarrays zum Einsatz [134].

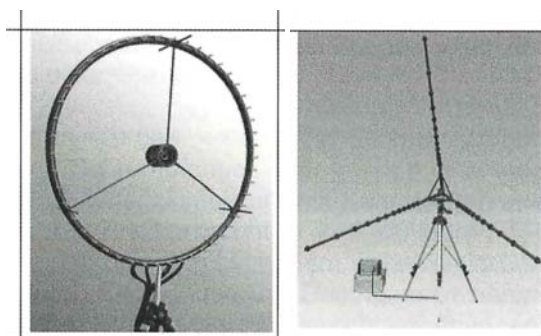


Abbildung 55: Ausführungsvarianten der Akustischen Kamera – großes Ringarray (links) sowie Sternarray (rechts) [134].

4.1.6 Erschütterungen im Rad-Schiene System

Das Rad-Schiene System stellt kein perfekt gerades System in Längsrichtung dar, sondern zeichnet sich durch mehr oder weniger große wiederkehrende Unebenheiten aus. Diese wiederkehrenden Unebenheiten in Rad und Schiene bewirken eine von der Wellenlänge und Fahrgeschwindigkeit abhängige periodische Anregung des Rad-Schiene Systems, wodurch Schwingungen der Systemkomponenten als auch Vibrationen des Gleis und des Untergrunds hervorgerufen werden. Zusätzliche Vibrationen werden durch die periodische Be- und Entlastung im Bereich der Schwellen hervorgerufen. Hochfrequente, kurzweilige Vibrationen werden von verschiedenen Komponenten des Rad-Schiene Systems absorbiert und führen zu fortschreitenden Schäden in den Systemkomponenten. Langwellige, niederfrequente Vibrationen können kaum von den Strukturkomponenten aufgenommen werden und werden folglich in die Umgebung abgestrahlt bzw. abgegeben [26].

Durch Übereinstimmung einer Anregungsfrequenz mit der Eigenfrequenz einer Systemkomponente werden besonders starke Vibrationen ausgelöst. Während die Eigenfrequenzen der Systemkomponenten von der Fahrgeschwindigkeit unbeeinflusst sind, steigt die Schwellenanregungsfrequenz proportional zur Fahrgeschwindigkeit [8]. Die Ausbreitung der Vibrationen im Untergrund erfolgt durch Druck-, Scher- und Oberflächenwellen. In etwa 2/3 der Energie wird in Form von Oberflächenwellen (Rayleighwellen) transportiert, gefolgt von Scher- und Druckwellen. Abhängig von der Wellenlänge und der Ausbreitungswellenart sinkt die Vibrationsenergie mit Abstand von der Quelle durch geometrische Verteilung und Energieabsorption des Untergrundes. Grundsätzlich erfahren niederfrequente Vibrationen die geringste Dämpfung [8].

Üblicherweise liegen Rad-Schiene-Vibrationen im Bereich zwischen 5 bis 50 Hertz. Relevant für die Immission in angrenzenden Gebäuden ist der Frequenzbereich bis maximal 120 Hertz [72]. Unter Berücksichtigung der Ausbreitungsgeschwindigkeit von Rayleighwellen von 50 – 250 m/s je nach umgebendem Medium beträgt der Ausbreitungsradius in etwa 5 bis 50 Meter [8]. Beim Auftreffen der Untergrundwellen auf Gebäude werden die Vibrationen an diese weitergegeben und in Form von sekundärem Luftschall von angeregten Decken und Wänden abgestrahlt. Die Intensität der Abstrahlung hängt von der Amplitude der Schwingungen, dem Abstrahlmaß der Bauteile sowie den im Raum vorhandenen Absorptionsflächen wie Teppiche oder Gardinen ab. Die größten Sekundärschallpegel treten meistens im Frequenzbereich zwischen 40 bis 80 Hertz maximal 120 Hertz auf [9][72].

Zur frequenzunabhängigen Erfassung der menschlichen Wahrnehmung von Erschütterungen und sekundärem Luftschall werden spezielle Frequenzbewertungsfilter der relevanten Schwingungsmessgröße, wie die bewertete Schwingungsstärke K und der A-bewertete Schallpegel, eingesetzt. Die Fühlbarkeit von Erschütterungsimmissionen ist stark von der Aufmerksamkeit des Betroffenen abhängig und liegt normalerweise im Bereich der bewerteten Schwingungsstärke K von 0.15 bis 0.20. Eine Unterscheidung der Erschütterungsstärke ist erst ab einer Änderung um 25 % möglich [73].



4.1.6.1 Ursachen und Einflussfaktoren für Erschütterungen

Grundsätzlich stellt jeder Zug eine rollende Last die einen zeitlich veränderlichen Druck auf den Untergrund auswirkt dar. Dies führt unter jeder Achse zu einer geringen elastischen Einsenkung des Untergrunds, die sich dann als seismische Schwingungen im Untergrund ausbreiten. Die Größe hängt sowohl von der Höhe der Last als auch vom E-Modul der tragenden Schicht ab.

Angrenzende Gebäude als auch der Untergrund stellen elastische Körper dar, die eine definierte von den Materialeigenschaften, den Dimensionen und der Form abhängige Eigenfrequenz besitzen. Bei einer Anregung im Eigenfrequenzbereich kommt es zu einer Verstärkung der Schwingung und einer Verstärkung der Erschütterungen [73].

Als Anregungsfaktoren wirken Störungen im Kontaktbereich zwischen Rad und Schiene.

Bei Auswertung von Bodenschwingungsspektren dominieren beim Überrollvorgang des Zuges zwei Frequenzbereiche. Die Schwellenabstandsanregung deren Frequenz von der Fahrgeschwindigkeit abhängt und hauptsächlich in mittlerer Entfernung von 7 bis 30 Meter stark ausgeprägt ist sowie ein mittelfrequenter bodentypischer Bereich zwischen 10 bis 20 Hz, der vor allem im Fernfeld zum Tragen kommt. Der bodentypische Bereich wird durch die statische Achslastüberfahrten hauptsächlich bei Fahrgeschwindigkeiten über 100 km/h hervorgerufen und ergibt sich durch die zufälligen Änderungen der Bodeneigenschaften längs des Gleises [75].

Die wichtigsten Einflussfaktoren auf die Größe der ausgelösten Erschütterungen sind die Zuggeschwindigkeit, der Zustand der Schienen- und Radlaufflächen sowie das erschütterungsmäßig wirksame Gewicht. Darunter ist die maximal Achslast zu verstehen [73]. Verschärft wird die Problematik bei schlecht gewarteten Rädern, verriffelten oder gewellten Schienen oder bei Unebenheiten im Bereich von Isolierstößen und Weichen. Dabei können die Pegelwerte um bis zu 10 bis 20 dB(A) über den Normalwerten liegen [72].

Im Hinblick auf den Zustand der Radlauffläche ist wiederum das verwendete Bremssystem von vorrangiger Bedeutung. Durch Entstehung von abnutzungsbedingten Abweichungen der Radlauffläche infolge von Grauguss-Klotzbremsen kommt es zu viermal größeren Amplituden im Frequenzbereich der Erschütterungen als bei Scheibengebremsten Rädern [73]. Dies ist deutlich in den Radumfangsprofilen und Frequenzspektren in Abbildung 56 ersichtlich.



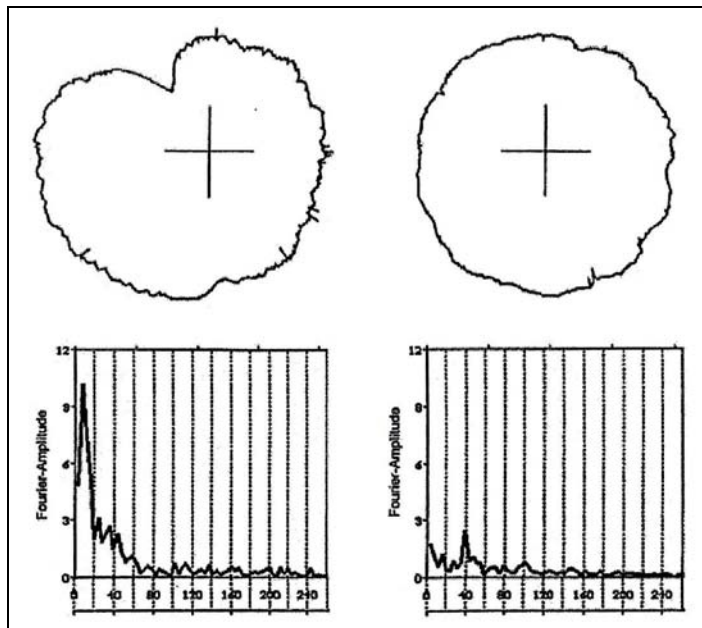


Abbildung 56: Vergleich der Radumfangprofile und Frequenzspektren der Radlaufflächen in Abhängigkeit vom eingesetzten Bremssystem – links Klotzbremsen, rechts Scheibenbremsen (Frequenzen für 90 cm Raddurchmesser und 80 km/h) [73].

Bei verriffelten Schienen kommt es zu einer Widerspiegelung der Riffelstruktur in den Schienenschwingungen, unabhängig von den Oberbauparametern und den Belastungsbedingungen [74].

Andererseits ist ein wesentlicher Einfluss auf das Ausmaß der Erschütterungsemissionen durch die Ausführung des Oberbaus gegeben. In einem Vergleich bei einem Gleis bei Salzburg-Taxham traten beim Gleis mit Betonschwellen nur halb so große Erschütterungsemissionen als beim Gleis mit Holzschwellen auf [73]. Der daraus abgeleitete Zusammenhang zwischen Oberbau und Erschütterungsemission ist in Abbildung 57 ersichtlich.

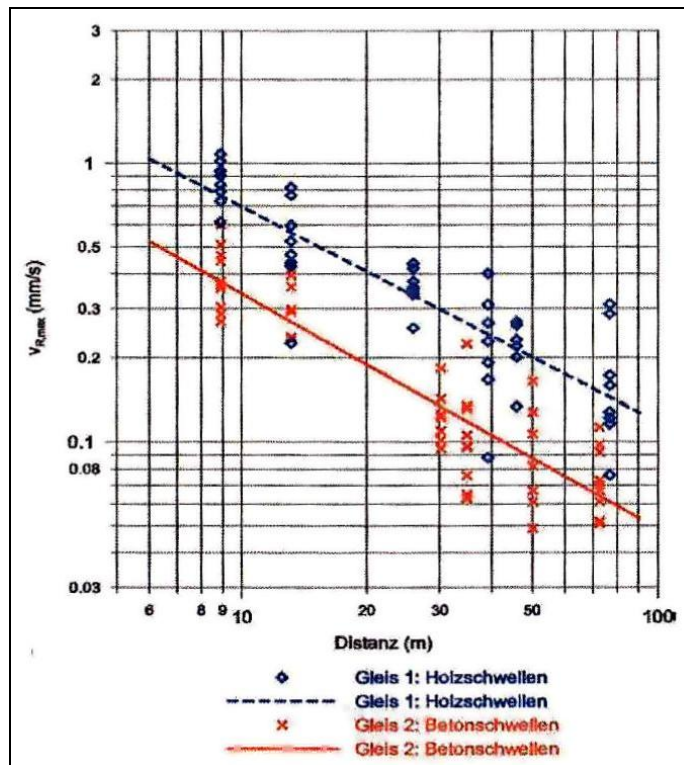


Abbildung 57: Erschütterungsemission und Erschütterungsausbreitung in Abhängigkeit vom Oberbau [73].

Im Bereich tiefer Frequenz ist ein erheblicher Einfluss durch den Unterbau gegeben. Die Feste Fahrbahn weist deutlich geringere Erschütterungen auf als der Schotteroberbau. Mögliche Ursache ist die größere Gleislagestabilität der Festen Fahrbahn und damit einhergehenden geringeren Fahrzeugbeschleunigung, die zu geringeren dynamischen Radlasten führt [75].

Bei Weichen stellt das offene Herzstück eine erschütterungsverstärkende Störquelle dar. Bei Zügen mit hoher Laufruhe ist diese Erschütterungsverstärkung oftmals besonders ausgeprägt [73].

4.1.6.2 Aktive Maßnahmen zum Erschütterungsschutz

Die Größe der Erschütterungsimmissionen wird von der Emissionscharakteristik der Quelle, den geodynamischen Ausbreitungsbedingungen im Untergrund sowie den Schwingungseigenschaften der betroffenen Bauwerke beeinflusst.

Dadurch kann sich ein und dieselbe Maßnahme einmal erschütterungsmindernd und ein andermal verstärkend auswirken [73]. Aktive Maßnahmen setzen direkt am Ort der Erschütterungsemission an und versuchen dort eine Verminderung oder Vermeidung zu erreichen.

Eine wichtige Maßnahme zur Vermeidung von Erschütterungsemissionen an der Quelle ist erneut das Herstellen einer glatten Schienenoberfläche mittels Schienenschleifen und einer

glatten Radlauffläche durch Vermeidung von Grauguss-Klotzbremssystemen sowie regelmäßiger Reprofilierung. Wobei für das Schienenschleifen in der Literatur der Einsatz von oszillierenden Steinen als zu bevorzugende Maßnahme aufgrund der glatteren Oberfläche in Längsrichtung erwähnt wird [9]. Durch regelmäßiges Schleifen von Rädern und Schienen ist eine Verringerung der Erschütterungsimmission auf Gebäude um 20 % oder des Sekundären Luftschalls von 4 dB(A) möglich [9].

Weiters ist hinsichtlich der Radlauffläche die Entstehung von Flachstellen durch Vermeidung von Gleitbedingungen, eventuell durch Einsatz von einem Reibwertmodifizierer (siehe Kapitel 2.2.5.2) möglichst zu vermeiden.

Aufgrund der Abhängigkeit der Schwellenanregungsfrequenz von der Fahrgeschwindigkeit kann diese als Steuerelement hinsichtlich emittierten Frequenzspektrums und vor allem Ausmaß der sekundären Luftschallemissionen eingesetzt werden.

Durch regelmäßig durchgeführte Instandhaltungsmaßnahmen im Bereich des Schotterbettes ist eine möglichst konstante Gleisbettsteifigkeit zu erzielen. Dadurch können hohlliegende Schwellen als Quelle von stoßartigen Anregungen von Erschütterungsemissionen vermieden werden. Dadurch ist eine Verminderung der Immissionen auf Gebäude hinsichtlich Erschütterungen um 40 % und hinsichtlich Sekundären Luftschall um 5 – 10 dB(A) möglich [9].

Forschungsarbeiten zu Veränderungen im Bereich des Stützpunktabstandes durch Einsatz von kontinuierlich-elastischer Schienenlagerung wurden zwar durchgeführt, fanden jedoch bis heute weitgehend keine Anwendung in der Praxis [9]. Um eine signifikante Minderung der Erschütterungsemissionen zu erreichen, ist zudem oft eine zusätzliche Verminderung der Schienenlagersteifigkeit nötig [30].

Durch den Einbau von Frostschutzschichten aus Hartschaumplatten, in Kombination mit Geotextilien, konnten Körperschallreduktionen von 5 dB sowie eine Verminderung der in den Untergrund übertragenen Schwingungsenergie um 20 – 45 % erzielt werden [22].

Im Bereich von Weichen ist eine Emissionsverminderung durch Einsatz von beweglichen Herzstücken möglich. In Messungen konnte gezeigt werden, dass sich Weichen mit beweglichem Herzstück hinsichtlich der Erschütterungsemissionen nicht mehr von normalen Streckengleisen unterscheiden [73]. Verminderung der Erschütterungsemissionen um bis zu 40 % und des sekundären Luftschalls um 4 – 6 dB(A) können erzielt werden [9].



4.1.6.3 Passive Maßnahmen zum Erschütterungsschutz

Maßnahmen zur Verminderung oder Reduzierung der Vibrationen entlang des Ausbreitungsweges werden als passive Maßnahmen bezeichnet.

Ein wichtiger Ansatzpunkt zur Verminderung von Erschütterungen liegt in der Erhöhung der Elastizität somit der Senkung der Steifigkeit und der Vergrößerung der Dämpfung des Systems. Das Ziel ist im Zusammenspiel zwischen schwingender Masse und Elastizität sowie Dämpfung eine möglichst große Aufnahme der Schwingungen sowie Absorption der Energie durch Umwandlung in Wärme zu erzielen.

Die Möglichkeiten zur Erhöhung der Elastizität des Oberbaus gestalten sich vielfältig. Angefangen bei elastischen Zwischenlagen unterhalb des Schienenfußes über elastische Schienenlager bis zu elastischen Schwellenbesohlungen oder -schuhen und Unterschottermatten haben alle Maßnahmen eine Erhöhung der Elastizität zum Ziel. Die neuesten Entwicklungen gehen in Richtung der Ausführung des Oberbaus als Masse-Feder-System, wobei der Gleiskörper die Form einer Gleistragplatte oder eines Gleistrogs aus Beton besitzt und auf elastischen Einzelpunktlagern abgestützt ist. Je nach Art der Beanspruchung und der geforderten Elastizität werden verschiedenste Materialien verwendet. Allen gemeinsam ist ein hohes volumenkonstantes Deformationsverhalten. Neben den seit jeher verwendeten Materialien wie Gummi und Kautschuk haben in den letzten Jahren vermehrt auch elastomerähnliche Kunststoffe, geschäumte Werkstoffe wie PUR und Verbundmaterialien Anwendung gefunden [9].

Durch Unterschottermatten kann vor allem eine Reduktion des für den Sekundärschall relevanten Frequenzbereiches von 40 – 80 Hz erzielt werden. Bei hochleistungsfähigen Unterschottermatten mit einem Bettungsmodul von 0.01 – 0.02 N/mm² kann eine Dämmung bis zu 25 dB hinsichtlich des sekundären Luftschalls erreicht werden [72].

Grundsätzlich stehen drei Arten von Matten zur Verfügung: profilierte Gummimatten, granulare Elastomermatten oder Schaummatte aus Polyurethanen. Die Matten sollten grundsätzlich weich sein und Eigenschaften wie große Elastizität und hohe Dämpfung aufweisen. Zu weiche Ausführungen führen jedoch zu erhöhter Schienenbelastung und Destabilisierung des Schotterbettes [8].

Eine weitere Möglichkeit zur Reduktion von Vibrationen stellt die Verwendung von superelastischen Befestigungssystemen dar. Spezielle Ausführungsformen wie z.B. das „Kölner Ei“ der Firma Clouth oder „Vanguard“ der Firma Pandrol ermöglichen eine sehr weiche vertikale Federsteifigkeit und somit die effektive Reduktion von Vibrationen. Verbesserungen bis zu 18 dB(A) im Frequenzbereich zwischen 63 bis 80 Hz können gegenüber Fester Fahrbahn erzielt werden. Andererseits beschränkt diese niedrige vertikale Steifigkeit auch den Einsatz dieses Systems auf Rad-Schiene-Systeme mit geringen Achslasten wie beispielsweise U-Bahnsysteme [8].



Die höchste Erschütterungsisolierung wird mit einem Masse-Feder-System erzielt. Dabei wird eine Masse, bestehend aus Grundmasse der Bauelemente und der Masse des Fahrzeugs, auf elastischen Bauteilen gelagert und abgefedert. Die Grundmasse besteht aus einem Betontrog, Betonbalken oder Betonplatten. Die Lagerungen können in verschiedener Form als vollflächige, Streifen- oder Punktförmige Lager ausgeführt werden und bestehen aus Materialien wie Polyurethane, Chloroprene oder Kork-Gummimischungen sowie Systemen mit Stahlfedern [9].

Eine Sonderform dieser Bauform ist das Leichte Masse-Feder-System. Dabei werden anstelle von elastischen Lagern flächig verlegte Dämm- oder Unterschottermatten verwendet. Der Vorteil dieses Systems sind die geringeren Baukosten [76].

Die Auslegung von allen Masse-Feder-Systemen basiert unter der Berücksichtigung von Faktoren wie Geometrie und Masse der Fahrwegplatten, Achslast und Geometrie der Fahrzeuge und statische sowie dynamische Steifigkeit der Lager, hauptsächlich auf der Abstimmung mit der Eigenfrequenz des Systems [9].

Das System wird so abgestimmt, dass die Eigenfrequenz unterhalb der Erschütterungs- und Sekundärschall verursachenden Frequenzen liegt. Für Masse-Feder-Systeme liegt sie zwischen 5 – 15 Hz, für Leichte Systeme zwischen etwa 15 – 25 Hz [30].

Daraus ergibt sich auch ein Nachteil der Masse-Feder basierenden Systeme. Eine effiziente Reduktion ist nur im Bereich über 30 Hz möglich. Im Bereich niedriger Frequenzen kann das Konzept kaum mit ökonomisch vertretbarem Aufwand realisiert werden [8].

Im Bereich dieser niedrigen Frequenzen wurden Versuche mit passiver Isolierung durch offene Gräben unmittelbar angrenzend zur Strecke durchgeführt. Da Erschütterungsenergie hauptsächlich durch Oberflächenwellen mit einer Tiefe einer Wellenlänge transportiert wird, kann durch Unterbrechung dieser Schicht die transportierte Energie verringert werden. Versuche zeigten einen Isoliereffekt von bis zu 70 % bei einer Tiefe des Grabens von mehr als der halben Wellenlänge. Probleme ergeben sich jedoch aufgrund der großen Wellenlänge von Oberflächenwellen und den daraus resultierenden Schwierigkeiten in der Erhaltung und Installation von Gräben des erforderlichen Ausmaßes [8].

Neben diesen Maßnahmen am Ausbreitungsweg besteht die Möglichkeit der Verminderung am Immissionsort also direkt an den betroffenen Gebäuden.

Möglichkeiten dabei sind der Einbau von elastischen Elementen im Fundament zur Entkopplung des Gebäudes vom Untergrund, Ausführung von schweren Fundamenten mit hoher Impedanz, Einrichtung von Schächten mit Gasmatten zur Unterbrechung der Wellenausbreitung oder Gestaltung der Eigenfrequenzen von Wänden und Decken außerhalb des Resonanzbereichs [77].



4.1.6.4 Rechtliche Grundlagen zu Erschütterungsemissionen und sekundärem Luftschall

Im Bereich der Erschütterungsemissionen sind derzeit keine gesetzlich vorgeschriebenen Berechnungsverfahren oder geregelte Grenzwerte vorhanden.

Es existieren lediglich Normen bezüglich der zulässigen Erschütterungsimmission in Gebäuden.

In Österreich dient dazu die auf den ISO-Normen 2631-1 und 2631-2 aufbauende ÖNORM S9012. Darin sind maximale Durchschnittswerte von Vibrationsintensitäten für verschieden sensitive Bereiche als K_B Wert angegeben. Die Werte sind in Tabelle 11 zusammengefasst.

Tabelle 11: maximale Vibrationsimmissionen in Abhängigkeit von der örtlichen Umgebung gemäß ON S 9012 ($\bar{K}_{B,S}$ = mittlere Vibrationsintensität inklusive der höchsten Vibrationen).

category	description	$\bar{K}_{B,S}$ for sufficient vibration protection		$\bar{K}_{B,S}$ for good vibration protection	
		day	night	day	night
1	health resort, hospital	≤ 6,0	≤ 0,6	≤ 3,0	≤ 0,3
2	residential area in suburb, weekend apartment area, rural residential area, schools	≤ 8,0	≤ 0,6	≤ 4,0	≤ 0,3
3	urban residential area, area of agriculture and forestry with apartments	≤ 8,0	≤ 0,6	≤ 4,0	≤ 0,3
4	center, area of companies without noise pollution	≤ 10,0	≤ 0,8	≤ 6,0	≤ 0,4
5	area of companies with small noise pollution	≤ 12,0		≤ 8,0	

Gemäß deutscher Norm sind in DIN 4150-2 Anhaltswerte für Erschütterungsimmissionen an Bahnstrecken enthalten. Anhaltswerte deshalb, weil im Streitfall die Werte nicht verbindlich herangezogen werden müssen.

In DIN 45673-2 sind experimentelle Verfahren zur Überprüfung der Wirksamkeit von Minderungsmaßnahmen in eingebautem Zustand auf der Strecke enthalten [9].



4.1.7 Messtechnik

Im Zuge des Erschütterungs- und Körperschallschutz beim Schienenverkehr werden neben Zugschütterungsmessungen auch geodynamische Untersuchungen durchgeführt.

Schwingungsmessungen direkt an der Schiene oder Schwelle werden meist mit Hilfe von Beschleunigungsaufnehmern durchgeführt. Dabei handelt es sich um Schwingungsaufnehmer ohne Festpunkt, welche mechanische Schwingungen in elektrische Signale umwandeln. Das Schwingungssystem besteht aus einer festen Masse und einer Feder als Relativdämpfung zwischen Masse und Gehäuse. Schwingungen versetzen das Gehäuse in Bewegung, welche über die Feder auf die Masse übertragen wird. Die Differenz zwischen der Absolutbewegung der Masse und des Gehäuses ergibt die Relativbewegung der Masse, welche unterhalb der Eigenfrequenz proportional der einwirkenden Beschleunigung ist [133].

Die wichtigsten geodynamischen Messverfahren umfassen die Refraktionsseismik und Durchschallungsversuche. Die Refraktionsseismik dient zur Bestimmung der elastischen Eigenschaften von geologischen Strukturen. Dabei werden die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Körperschallwellen direkt in den einzelnen Untergrundschichten sowie die Tiefenlagen der einzelnen Schichten direkt bestimmt. Mit Hilfe spezieller Anregungstechniken können sowohl Longitudinal als auch Transversalwellen erfasst werden [73].

Zur Vorhersage von unterirdischen Erschütterungsquellen, wie sie beim Schienenverkehr in Tunneln auftritt, werden Durchschallungsversuche in bestehenden Erkundungsbohrungen durchgeführt. Dabei werden durch Kleinstsprengungen im Bohrloch Erschütterungen ausgelöst und diese in angrenzenden Gebäuden gemessen. Sprengerschütterungen eignen sich zur Abschätzung der Erschütterungen des Schienenverkehrs aufgrund ihres sehr breiten Frequenzspektrums [73].



5 Ergebnisse / Diskussion

Durch umfassende Literaturrecherche sowie zahlreiche Gespräche mit Experten aus den verschiedensten Bahn Bereichen konnte das oberste Ziel der Arbeit, einen Überblick über das Thema „Rauhigkeit“ im Rad-Schiene System zu erarbeiten, erfüllt werden.

Die angestrebte einheitliche Begriffsdefinition gestaltete sich als schwierig, da in der Literatur keinerlei Einheitlichkeit zu finden ist und vor allem die Übertragung von Begriffen aus der Englischen Literatur oft zu großen Unterschieden führt. Aus diesem Grund wurde in der Arbeit zunächst eine möglichst allgemein gültige grobe Klassifizierung hinsichtlich der Wellenlänge der Unebenheiten in Mikrorauhigkeit, Welligkeit und Geradheitsabweichung durchgeführt und diesen Hauptbereichen die unterschiedlichen speziellen Unebenheitserscheinungen wenn möglich mit den in der Englischen Literatur verwendeten Bezeichnungen zugeordnet.

Die Mikrorauhigkeit bei der Schiene im Neuzustand wird vor allem durch die Ausbildung einer Walzhaut im Herstellungsprozess sowie der Ausprägung eines Schleifriefenprofils nach dem Schienenschleifen bestimmt. Nach dem Einbau der Schienen beeinflussen RCF und Verschleiß maßgebend die Mikrorauhigkeit der Schiene.

Die Entfernung der randentkohlten Schicht, welche generell eine geringere Härte zeigt, sowie die Beseitigung von Unebenheiten aus Produktion und Einbau der Schiene sind mögliche Ursachen für die nachgewiesene verzögerte Riffelbildung nach dem Neulagenschleifen der Schienen.

Ob die Durchführung des Schleifens vor Aufnahme des Fahrbetriebs oder innerhalb von 6 Monaten einen Einfluss auf die Riffelbildung hat, wird noch diskutiert. Beide Handhabungsformen finden derzeit Anwendung. Während bei der SNCF (Société nationale des chemins de fer français) auf den Hochgeschwindigkeitsstrecken sofort geschliffen wird, erfolgt das Neulagenschleifen in Österreich (ÖBB) und Deutschland (DB) spätestens innerhalb von 6 Monaten. Da die ursprüngliche Mikrorauheitsstruktur in einem Zeitraum von 6 Monaten bereits drastisch verändert wird, sind Einflüsse durchaus möglich. Untersuchungen zu dieser Thematik sind derzeit jedoch noch keine vorhanden.

Die Entstehung von Welligkeiten aus der verbleibenden Schleifriefenstruktur nach dem Schleifen wird oftmals diskutiert. Hinweise sind in der Literatur, wie beispielsweise von Hölzl und Werner [137], zu finden. Das Zusammenwirken mehrerer Faktoren wie die rasche Bildung von Weißen Schichten infolge von unmittelbar nach dem Schleifen bei den ersten Überfahrten auftretenden Tangentialkräften durch Bremsen oder Antrieb noch vor dem Einebnen der Schleifriefen durch rein rollende Überfahrten, scheint jedoch Voraussetzung zu sein [137].

Die Ausbildung von hohen Kontaktspannungen im Bereich der Mikrorauhigkeitsspitzen wurde in zahlreichen Untersuchungen festgestellt. Oftmals wird in diesem Zusammenhang die Bildung von „Weißen Schichten“ erwähnt. Aufgrund der hohen auftretenden Kontaktspannungen ist Rissbildung im Nanobereich zu erwarten, Rissbildung im größeren Strukturbereich wird zwar von einigen Autoren erwogen [18][19], scheint jedoch



hauptsächlich auf die Sprödigkeit der „Weißen Schichten“ zurückzuführen zu sein und nur indirekt durch die Mikrorauhigkeit beeinflusst zu werden.

Im Bereich der Welligkeit am Rad sind vor allem Graugussklotzbremsen als Hauptursache für die Verriffelung anzusehen. Radriffeln werden gleichzeitig als wichtige Lärmentwicklungsursache angesehen. Durch den Ersatz der Grauguss-Bremsen durch Verbundsohlenbremsen kann einerseits die Verriffelung drastisch reduziert werden [5], und gleichzeitig eine Gesamtschallpegelreduktion von bis zu 10 dB [4][41] erreicht werden. Probleme ergeben sich derzeit noch durch die thermische Überlastung der Verbundsohlenbremsen im Mischbetrieb mit Graugussklotzbremsen aufgrund der unterschiedlichen Reibungscharakteristik. Daraus resultiert ein weiteres Hemmnis zum Einbau von Verbundsohlenbremsen, nämlich die hohen Umrüstkosten für bestehende Wägen aufgrund der notwendigen Adaption des Bremssystems [145][167]. Weitere Anreize seitens der Gesetzgebung scheinen notwendig, um eine flächendeckende Umrüstung und somit eine merkbare Senkung der Lärmemission zu ermöglichen.

Bei Welligkeiten auf der Schiene sind vor allem kurz- und langwellige Schienenriffeln, Schlupfwellen und kurze Wellen von Bedeutung. Zu den Ursachen für kurzwellige Riffeln sind zahlreiche Theorien veröffentlicht. Aufgrund der Vielzahl der Einflussgrößen wie Mikrorauhigkeit, Steifigkeit und Eigenfrequenzen des Systems sowie die vorherrschenden Haftbedingungen, scheint wahrscheinlich, dass jede Theorie in gewisser Weise unter bestimmten Umständen ihre Gültigkeit besitzt und oftmals mehrere Ursachen gleichzeitig zutreffen. Grundsätzlich konnte gezeigt werden, dass härtere Schienen höhere Riffelbeständigkeit aufweisen [91][92]. Aufgrund des geringeren Verschleißes werden jedoch gebildete Welligkeiten in geringerem Ausmaß abgetragen. Diese erhöhte Verschleißbeständigkeit von kopfgehärteten Schienen führte auch bei geschliffenen Schienen aufgrund des lange beständigen Schleifriefenmusters zu höheren Lärmbelastungen [10].

Kurze Wellen haben ihren Ursprung hauptsächlich im Herstellungsprozess. Die Auswirkungen waren bisher wenig untersucht. Aussagen beschränkten sich auf eine erhebliche Belastung des Wagenmaterials durch ausgelöste Schwankungen des Wagenkastens [117]. In Mehrkörpersimulationen die in Zusammenarbeit mit dem Kompetenzzentrum „Das virtuelle Fahrzeug Forschungsgesellschaft mbH“ in Graz durchgeführt wurden, konnte bei einer Unebenheitswellenlänge von 3 Metern eine Verfünfachung der Zunahme der vertikalen dynamischen Radaufstandskraft durch Vergrößerung der Störampplitude von 0.1 auf 0.5 mm ermittelt werden. Weiters ergaben die Simulationen eine Vergrößerung der vertikalen dynamischen Radaufstandskraft bei 300 km/h von durchschnittlich 20 % im Vergleich zur statischen Radaufstandskraft. Bei Einzelstörungen wurde sogar eine maximale Zunahme der dynamischen Kraft von bis zu 27 % errechnet.



Starke Verriffelung führt aufgrund der starken Anregung von dynamischen Kräften zu erhöhten Kontaktkräften und letztendlich zu möglicher Rissbildung. Hinweise auf die Bildung von Rissnestern [114], sogenannter Belgrospis, sowie die Auslösung von Rollkontaktermüdung [100] durch starke Verriffelung sind in der Literatur vorhanden.

Weiters gehen Ideen in Richtung erhöhtem Energieverbrauch bei starker Verriffelung von Rad oder Schiene, aufgrund der gesteigerten benötigten Traktionsleistung durch Schwingungen des Systems. Angeführte Ergebnisse aus der Praxis zeigen Energieeinsparungen von bis zu 30 % [20] durch regelmäßige Instandhaltung von Rad und Schiene und scheinen durchaus vor allem in Zeiten steigender Energiepreise einen beachtenswerten Ansatzpunkt darzustellen.

Ein weiterer wichtiger Punkt welcher die Relevanz des Themas „Rauhigkeit“ im Rad Schiene System aufzeigt, ist sicherlich die erhöhte Lärmabstrahlung bei verriffelten Rädern oder Schienen. Zahlreiche Maßnahmen werden dabei einerseits direkt zur Vermeidung von Unebenheiten als Anregungsquelle wie auch zur Einschränkung der emittierten Lärmemission diskutiert. Wichtig ist dabei zu beachten, dass sowohl im Bereich der Schall- und Erschütterungsemission als auch bei Maßnahmen zur Senkung der Rauhigkeit einzelne Maßnahmen oft große Erfolge versprechen, jedoch aufgrund der Komplexität des Systems des Rad Schiene Kontaktes, je nach Umfeld und Einflussgrößen in der Praxis oft geringere Auswirkungen zeigen.

Aus meiner Sicht bleibt schließlich auch noch eine letzte Frage hinsichtlich der derzeit vorhandenen Messtechnik zu klären. Ist diese überhaupt genau genug um Verbesserungen im Bereich von +/- 1 dB verlässlich zu bestimmen? Einige Autoren bezweifeln dies und sprechen von einem erheblichen Einfluss des verwendeten Messprinzips sowie der Analysenmethode und in der Folge von einer verlässlicher Bestimmung erst ab +/- 3 dB [33]. Verbesserungen durch Maßnahmen im Bereich von 1-2 dB würden demnach noch gar nicht verlässlich bestimmt werden können.

Schlussendlich kann gesagt werden, dass ein besseres Verständnis des Rad Schiene Systems, eine Optimierung in vielen Bereichen des Systems ermöglicht und letztlich sowohl Vorteile im Bereich des technischen Systems durch geringere Belastung der Komponenten, Verlängerung der Nutzungsdauer und geringere Instandhaltung als auch im Bereich der Umwelt durch geringere Lärmbelastung und Energieverbrauch ermöglicht.

Diese Arbeit soll insoweit einen Überblick und eine Zusammenstellung der verschiedenen Meinungen aus der Praxis über das komplexe Gesamtsystem der „Rauhigkeit“ im Rad-Schiene Kontakt darstellen und die Grundlage bieten, dass Möglichkeiten und Einflüsse zur Verbesserung des Systems in der Praxis erarbeitet werden können.



6 Zusammenfassung

Unter Rauhgigkeit werden in dieser Arbeit alle mehrmalig auftretenden Abweichungen von einer eben gedachten Radbewegungslinie definiert.

Es wird zunächst auf die wichtigsten Grundlagen, die das System Rad-Schiene und dessen Rauhgigkeit bestimmen, eingegangen.

Parameter wie Härte, Steifigkeit oder Profilform haben erheblichen Einfluss auf die Kontaktbedingungen, den Verschleiß und in der Folge auch die Entwicklung der Rauhgigkeit des Rad-Schiene Systems. Grundsätzlich sind Rad- und Schienenwerkstoffe sowie –profile in speziellen Normen spezifiziert. In letzten Jahren ist ein deutlicher Trend in Richtung höherer Härten sowohl am Rad wie auch an der Schiene festzustellen. Aus diesem Grund werden verstärkt höherfeste Stahlgüten eingesetzt. Bei Schienenstählen handelt es sich dabei hauptsächlich um perlitische Stähle mit Härten über 350 HB [161], bei Rädern sind Härten über 225 HB [159] gefordert. Die neueste Entwicklung bei Schienenstählen geht in Richtung bainitischer Stähle.

Bei der Entstehung von Radwelligkeiten ist das eingesetzte Bremssystem von vorrangiger Bedeutung. Derzeit werden im Schienenverkehr sowohl mechanische Bremsen, die auf Reibung beruhen, als auch verschleißfreie Bremssysteme eingesetzt. Bei Reibungsbremsen wie pneumatische, hydraulische oder Magnetschienenbremsen spielt sowohl der thermische Energieeintrag als auch die eigentliche Reibung eine Rolle hinsichtlich der Entwicklung von Rauhgigkeiten in Rad und Schiene. Verschleißfreie Bremsen wie Wirbelstrombremsen haben nur teilweise Einfluss auf die Rauhgigkeit durch die thermische Belastung [27][144]. Bei Reibungsbremsen hat weiters das verwendete Bremsblockmaterial erheblichen Einfluss vor allem auf die Entwicklung von Radrauhigkeiten. Während Scheibenbremsen die Bremskraft durch das Anpressen der Bremsscheibe an Rad oder Welle montierte Scheibe aufbringen und dadurch die Rauhgigkeit der Kontaktfläche nicht beeinflussen, wirken Blockbremsen direkt auf die Lauffläche der Räder [143]. Vor allem Grauguss-Klotzbremsen führen zu einer stark erhöhten Radrauhigkeit und in der Folge zu hohen Lärmemissionen [146]. Im Zuge der verstärkten Diskussion und Einschränkung der zulässigen Lärmemissionspegel von Schienenfahrzeugen wird der zunehmende Einsatz von Verbundsohlenblockbremsen, welche die Radrauhigkeit positiv beeinflussen, diskutiert. Derzeit ergeben sich noch Probleme aufgrund der sehr unterschiedlichen mechanischen Bremseigenschaften von Verbundsohlen- und Graugussklötzen. Dadurch kommt es zu sehr hohen thermischen Belastungen der Verbundsohlen bei gemischten Verkehr (Zugverbund mit unterschiedlichen Bremsklötzen), sowie zu hohen Kosten durch die Notwendigkeit umfangreicher Umrüstarbeiten des Bremssystems bei vorhandenen Wägen [5].

Instandhaltungsmaßnahmen wie Schienenschleifen, -hobeln oder fräsen sowie Drehen der Räder werden einerseits zur Entfernung vorhandener Welligkeiten eingesetzt, haben andererseits jedoch auch erheblichen Einfluss auf die entstehende Mikrorauhgigkeit des Systems.



Weiters werden wichtige Einflussfaktoren wie Oberbau und Unterbau beschrieben und die für die Rauigkeit des Systems relevanten Parameter näher erläutert. Der Oberbau umfasst im Wesentlichen Schienen, Schienenbefestigungssysteme und Unterlagen, Schwellen und Schotterbett oder Tragplatten und elastische Zwischenlagen.

Hinsichtlich der Gleisbauarten wird zwischen Schotterbett und Fester Fahrbahn unterschieden. Die grundsätzlich höheren Luftschallemissionen von Fester Fahrbahn, aufgrund der Reflexion des Schalls auf den Platten, können durch Absorberelemente, geänderte Gestaltung der Schienenlagerung und Zwischenlagen auf ähnliches Niveau wie bei Schotteroberbau gesenkt werden [45].

Befestigungssysteme stellen die Verbindung zwischen Schiene und Schwelle dar. Im Hinblick auf die Entwicklung von Welligkeiten müssen sie eine ausreichende Stabilität und Elastizität der Schiene sicherstellen, um konstante Spurweite und Kontaktverhältnisse zwischen Rad- und Schiene zu gewährleisten [8][22]. Durch die Gestaltung der Zwischenlagen kann die Schall- und Erschütterungsemission sowie die Entwicklung von Welligkeiten beeinflusst werden. Weiche Zwischenlagen mit hoher Elastizität haben positiven Einfluss auf die Entwicklung von Welligkeiten, bewirken jedoch eine starke Schwingung der Schiene und dadurch einen höheren Gesamtschallpegel. Durch die Verwendung von Materialien mit zusätzlich dämpfenden Eigenschaften kann Vibrationsenergie in Wärme umgewandelt werden und dadurch gleichzeitig die Lärmemission verringert werden. Steife Unterlagen übertragen die Schwingungen der Schiene besser auf die Schwellen, wodurch der Gesamtschallpegel sinkt, allerdings die Welligkeitsentwicklung negativ beeinflusst wird [44][52]. Schwellen stellen die Auflagefläche für die Schiene im Schotterbett her. Durch die möglichst dauerhafte Erhaltung der Spurweite und Gleisneigung stellen sie einen wichtigen Parameter zur Erhaltung der optimalen Kontaktverhältnisse zwischen Rad und Schiene dar. Weiters dämpfen sie Schwingungen und verringern somit den Einfluss von Schall und Erschütterungen auf die Umgebung [22].

Einer der wichtigsten Punkte zum Verständnis der Entwicklung von Unebenheiten im Rad-Schiene System liegt in der Analyse und Bestimmung der auftretenden Kräfte im System. Im Rad-Schiene Kontakt treten statische Kräfte in Form von Vertikal-, Tangential- und Querkräften auf. Vertikalkräfte werden durch Radaufstandskräfte verursacht und bewirken die Ausbildung von Normal-, Schub- und Zugeigenspannungen unter der Schienenoberfläche. Normalkräfte können bei der Überschreitung der Elastizitätsgrenze des Schienenmaterials zu plastischer Verformung und in der Folge zu Entwicklung von Welligkeiten führen. Längskräfte werden durch temperaturbedingte Längenänderungen, Schieneneigenspannungen sowie Brems- und Beschleunigungsvorgänge hervorgerufen. Tangentialkräfte wiederum führen zu Schubspannungen in der Schienenoberfläche [149]. Die durch die Tangentialspannungen übertragenen resultierenden Kräfte und Momente werden als Schlupfkräfte bezeichnet [150]. Der Schlupf bestimmt, ob Haften oder Gleiten des Rades auf der Schiene auftritt. Das Auftreten von Gleiten wiederum ist maßgeblich an der Entwicklung von Welligkeiten beteiligt.



Auftretende Unebenheiten bedingen in der Folge in Verbindung mit gefederten und ungefederten Massen das Auftreten von dynamischen Kräften [22]. Diese wiederum spielen eine wichtige Rolle beim Verschleiß und Entstehung von Rollkontaktermüdung.

Die Einteilung der Rauigkeit im Rad-Schiene System erfolgt hinsichtlich kennzeichnender Wellenlänge in die Bereiche Mikro-
rauhigkeit, Welligkeit und Geradheits-
abweichung. Ein Überblick der verschiedenen Unebenheitserscheinungen in den Bereichen ist in Abbildung 58 und Tabelle 12 zusammengestellt.

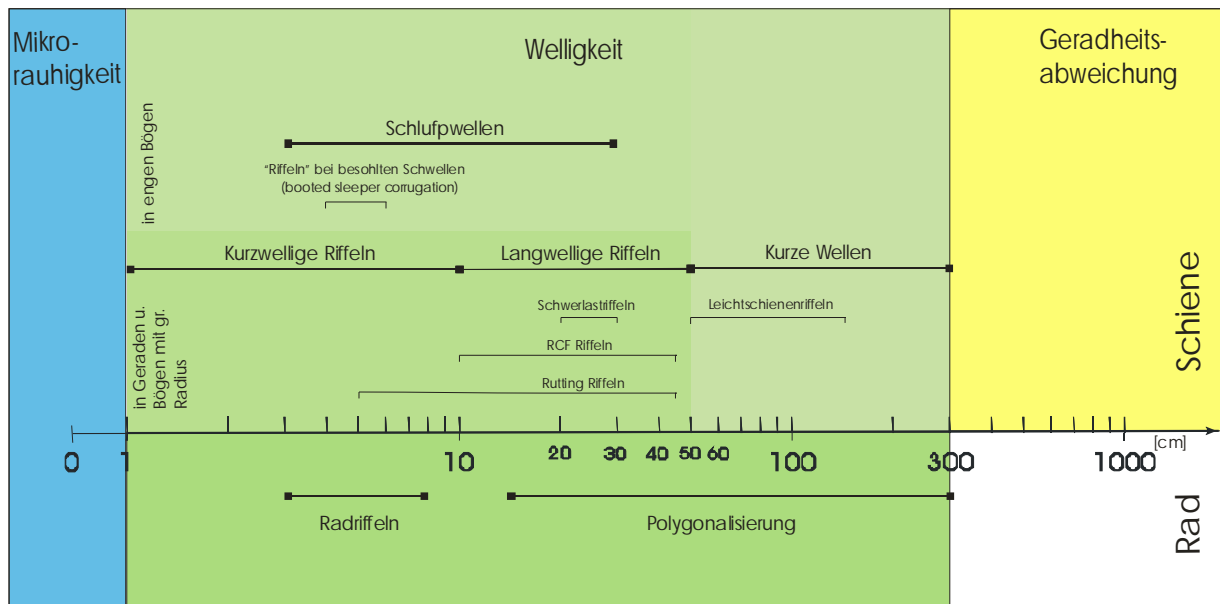


Abbildung 58: Überblick über die unterschiedlichen Unebenheitserscheinungen in den verschiedenen Wellenlängenbereichen.

Tabelle 12: Zusammenfassung der Unebenheitserscheinungen in den verschiedenen Wellenlängenbereichen.

Schiene				
Wellenlänge	Bezeichnung	Schadensmechanismus	Auswirkung	Kapitel-seiten
Bis 1 cm	Mikrorauhigkeit	Nicht vorhanden beeinflusst durch Herstellung und Instandhaltung und Betrieb	Lärm Kontaktkraftspitzen Welligkeit	A) 37-38 B) 39-42 C) 42-47 D) 47-48
1 – 10 cm	Kurzwellige Riffeln	Längsschlupf angetriebener Räder Strukturschwingungen angeregt durch Irregularitäten Schwankende Kontaktkräfte und Verschleiß	Lärm Schäden im Gleissystem	A) 52 B) 58-62 C) 67-68 D) 75-76
3 – 30 cm	Schlupfwellen	Stick-slip Vorgänge Biege- und Torsionsschwingungen der Radsätze	Zerstörung des Oberbaus Schäden an Fahrzeugen Lärm	A) 53-54 B) 62-63 C) 68 D) 76
4,5 – 6 cm	„Riffeln“ bei besohlenen Schwellen (booted sleeper corrugation)	Schwankender Verschleiß durch Schlupf zwischen Rad und Schiene	Plastische Verformung RCF	A) 53 B) 63 C) 68 D) 76
10 – 50 cm	Langwellige Riffeln	Plastische Verformung	Lärm Erhöhter Energiebedarf	A) 53 B) 64 C) 68-69 D) 77
20 – 30 cm	Schwerlastriffeln	Plastische Verformung durch hohe Kontaktkräfte	Auswalzung des Schienenkopfes Zerstörung des Schotterbettes	A) 53 B) 64 C) 69 D) 77
15 – 45 cm	RCF Riffeln	RCF Hohe lokale Kontaktspannungen durch schlechte Rad-Schiene-Profilpaarung	Verstärkung RCF	A) 53 B) 64-65 C) 69 D) 77
5 – 45 cm	Rutting Riffeln	Schwankender Verschleiß durch Schlupf in Längsrichtung	Plastische Verformung	A) 53 B) 65 C) 69 D) 78
50 – 300 cm	Kurze Wellen	Walz- und Richtvorgang	Dynamische Belastung des Wagenmaterials Beeinflussung des Unterbaus	A) 54 B) 66 C) 70-74 D) 78
50 – 150 cm	Leichtschienenriffeln	Plastische Biegung des gesamten Schienenquerschnitts („crippling“)		A) 54 B) 66 C) 70 D) 78
300-2500 cm	Geradheitsab- weichung	Unterschiedliche Steifigkeit Einfluss von Ober- und Unterbau	Schwingungen des Wagenkastens Hohe vertikale dynamische Kräfte	A) 81 B) 81 C) 81 D) 82
Rad				
Wellenlänge	Bezeichnung	Schadensmechanismus	Auswirkung	Seiten
3 – 8 cm	Radriffeln	Thermische Interaktion zwischen Blockbremse und Radlauffläche	Lärm Verstärkung von RCF	A) 51 B) 54-55

A) Charakterisierung, B) Ursachen und Einflussfaktoren, C) Auswirkungen, D) Abhilfemaßnahmen

Unter Mikrorauhigkeit werden alle Abweichungen von einer ideal glatten Oberfläche mit Wellenlänge bis 1 cm bezeichnet. Die wichtigsten Ursachen und Einflussfaktoren der Mikrorauhigkeit sind der Herstellungsprozess, die Instandhaltung und die betriebliche Nutzung. Beim Rad erfolgt die Endbearbeitung im Herstellungsprozess durch drehen, wodurch Rauheiten im Bereich von R_a 5 - 10 μ m üblich sind [5]. Bei den Schienen wird die



Rauhigkeit nach dem Herstellungsprozess durch die Bildung einer Walzhaut sowie durch Zunderbildung beeinflusst. Die Rauhigkeit von neuen Schienen liegt meist im Bereich von R_a 1- 2 μm [12][13].

Mikrorauhigkeiten fungieren vor allem als mögliche Anregungsquelle für Schwingungen und führen in der Folge zur Abstrahlung von Schall und Vibrationen. Weiters wird die Entstehung von hohen Kontaktspannungen an den Rauhigkeitsspitzen sowie die damit verbundene eventuelle Rissentwicklung von zahlreichen Autoren diskutiert [15][16][17][18]. Auch die Entwicklung von Welligkeiten aus Mikrorauhigkeiten wird erwähnt [90][137]. Es muss jedoch stets beachtet werden, dass zahlreiche Faktoren das System beeinflussen und zur Welligkeitsentwicklung beitragen.

Die wichtigste Maßnahme zur Verminderung der Einflüsse der Mikrorauhigkeit liegt im Einsatz von Reibwertmodifizierern, im Englischen als friction modifier bezeichnet. In Versuchen konnte eine signifikante Reduktion der plastischen Deformation in Längsrichtung und Tiefe durch den Einsatz von Reibwertmodifizierern gezeigt werden [24].

Welligkeiten werden durch Wellenlängen von 1 bis 200 cm bei Amplituden von 0.1 bis 1 mm definiert. Weiters ergeben sich zahlreiche Untergliederungen, die durch spezielle Auftrittsorte, Ursachen oder Wellenlängen charakterisiert sind.

Beim Rad wird zwischen Radriffeln und Polygonalisierung unterschieden. Der Unterschied liegt einerseits in den auftretenden Wellenlängen, bei Radriffeln 3 bis 8 cm und 14 bis 300 cm bei Polygonalisierung [78], sowie auch in den möglichen Ursachen. Während bei Radriffeln als Hauptgrund für die Entstehung die thermomechanische Interaktion zwischen Blockbremse und Radlaufläche angesehen wird, sind die Ursachen zur Entstehung von Polygonalisierung äußerst vielfältig, wie unterschiedliche Härte und in der Folge unterschiedlicher Verschleiß aufgrund von Wärmebehandlungsvorgängen oder Gleitvorgängen, Radsatzschwingungen oder Stick-Slip Vorgänge bei Bogenfahrten. Beide Welligkeitserscheinungen führen in der Folge zu erhöhten Lärmemissionen sowie höheren Kräften im Rad-Schiene Kontakt und dadurch stärkerem Verschleiß. Große Verbesserungen hinsichtlich Radriffelentwicklung können durch den Ersatz von Grauguss-Klotzbremsen durch Verbundsohlenbremsen erzielt werden. Polygonalisierung kann durch reduzierte Gleissteifigkeiten oder Dämpfungselementen sowie homogeneren Materialeigenschaften vermindert werden [78].

Bei Schienenwelligkeiten erfolgt die Unterteilung in Riffeln, Schlupfwellen und kurze Wellen. Riffeln treten hauptsächlich im geraden Gleis und in Bögen mit großem Bogenhalbmesser auf und können hinsichtlich Wellenlänge wiederum in kurzwellige Schienenriffeln mit Wellenlängen zwischen 1 bis 10 cm und langwellige Schienenriffeln mit 10 bis 50 cm Wellenlänge unterteilt werden. Schlupfwellen sind durch das Auftreten an der Innenschiene in engen Bögen mit Radien unter 500 Metern charakterisiert. Kurze Wellen weisen Wellenlängen zwischen 0.5 bis 3 Meter auf und werden oft allgemein als „Ebenheitsabweichungen“ bezeichnet.



Grundsätzlich existieren viele verschiedene Theorien zur Entstehung von Welligkeiten auf der Schiene. Oftmals wird zwischen wellenlängenfixierendem Mechanismus und Schadensmechanismus unterschieden. Unter wellenlängenfixierendem Mechanismus wird die Verstärkung bestimmter Wellenlängen verstanden. Der Schadensmechanismus stellt die eigentlichen Vorgänge zur Auslösung und Verstärkung der Welligkeit dar [79]. Die meisten Schadenstheorien basieren auf Vorgängen wie Schlupf, Reibung, Verschleiß oder Schwingungen.

Bei kurzwelligen Schienenriffeln wird der ursprüngliche Auslösemechanismus häufig im Längsschlupf der Räder angetriebener Achsen und der daraus resultierenden Scherverformung sowie auftretenden Strukturschwingungen und ergebenden Schwankungen der Kontaktkräfte gesehen [84]. Andere Theorien sehen als Ursache plastische Verformung in Kombination mit Reiboxidation, wobei durch Zerstörung einer gebildeten Oxidschicht durch ausreichend hohe Tangentialkräfte erste Riffelberge und -täler entstehen [85][94]. Eine völlig andere Theorie sieht die Ursache zur Bildung von Riffeln in Ultraschallschwingungen, die beim Überrollvorgang in der Schiene angeregt werden [96]. Die weitere Entwicklung der Riffeln wird durch unterschiedlichen Verschleiß in Wellentälern und -bergen bestimmt und häufig durch die Bildung Weißer Schichten (siehe Kapitel 2.3.2) unterstützt [79][81][86]. Kurzwellige Schienenriffeln führen zu Schwingungen im Frequenzbereich von 200 bis 1500 Hz bei Geschwindigkeiten bis 150 km/h und führen dadurch zu erheblichen Lärmemissionen und Schäden im Gleissystem [93]. Bei stark verriffelten Schienen wurden auch Hinweise auf die Bildung von Rissen und in der Folge Rollkontaktermüdungsschäden festgestellt [100][114][154]. Die Bildung von kurzwelligen Schienenriffeln kann durch Vermeidung von Resonanzeffekten deutlich vermindert werden [92]. Durch den Einsatz von Reibwertmodifizierern sowie Spurkranzschmierung können Stick-Slip Effekte vermieden und kurzwellige Schienenriffeln wirksam reduziert werden [82][92].

Bei Schlupfwellen wird durch Schlupf des Innenrades in engen Bögen ausgelöste Biege- und Torsionsschwingungen des Rades als Schadensmechanismus angesehen. Bei bereits gebildeten Wellen führen dann Längsschlupf der nachlaufenden Radsätze und Radsatzschwingungen zu Verstärkung der Schlupfwellen. Aufgrund der teilweise großen Amplituden kommt es zu stark erhöhter Beanspruchung des Oberbaus, bis zur Zerstörung der Schienenbefestigung, Schwellen und letztendlich auch zu Schäden an den Fahrzeugen [104][105]. Durch den Einsatz von härteren Schienenmaterialien sowie Verminderung der vertikalen Steifigkeit des Gleises und der Schienenquersteifigkeit kann eine Reduktion der Schlupfwellenbildung erzielt werden [104][105]. Eine besondere Form von Schlupfwellen stellen „Riffeln“ bei besohnten Schwellen, im Englischen „booted-sleeper corrugation“ dar, die hauptsächlich bei Fester Fahrbahn mit weichen Zwischenlagen im U-Bahnbereich auftreten [78][79][80]. Aufgrund ihres Auftretens in engen Bögen ist die in der deutschsprachigen Literatur verwendete Bezeichnung „Riffeln“ widersprüchlich. Gemäß der gängigen Konvention der Bezeichnung von Wellen im engen Bogen als Schlupfwellen wäre diese Bezeichnung zu bevorzugen.



Bei langwelligen Schienenriffeln wird zwischen Schwerlastriffeln, RCF Riffeln und Rutting Riffeln unterschieden. Schwerlastriffeln treten wie aus dem Namen hervorgeht hauptsächlich auf Schwerlaststrecken bei Achslasten bis 40 t und niedrigen Geschwindigkeiten auf [22]. Als Schadensmechanismus wird generell starke plastische Verformung aufgrund der hohen Kontaktspannungen angesehen [79][80][81]. RCF Riffeln treten in Form von Schuppen auf der Schienenlauffläche auf. Die Entstehungsursache prägt den Namen dieser Schiene und ist in der Kontaktermüdung in den Berührflächen zu finden [22]. Bei beiden Riffeltypen wird die P_2 -Resonanz, als wellenlängenfixierender Mechanismus angesehen [79][81].

Bei Rutting Riffeln wird der Schadensmechanismus einheitlich in der Literatur als unterschiedlicher Verschleiß infolge von Längsschlupf beschrieben. Die Wellenlänge scheint ebenfalls durch periodischen Verschleiß aufgrund von Torsionsresonanzen des Radsatzes bestimmt zu werden [80].

Die wichtigsten Maßnahmen zur Vermeidung und Verringerung von langwelligen Schienenriffeln liegen in der Erhöhung der Gleisdämpfung, Verringerung der Gleissteifigkeit und der Einsatz von Spurkranzschmierung sowie Reibwertmodifizierern [79][99].

Neben erhöhten Kräften im Rad-Schiene Kontakt führen Riffeln und Störungen im Kontaktbereich zwischen Rad und Schiene generell zu erhöhter Schallemission und Erschütterungen. In einem weiten Geschwindigkeitsbereich von 50 – 250 km/h wird die Schallemission im Schienenverkehr vom Rollgeräusch dominiert, wobei der Schallpegel durch Riffelbildung um etwa 6 dB pro Verdopplung der Amplitude zunimmt [42]. In engen Kurven treten zusätzliche hochfrequente Geräusche wie Kurvenquietschen oder –zischen auf, die durch das Auftreten von Schlupfwellen verstärkt werden [9][28]. Aktive Maßnahmen zur Reduktion der Luftschallemission an der Quelle liegen vor allem in der Vermeidung von Radriffelbildung durch Ersatz von Grauguss-Klotzbremsen durch Verbundsohlenbremsen, wodurch eine Reduktion bis zu 10 dB erzielt wird [41], der Gewährleistung einer möglichst glatten Schienenoberfläche durch Schleifen sowie verschiedenen Absorbersystemen am Rad und an der Schiene. Kurvengeräusche können zusätzlich durch den Einsatz von Spurkranzschmierung sowie Reibwertmodifizierern vermindert oder sogar vermieden werden [50][53]. Zusätzlich werden oft passive Maßnahmen in Form von Schallschutzwänden und –fenstern gesetzt. Erschütterungsemissionen können durch regelmäßige Instandhaltung des Gleises, Gewährleistung eines störungsfreien Kontaktbereichs sowie einer möglichst gleichmäßigen Gleisbettsteifigkeit durch regelmäßiges Schienenstopfen um bis zu 40 % vermindert werden [9]. Passive Maßnahmen zur Erschütterungsreduktion liegen in der möglichst elastischen und dämpfenden Gestaltung des Oberbaus in Form von Masse-Feder Systemen sowie dem Einbau von dämpfenden Elementen am Immissionsort [9][77].

Kurze Wellen haben ihren Ursprung im Fertigungsprozess beim Walz- und Richtvorgang. Die zulässigen Abweichungen sind in der DIN EN 13674-1:2008 [161] geregelt. Kurze Wellenlängen bewirken abhängig von der Geschwindigkeit eine Anregung der Eigenfrequenzen des Drehgestells sowie der Biegefrequenzen des Wagenkastens, wodurch aufgrund der Resonanz heftige Bewegungen sowie starke dynamische Belastungen des Wagenmaterials ausgelöst werden.



Geradheitsabweichungen werden sehr stark von Ober- und Unterbau bestimmt. Durch die angeregten Frequenzen kommt es ähnlich wie bei kurzen Wellen zu starken Schwingungen des Wagenkastens. In Mehrkörpersimulationen konnte bei Wellen mit 3 Metern Wellenlänge und Amplituden von 0.3 mm und durchschnittlicher Reisezuggeschwindigkeit von 150 km/h eine maximale Zunahme der Radaufstandskraft von 3 % ermittelt werden. Im Hochgeschwindigkeitsverkehr mit 300 km/h führen Geradheitsabweichungen dieser Art bereits zu durchschnittlicher Zunahme der dynamischen Radkraft um 16%, bei Einzelstörungen ist eine maximale Zunahme der vertikalen Radaufstandskraft bis zu 27 % errechnet worden.

Bestehende Geradheitsabweichungen können durch Schienenstopfen behoben werden, die Entstehung kann durch Vermeidung der Anregung der ungefederten Massen durch Unebenheiten wie kurzen Wellen oder schadhafte Schweißstellen vermieden werden [8].



7 Verzeichnisse

7.1 Literatur

- [1] DIN 4760: Gestaltabweichungen
- [2] Bedienungsanleitung TR200, Time Technology Europe, S. 26 – 27
- [3] Goltsch, Mandy: Studienarbeit Rauheitsmessungen an Schienenoberflächen, TU Berlin, 2000. S 8-10.
- [4] Dittrich, Michael G., Biegstratten, F.J.W., Dings, P. C.G.J., Thompson, D. J.: Wheel roughness and railway rolling noise – the influence of braking system and mileage, Rail Engineering International, 1994, 3. S 17.
- [5] Petersson, M.: Noise-related roughness of railway wheel treads – full-scale testing of brake blocks, IMechE, 2000, Vol. 214.
- [6] Institut für Luft- und Raumfahrtmedizin: Teilbereich “Fluglärmwirkungen” im Projekt “Leiser Flugverkehr I” Akustik. Online im WWW unter URL: http://www.dlr.de/me/desktopdefault.aspx/tabid-2020/2943_read-4520/.
- [7] Hoffmann, von Lüpke, Maue: 0 Dezibel + 0 Dezibel = 3 Dezibel, Einführung in die Grundbegriffe und die quantitative Erfassung des Lärms, 8. Auflage; Berlin: Erich Schmidt Verlag GmbH, 2003.
- [8] Esveld, Coenraad: Modern Railway Track, 2. Auflage; MRT-Productions, 2001.
- [9] Krüger, Friedrich: Schall- und Erschütterungsschutz im Schienenverkehr, Kontakt & Studium Band 565; Technische Akademie Esslingen: expert Verlag, 2001.
- [10] Speno international: Herr Dr. Schöch. Telefongespräch am 18.06.08
- [11] Schweerbau GmbH: Herr Dr. Hartleben. Telefongespräch am 03.06.08
- [12] Deutsche Bahn AG: Herr Dr. Heyder. Telefongespräch am 25.06.08
- [13] Eadie, Donald T., Elvidge, D., Oldknow, K., Stock, R., Pointner, P., Kalousek, J., Klauser, P.: The effects of top of rail friction modifier on wear and rolling contact fatigue: full scale rail-wheel test rig evaluation, analysis and modelling, CM 2006, 2006.
- [14] Deutsche Bahn AG: Frau Dr. Mädler. Telefongespräch am 18.06.08
- [15] Kapoor, A., Franklin, F. J., Wong, S. K., Ishida, M.: Surface roughness and plastic flow in rail wheel contact, Wear 253, 2002. S 257-264.



- [16] Bucher, F., Knothe, K., Theiler, A.: Normal and tangential contact problem of surfaces with measured roughness, *Wear* 253, 2002. S 204-218.
- [17] Böhmer, A., Ertz, M., Knothe, K., Bucher, F., Klimpel, T.: Beanspruchung von Schienen unter statischen, dynamischen und thermischen Belastungen, *ZEVrail* 127, 2003. S116-130.
- [18] Daves, W., Fischer, F. D.: Modelling of the plastification near the rough surface of a rail by the wheel-rail contact, *Wear* 253, 2002. S 241-246.
- [19] Lundmark, Jonas: Rail Grinding and its impact on the wear of Wheels and Rails, Licentiate Thesis, Lulea University of Technology, 2007. S 11-12.
- [20] Speno International SA: Schienenschleifen, Konferenzunterlagen, 2003.
- [21] Guidat, A.: The fundamental benefits of preventive rail grinding, *Rail Engineering International Edition* 1996 Number 1, 1996.
- [22] Lichtberger, B.: *Handbuch Gleis*; Tetzlaff Verlag GmbH & Co. KG, 2003. S 447
- [23] Iwnicki, S.: *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*; Taylor & Francis Group, 2006. S 133-138.
- [24] Eadie, D.T., Elvidge, D., Oldknow, K., Stock, R., Pointner, P., Kalousek, J., Klausner, P.: The effects of top of rail friction modifier on wear and rolling contact fatigue: full scale rail-wheel test rig evaluation, analysis and modelling, *CM* 2006, 2006.
- [25] Hartleben, D.: Schienenschleifen als Maßnahme der Lärmvorsorge und Lärmsanierung, *Eisenbahningenieur* (54) 8, 2003.
- [26] Steenbergen, M.: *Wheel-Rail interaction at short-wave irregularities*, Proefschrift, Technische Universität Delft, 2008.
- [27] Hecht, M., Jänsch, E., Lang, H. P., Lübke, D., Mayer, J., Mittmann, W., Pahl, J., Siegmann, J., Weigand, W.: *Das System Bahn*, Eurailpress, 2008. S. 229–243.
- [28] Imelmann, C.: *Luft- und Körperschallprobleme beim Schienenverkehr, Teil 1, Verkehr und Technik Heft 1*, 1994.
- [29] Koch, B.: Lärmemissionen und Lärminderung im Schienenverkehr, *ETR* 12, 2007. S. 772-779.
- [30] Krüger, F.: Emissionsarme Oberbauformen, *Der Nahverkehr* 5, 2007. S. 8-12.
- [31] Transport Research Board: *Wheel/Rail Noise Control Manual*, TCRP Report 23, 1997.



- [32] Hecht, M., Wiemers, M.: Rollgeräuschuntersuchungen für verschiedene Radbauarten, Eisenbahningenieur (50) 7, 1999. S. 49-53.
- [33] Thompson, D. J.: On the relationship between wheel and rail surface roughness and rolling noise, Journal of Sound and Vibration, 193(1), 1996. S. 149-160.
- [34] Ten Wolde, T., Van Ruiten, C. J. M.: Sources and mechanisms of wheel/rail noise: state of the art and recent research, Journal of Sound and Vibration, 87(2), 1983. S. 147-160.
- [35] Ögren, M.: Noise emission from railway traffic, vti rapport 559A, 2006.
- [36] Remington, P. J.: Wheel/Rail rolling noise: What do we know? What don't we know? Where do we go from here?, Journal of sound and vibration, 120(2), 1988. S. 203-226.
- [37] Veit, G., Venghaus, H.: Radschallabsorber für Güterwagen, Eisenbahningenieur, (58)3, 2007. S. 36-38.
- [38] Projekt Lärmarmen Fahrweg: Bericht Nr. 208/02, voestalpine schienen GmbH, 2002.
- [39] Munjal, M. L., Heckl, M.: Some mechanisms of excitation of a railway wheel, Journal of Sound and Vibration, 81, 1982. S. 477-489.
- [40] Krüger, F., Witte, G.: Unterschiede im akustischen Verhalten von Schwellenarten, Der Nahverkehr, 2005. S. 34-43.
- [41] Kalivoda, M. T., Jaksch, M.: Schalltechnische Untersuchung der VA71b-Schiene an der Westbahn/Maria Plain, 2003.
- [42] Knothe, K.: Schallplatteneffekt auf der Schiene, STZ, 1996.
- [43] Hölzl, G.: Infrastrukturseitige Lärmreduzierung, DB AG, München.
- [44] Thomson, D. J., Jones, C. J. C., Wu, T. X.: The influence of the stiffness behaviour of railpads on rolling noise, Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton.
- [45] Siegmann, J.: Was kann die Fahrbahn zur Lärmreduktion beitragen?, Eisenbahningenieur, 50, 1999. S. 226 – 232.
- [46] Wirmsberger, M., Dittrich, M. G., Lub, J., Pollone, G., Kalivoda, M., Buchem, P., Hanreich, W., Fodiman, P.: Metarail Projekt Final Report for Publication, EU-Projekt Nr. RA-97-SC.1080, 1999.
- [47] Miwa, M.: Noise, vibration and environmental measures on the high speed railway, Proc.Rail-Tech-Europe, 2003. S. 19–24.



- [48] Dings, P. C., Dittrich, M. G.: Roughness on Dutch railway wheels and rails, *Journal of sound and vibration*, 193(1), 1996. S. 103-112.
- [49] Pointner, P.: Systematik der Schädigungen an der Schienenlaufläche, Tagungsband zur VDEI Fachtagung Bahn Bau 2000, 2000. S. 177-178.
- [50] Eadie, D. T., Santoro, M., Kalousek, J.: Railway noise and the effect of top of rail liquid friction modifiers: changes in sound and vibration spectral distributions in curves, *Wear* 258, 2005. S. 1148-1155.
- [51] Hiensch, M., Larsson, P. O., Nilsson, O., Levy, D., Kapoor, A., Franklin, F., Nielsen, J., Ringsberg, J. W., Josefson, B. L.: Two-material rail development: field test results regarding rolling contact fatigue and squeal noise behaviour, *Wear* 258, 2005. S. 964-972.
- [52] Brite-Euroam Project BE96-3017: Silent Track Report, European Commission, 2000.
- [53] Kwasnicki, E.: Lärmreduktion durch gesteuerte Radsätze, *Eisenbahningenieur*, 49, 1998. S. 62-68.
- [54] Peen, J., van Rooij, W.: Das Whispering-Train programme; Die Suche nach effektiven und kostneutralen Lärm reduzierenden Maßnahmen für bestehende Güterwagen, 9. Internationale Schienenfahrzeugtagung Dresden, 2008. S. 74-76.
- [55] Gerlach, T., Brinkmann, A., Kemp-Lettkamp, C.: Die Entwicklung und Stand der Technik von Systemen zur Reduzierung der Schallemission aus dem Rollgeräusch und Kurvenquietschen, 9. Internationale Schienenfahrzeugtagung Dresden, 2008. S. 74-76.
- [56] Zeisler, J.: Asphaltplanum – ein Beitrag zur Senkung des Lärmpegels, Vorträge zur Internationalen Tagung: Fahrwegoptimierung der Eisenbahnen - Probleme, Strategien, Technologien, ÖBB, 1995. S. 378-384.
- [57] Kremnitzer, P.: Konstruktive Maßnahmen am Oberbau zur Lärmbekämpfung, Vorträge zur Internationalen Tagung: Fahrwegoptimierung der Eisenbahnen - Probleme, Strategien, Technologien, Porr AG, 1995. S.361-373.
- [58] Good Bye Rail Squeal, *International Railway Journal*, 1997. S. 20.
- [59] Yamamoto, Y.: Noise Control measures on the Railway Infrastructure in Japan, Vorträge zur Internationalen Tagung: Fahrwegoptimierung der Eisenbahnen - Probleme, Strategien, Technologien, 1994. S. 342-354.
- [60] psiA-Consult GmbH: Herr Dr. Kalivoda. Gespräch am 28.5.08
- [61] Jan van den Brink: Curve squeal, NS Technical Research.



- [62] Vincent, N.: Rolling Noise control at source: State-of-the-art survey, Journal of sound and vibration, 231(3), 2000. S. 865-976.
- [63] Schulte-Werning, B., Beier, M., Grütz, H. P., Jäger, K. Kock, G., Onnich, J., Strube, R.: Auf dem Weg zur leisen Bahn, ETR, 52, 2003. S. 39-47.
- [64] Kunz, W.: Eisenbahn-Umweltrecht – ein rechtlicher Überblick: Eisenbahningenieur, 2007. S. 57-62.
- [65] Dittrich, M. G.: Background to current HS TSI track specification for noise limit testing, TNO TPD, 2003.
- [66] Kommission der Europäischen Gemeinschaften: Directive 2002/735 EC: Interoperabilität transeuropäischer Hochgeschwindigkeitsbahnen (HGV), Official Journal of the European Communities, 12. September 2002.
- [67] Beckmann, H. J., Meinhold, S., Bühl, R.: Praktische Anwendung der TSI Lärm – dargestellt am Beispiel von Güterwagen, Siemens TÜV Nord.
- [68] Bundesministerium für öffentliche Wirtschaft und Verkehr: Verordnung des Bundesministers für öffentliche Wirtschaft und Verkehr über Lärmschutzmaßnahmen bei Haupt-, Neben- und Straßenbahnen (SchIV), BGBl. Nr. 415/1993. Wien, 25.6.1993.
- [69] Bundesministerium für öffentliche Wirtschaft und Verkehr: Verordnung des Bundesministers für öffentliche Wirtschaft und Verkehr über die Lärmzulässigkeit von Schienenfahrzeugen (SchLV), BGBl. Nr. 414/1993. Wien, 25.6.1993.
- [70] Marschnig, S.: Steuerungsmöglichkeiten durch lärmabhängiges Infrastrukturbenutzungsentgelt, ZEVrail, 132, 2008. S. 72-76.
- [71] EN ISO 3095:2001: Bahnanwendungen Akustik Messung der Geräuschemission von spurgebundenen Fahrzeugen, 01.03.2001.
- [72] Eisenmann, J.: Körperschallemissionen und Schutzmaßnahmen, Eisenbahningenieur, 54, 2003. S. 30-36.
- [73] Steinhauser, P.: Mess- und Prognoseverfahren, Fachtagung Lärm- und Erschütterungsarmer Oberbau, Forschungsergebnisse der AG LEO, 2003.
- [74] Kruzynski, M.: Unebenheiten der Schienenlauffläche als Schwingungsquelle des Schienenoberbaus, ÖZV, 1995. S. 9-14.
- [75] Auersch, L.: Schottergleis und Feste Fahrbahn, Eisenbahningenieur, 57, 2006. S. 8-18.



- [76] Wenzl, M.: Elastische Werkstoffe für Leichte Masse-Feder-Systeme, Der Nahverkehr, 2005. S. 69-70.
- [77] Pichler, D.: Vibration attenuating measures for railway lines, Proc.Rail-Tech-Europe 2003, 2003. S. 83-97.
- [78] Six, K., Sextro, W., Rosenberger, M., Nemeth, I., Tomberger, C., Müller, G.: Rad/Schiene Kontakt Verschleiß, Zwischenbericht ViF-ZB 021/2007, 2007.
- [79] Grassie, S. L., Kalousek, J.: Rail corrugation: characteristics, causes and treatments, IMechE, 207, 1993. S. 57-68.
- [80] Grassie, S. L.: Riffeln – Gründe und Gegenmaßnahmen, Eisenbahningenieur, 46, 1995. S. 714-723.
- [81] Zarembski, A. M.: Classifying rail corrugations, Railway Track & Structures, 1994. S. 12-13.
- [82] Oostermeijer, K.H.: Review on short pitch rail corrugation studies, CM2006. 2006.
- [83] Untersuchungen zum Schädigungsverhalten kopfgehärteter Schienen HSH® im Hochgeschwindigkeitsnetz der DB AG, Versuchsabschnitt Mülmisch-Brücke, 1999.
- [84] Baumann, G.: Riffel auf Schienenlauflächen – Auftreten, Struktur, Ursachen und offene Fragen, Tagungsband zur VDEI Fachtagung Bahn Bau 2000, 2000. S. 173-176.
- [85] Schultheiß, H.: Riffelbildung auf Schienen, Stahl und Eisen, 105, 1985. S. 1457-1462.
- [86] Baumann, G., Grohmann, D., Knothe, K.: Wirkungsketten bei der Ausbildung kurzweiliger Riffeln auf Schienenlauflächen, ETR, 45, 1995. S. 792-798.
- [87] Das Gedächtnis der Eisenbahnschienen, Technik und Motor, 106, 2001. S. T6.
- [88] Kalousek, J., Grassie, S.: Rail corrugation: Causes and Cures, International Railway Journal, 2000.
- [89] Research & Facts. Online im WWW unter URL. <http://www.corrugation.eu/research/>
- [90] Feller, H. G., Walf, K.: Zur Bildung und zum Wachstum von Riffeln auf Eisenbahnschienen, ETR, 39, Heft 6, 1990. S. 367-369.
- [91] Daniels, L.E., Blume, N.: Rail Corrugation Growth Performance, The second international heavy haul railway conference, 1985. S. 1-25.
- [92] Daniels, L. E., Ahlbeck, D. R., McDowell, D.: Rail transit corrugations final report, FTA-MD-06-0141-93-1, 1993.



- [93] Wu, T. X., Thompson, D. J.: An investigation into rail corrugation due to micro-slip under multiple wheel/rail interactions, CM2003, 2003. S. 59-67.
- [94] Bogacz, R.: Über einige Phänomene, die die Entstehung und Entwicklung von Verriffelungen beeinflussen, Tagungsband zur VDEI Fachtagung Bahn Bau 2000, 2000. S. 273-277.
- [95] Spieker, W., Köhler, H., Kühlmeyer, M.: Untersuchungen über die Riffelbildung auf Schienen in Versuchsstrecken unter üblichen Bedingungen des Fahrbetriebes, Eisen und Stahl, 91, Nr. 26, 1971. S. 1470-1487.
- [96] Werner, K.: Riffeln und Grübchen auf Roll- und Wälzkörpern – sind sie ultraschallbedingt?, ETR, Heft 4, 1973.
- [97] Hempelmann, K., Knothe, K.: Ein Simulationsmodell zur Riffelvorhersage und Parameteroptimierung, Systemdynamik der Eisenbahn, 1994. S. 213-222.
- [98] Knothe, K., Ripke, B.: Ein linearer Auslösemechanismus für Schienenriffeln. Theorie, numerische Ergebnisse, notwendige Erweiterungen, Gleisdynamik und Fahrzeug-Fahrweg-Wechselwirkung in der Schienenfahrzeugdynamik, 1989. S. 63-88.
- [99] Daniels, L. E., Ahlbeck, D. R., Tutten, J. M.: Rail corrugation: Perception and reality, Railway Track & Structures, 1994. S. 41-47.
- [100] Nielsen, J. C. O., Ekberg, A., Lundén, R.: Influence of short-pitch wheel/rail corrugation on rolling contact fatigue of railway wheels, Proceedings IMechE, part F, Journal of Rail & Rapid Transit, 219, 2005. S. 177-184.
- [101] Grassie, S. L.: Rail corrugation: advances in measurement, understanding and treatment, Wear 258, 2005. S. 1224-1234.
- [102] Kalousek, J., Grassie S. L.: Rail Corrugation: Causes and Cures, International Railway Journal, 2000.
- [103] Spännar, J.: A New Approach of Assessing Rail Roughness, Presentation of Banverket, Swedish Rail Administration, 2008.
- [104] Heyder, R.: Untersuchungen zum Schädigungsverhalten von Schienen in engen Gleisbögen, Dissertation, DVV Media Group, Berlin, 2007.
- [105] Haller, M.: Entwicklung von Schlupfwellen in engen Bogen, Festschrift von O. Univ. Prof. Dr.-Ing. E. Kopp, Heft 6, 1994. S. 53-56.
- [106] Tassilly, E., Vincent, N.: Rail corrugations: analytical model and field tests, Wear, 144, 1991. S163-178.



- [107] Feichter, R.: Verschiedene Feste Fahrbahnkonstruktionen – Schlupfwellenentwicklung und Beschleunigung, ETR, Nr. 12, 2006. S. 884-889.
- [108] Meinke, P., Meinke, S.: Polygonalization of wheel treads caused by static and dynamic imbalances, Journal of Sound and Vibration, 227(5), 1999. S. 979-986.
- [109] Kämpfer, B., Semrad, F., Six, K., Friedl, N.: Verschleiß- und Schädigungserscheinungen an Schienenfahrzeugrädern, ZEVrail, 132, 2008. S. 78-101.
- [110] Werner, K.: Radriffeln und periodischer Grübchenverschleiß bei Rollstandsversuchen durch Wechselwirkung mit tonfrequenten Eigenschwingungen und kohärenten Ultraschallfeldern, ETR, 28, 1973. S. 1-27.
- [111] Mombrei, W., Ottlinger, P.: Das Unrundwerden von Eisenbahnrädern aus werkstofftechnischer Sicht – ein Überblick, ZEV, 125, 2001. S. 59-65
- [112] Meinders, T., Meinke, P.: Entwicklung von unrunder Rädern und deren Einfluss auf die Dynamik des Radsatzes, Tagungsband zur VDEI Fachtagung Bahn Bau 2000, 2000.
- [113] Ekberg, A., Kabo, E., Nielsen, J. C. O., Lundén, R.: Subsurface initiated rolling contact fatigue of railway wheels as generated by rail corrugation, CHARMEC, Göteborg, 2007.
- [114] Baumann, G.: Untersuchungen zu Gefügestrukturen und Eigenschaften der “Weißen Schichten” auf verriffelten Schienenlauflächen, 1. Auflage, Berlin: Köster, 1998.
- [115] Untersuchungsbericht 10/99, IST-Zustandsbestimmung betreffend Entkohlung von HSH® Schienen, voestalpine schienen GmbH, 1999.
- [116] Bürkle, G., Djahanbash, M., Fecht, H. J.: Eigenschaften, Aufbau und Entstehung der Weißen Schicht in Verbindung mit der Riffelbildung an Schienen, ZEV + DET, 123, 1999. S. 1-4.
- [117] Esveld, C.: Senkrechte Gleisgeometrie Fehlerarten, Fehlermessung und Berichtigung, Schienen der Welt, 1995. S. 11-21.
- [118] Haigermoser, A.: The Track – A Challenge for Rolling Stock, Norske Baueingenieurs Utbildning, Präsentation der Siemens TS BG I, 21.4.2008.
- [119] Kelsan homepage. Online im WWW unter URL. <http://www.kelsan.com>
- [120] Advanced Lubrication and Friction Management, Protec Rail Products Inc., ARM Seminar, 1999.



- [121] Meinke.: Oberflächenmesstechnik, Fachhochschule für Technik und Wirtschaft Berlin, FB2 Labormesstechnik, 2008.
- [122] Hohn, H.: Oberflächenrauheitsmessung mit Handmessgeräten Zwei Systeme zur Wahl, QZ, 52, Carl Hanser Verlag, 2007. S. 40-41.
- [123] Cordier, J.-F., Fodiman, P.: Experimental characterisation of wheel and rail surface roughness, Journal of Sound and Vibration, 231(3), 2000. S. 667-672.
- [124] Van Ruiten, C. J. M.: A new method for the measurement of wheel/rail roughness, Journal of Sound and Vibration, 120(2), 1988. S. 287-295.
- [125] Naue, M.: Zustandserfassung von Gleisen, Eisenbahningenieur, 57, 2006. S. 6-10.
- [126] Mahr GmbH, Voraussetzungen für das Messen der Oberflächenwelligkeit Vergleichbare Ergebnisse, QZ, 53, 2008. S. 49-53.
- [127] Verheijen, E.: A survey on roughness measurements, Journal of Sound and Vibration, 293, 2006. S. 784-794.
- [128] Grassie, S. L., Smith, J. D., Saxon, M.: Measurement of irregularities underpins grinding criteria, Railway Gazette International, 1998. S. 163-166.
- [129] Holm, P.: Schienenoberflächen-Meßgerät RM1200E, Akustik Report DB, 1992.
- [130] Diehl, R.J., Holm, P.: Roughness measurements – Have the necessities changed?, Journal of Sound and Vibration, 293, 2006. S. 777-783.
- [131] Measurement products for rail corrugation (longitudinal profile). Online im WWW unter URL. www.railmeasurement.com
- [132] Projektbericht Projekt TQ3 07/01: Einfluss der Schienengüte auf die Schlupfwellenbildung, voestalpine schienen GmbH, 2001.
- [133] Untersweg, M.: Prüfstand zur Messung Mechanischer Größen , Diplomarbeit, Institut für Elektrische Meßtechnik und Messsignalverarbeitung, Technische Universität Graz, 1999.
- [134] Iwainsky, H., Feierabend, J., Iwainsky, A.: Die Akustische Kamera und ihre Anwendung auf die Untersuchung der Geräuschemission von Rad und Schiene, Tagungsband Rad Schiene Tagung Dresden, 2008. S. 34-35.
- [135] Institut für Eisenbahnwesen, TU Graz: Herr Prof. Rießberger. Gespräch am 14.05.08
- [136] Projektbericht Projekt Betriebsversuch „Erprobung bainitischer Schienen im Netz der DB AG, Speno International SA, 2005.



- [137] Hölzl, G., Werner, K.: Die leise Schienenoberfläche durch Schleifen?, ETR, 42, 1993. S. 659-664.
- [138] Kalousek, J., Sroba, P., Hegelund, C.: Analysis of Rail Grinding Tests and Implications for Corrective and Preventive Grinding, 4th International Heavy Haul Conference, 1989. S. 194-204.
- [139] Tuzik: To grind or not to grind? Extending rail life, Railway Age, 197, 1996. S. 29-30.
- [140] Schnelle Erfolgskontrolle Wirbelstromprüfung nach dem Schienenschleifen, DB AG, Bahntech, 01, 2007. S. 19.
- [141] Müller-Boruttau, F. H., Ebersbach, D.: Elastische Zwischenlagen im Gleis lösen Schwingungsprobleme, Systemdynamik der Eisenbahnen, 1994. S. 87-95.
- [142] Österreichische Bundesbahnen AG, Herr DI Müller. Gespräch am 16.04.2008.
- [143] Haas, S.: Moderne Bremssysteme für Schienenfahrzeuge, Knorr-Bremse, Präsentation in der FH joanneum Graz, 4.6.2008.
- [144] Hoppe, N.: Bremssysteme des ICE 3, Referat, 2008.
- [145] Breuner, B., Bill, K. H.: Bremsenhandbuch, vieweg Verlag, 2006.
- [146] Minde, F.: Grundlagen der Eisenbahnbremstechnik, Vorlesung Schienenfahrzeugtechnik, IVE Hannover, 2007.
- [147] Zlatnik, A.: Schweißseignung von Schienenstählen, voestalpine Schienen GmbH.
- [148] Beschreibung der Anlage zur Messung der Ebenheit von Schienen, voestalpine Schienen GmbH.
- [149] Präsentation Schienenschädigungen und Lösungsansätze, voestalpine Schienen GmbH, 2008.
- [150] Knothe, K.: Ein Beitrag zur Vereinheitlichung der Begriffe bei Kontaktvorgängen in Rad/Schiene-Systemen, ZEVrail, 127, 2003. S. 204-211.
- [151] Haigermoser, A., Walenta, R.: Einfluß der Rad/Schiene-Berührgeometrie auf das Laufverhalten von Schienenfahrzeugen und Möglichkeiten der Optimierung, Festschrift von O. Univ. Prof. Dr.-Ing. E. Kopp, 1997. S. 169-189.
- [152] Guericke, W., Weiser, J., Schmedders, H., Dannenberg, R.: Ursachen von Schienen-Eigenspannungen in folge Rollenrichtens und Beitrag zur Verringerung, ETR, 46, Heft 10, 1997. S. 655-662.



- [153] Hodgson, W. H.: Residual stresses in rail, Rail Quality and Maintenance for Modern Railway Operation, J.J. Kalker et al., Kluwer Academic Publishers, 1993. S. 61-73.
- [154] Grohmann, H.-D.: Schädigung der Lauffläche von Schienen durch den Rad/Schiene-Kontakt – Schlussfolgerungen für die Herstellung und Instandhaltung der Schienen, DB Forschungs- und Technologie-Zentrum, S. 127-132.
- [155] Schönmann, K.: Europäische Patentanmeldung, EP 1 808 348 A1, Verschleißarme und genaue Druckregelung mit Schaltventilen zur Bremsdruckregelung in Schienenfahrzeugen, 10.1.2007.
- [156] Nielsen, J. C. O., Johansson, A.: Out-of-Round Railway Wheels – A Literature Survey, Proc. Of the Inst. Of Mech. E., Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 214/2, 2000. S. 79-91.
- [157] Homepage der Firma Igralub. Online im WWW unter URL. www.igralub.ch/de/rail/products.php
- [158] Esveld, C.: Modern Railway Track, MRT-Productions, 1989. S. 424-425.
- [159] EN 13262:2004, Railway applications. Wheelsets and bogies. Wheels. Product requirement.
- [160] EN 13715:2006, Bahnanwendungen- Radsätze und Drehgestelle - Räder - Radprofile.
- [161] DIN EN 13674-1:2008, Bahnanwendungen – Oberbau – Schienen – Teil 1: Vignolschienen ab 46 kg/m.
- [162] prEN 13481-2, Bahnanwendungen - Oberbau - Leistungsanforderungen für Schienenbefestigungssysteme - Teil 2: Befestigungssysteme für Betonschwellen
- [163] EN 13231-3:2006, Bahnanwendungen – Oberbau – Abnahme von Arbeiten Teil 3: Abnahme von Schleif-, Fräs- und Hobelarbeiten an Schienen im Gleis.
- [164] DIN EN ISO 11562, Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Meßtechnische Eigenschaften von phasenkorrekten Filtern.
- [165] Baunetzwissen Akustik. Online im WWW unter URL. http://www.baunetzwissen.de/standardartikel/Akustik_Richtwirkung-von-Sprache_147653.html
- [166] Brantner, H. P.: „Lärm“ im System Bahn, KVP Seite der Technik, 2004. S. 10.
- [167] psiA-Consult GmbH: Herr Dr. Kalivoda. Gespräch am 22.08.08



- [168] Online im WWW unter URL. www.wikipedia.de
- [169] Krettek, O.: Versuchsergebnisse des Projektes Unrunde Räder, Gotthard 92, Aachen. 1993.
- [170] Nussbaum, E.: Track Structure at Facility for Accelerated Service Testing, Transportation Research Record, 653, 1977. S. 32-37.
- [171] Irretier, H.: Grundlagen der Schwingungstechnik: Systeme mit mehreren Freiheitsgraden, kontinuierliche Systeme, Vieweg+Teubner Verlag, 2001. S. 32-34.
- [172] Auf leisen Sohlen, DB AG, Bahntech, 01, 2007. S. 11.
- [173] Dutschke, W., Keferstein, C.: Fertigungsmesstechnik praxisorientierte Grundlagen, moderne Messverfahren, 5. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, 2005.
- [174] Stock, R.: Simulation von Rollkontaktermüdung (RCF) – Schäden an Schienen auf einem Überrollprüfstand der Voestalpine Schienen GmbH & CO KG, Diplomarbeit, Montanuniversität Leoben, Institut für Mechanik, 2001.
- [175] Montanuniversität Leoben: Herr Dr. Kepplinger. Gespräch am 25.06.08
- [176] Schmidt, T., Meyer, R.: Untersuchungen über das Zunder- und Entkohlungsverhalten von Stahl in Rauchgas von Erdgas, Gaswärme International, Bd. 18/Nr. 4, 1969.
- [177] Berns, H., König, R., Kemensy, E.: Einfluss der chemischen Zusammensetzung von Federstahllegierungen auf den Zustand der Randzone, Draht 40, 7/8, 1989.
- [178] EN 15471:2007, Bahnanwendungen – Schallemissionen – Charakterisierung der dynamischen Eigenschaften von Gleisabschnitten für Vorbeifahrgeräuschemessungen.
- [179] Advanced Lubrication and Friction Management, Unterlagen von Portec Rail Products Inc. und Kelsan Friction Innovators, ARM Seminar, 1999.
- [180] Verheijen, E.: Results of the benchmark on roughness measurements and analysis, Proceedings of the Workshop Roughness Measurements, Utrecht, 1999.
- [181] Achgelis, A.: Darstellung und Bewertung typischer Geräuschsituationen bei der Anwendung von Maschinen und Geräten, die unter die Outdoor-Noise-Directive fallen, Diplomarbeit, 2007.
- [182] Commission Decision 2006/66/EC: concerning the technical specification for interoperability relating to the subsystem "rolling stock - noise", adopted 23.12.2005.



7.2 Abkürzungsverzeichnis

AREA	American Railway Engineering Association
BImSchG	Bundes-Immissionsschutzgesetz
BÜG	Besonders Überwachtes Gleis
CAT	Corrugation Analysis Trolley
DB	Deutsche Bahn
dB	Dezibel
DIN	Deutsche Industrie Norm
EN	Europäische Norm
FAST	Facility for Accelerated Service Testing
GG-Sohle	Grauguss-Sohle
GPa	Gigapascal
HBO	Hubbalkenofen
HSH [®]	Head Special Hardened
HV	Härte Vickers
Hz	Hertz
ISO	International Organisation for Standardisation
K-Sohle	Komposit-Sohle
LCC	Life Cycle Costs
LL-Sohle	Low-Low Sohle
LüP	Länge über Puffer
MGT	Million Gross Tons
MKS	Mehrkörpersimulation
ÖBB	Österreichische Bundesbahnen
RATP	Régie autonome des transports Parisiens
RCA	Rail Corrugation Analysis
RCF	Rolling Contact Fatigue
RSA	Rail Surface Analyser
SchLV	Schienenfahrzeug-Lärmzulässigkeitsverordnung
SchIV	Schienenverkehrslärm-Immissionsschutzverordnung
SNCF	Société nationale des chemins de fer français
TEL	Transmission Emission Level
TGV.	trén à grande vitesse
TNO	Netherlands Organization for Applied Scientific Research
TSI	Technical Specification for Interoperability
TWINS	Track Wheel Interaction Software
U.S.	United States
UIC	International Union of Railways
UNRA	Unrunde Räder
ViF	Kompetenzzentrum „Das virtuelle Fahrzeug Forschungsgesellschaft mbH“, Standort Graz.
WEL	White Etching Layer, Weiße Schichten



7.3 Tabellen

Tabelle 1: prozentuelle Maximalgehalte der verschiedenen Elemente für die verschiedenen Radwerkstoffe gemäß EN 13262:2004 [159].	6
Tabelle 2: Mindestwerte der geforderten Brinell-Härte im Radkranz gemäß EN 13262:2004 [159].	6
Tabelle 3. Chemische Zusammensetzung und mechanische Eigenschaften der Schienenstähle gemäß DIN EN 13674-1:2008 [161].	13
Tabelle 4: Schienenrauigkeit nach 100.000 Überrollungen. Einfluss der Anwendung des Top-of-rail Reibwertmodifizierers [24].	47
Tabelle 5: Plastische Deformation in Längsrichtung und Tiefe unter trockenen Bedingungen und der Anwendung eines Top of rail Reibwertmodifizierers [24].	48
Tabelle 6: Gemessene Rauheiten [in μm] der Oberfläche in Riffelbergen und –tälern [84].	60
Tabelle 7: Gesundheitliche Auswirkungen von Lärm [9].	86
Tabelle 8: Zusammenhang zwischen Bewerteter Schwingungsstärke K und subjektiver Wahrnehmung [9].	87
Tabelle 9: Einflussparameter auf den Gesamtschallpegel [46]	101
Tabelle 10: Grenzwerte für äquivalente Dauerschallpegel in 7,5 m Entfernung bei 80 km/h und einer maximalen Geschwindigkeit von ≤ 190 km/h für neue Güterwagen gemäß TSI Noise [67][182].	113
Tabelle 11: maximale Vibrationsimmissionen in Abhängigkeit von der örtlichen Umgebung gemäß ON S 9012 ($\bar{K}_{B,S}$ = mittlere Vibrationsintensität inklusive der höchsten Vibrationen).	121
Tabelle 12: Zusammenfassung der Unebenheitserscheinungen in den verschiedenen Wellenlängenbereichen.	129

7.4 Abbildungen

Abbildung 1: Definition der Profilkennmaße eines Vollbahnrades (S_r = Spurmaß, S_d = Spurkranzdicke, S_h = Spurkranzhöhe) [109].	7
Abbildung 2: Überblick über die aktuell im Schienenverkehr eingesetzten Bremssysteme [146].	9
Abbildung 3: Reibungscharakteristik von verschiedenen Klotzsohlen- und Scheibenbremsen [146].	11
Abbildung 4: Schematischer Aufbau des Ober- und Unterbaus bei verschiedenen Gleisformen [22].	14
Abbildung 5: Querschnittsbild eines K-Oberbaus [22].	19



Abbildung 6: Vergleich der Belastung zwischen starrer und elastischer Schienenbefestigung [22].....	20
Abbildung 7: Überblick über die wichtigsten direkten Schienenbefestigungssysteme auf Betonschwellen [8].	21
Abbildung 8: Verzögerung des Riffelwachstum auf Hauptstrecken durch Neuschienenschleifen [20].	25
Abbildung 9: Vergleich der Eingriffsschwelle für geschliffene und nicht geschliffene neue Schienen [22]	26
Abbildung 10: statische Kräfte im Rad-Schiene System [174].	30
Abbildung 11: Abbau der Flächenpressung über die einzelnen Komponenten des Rad-Schiene Systems [22].....	31
Abbildung 12: Zusammenhang zwischen Zugkraft und Kraftschluss im Rad-Schiene System [23].....	32
Abbildung 13: Dynamisches Model der Fahrzeug-Gleis Interaktion [8].....	34
Abbildung 14: Schematischer Aufbau einer Weißen Schicht und des darunter liegenden perlitischen Grundgefüges im Querschnitt [114].....	36
Abbildung 15: graphische Definition des arithmetischen Mittenrauhwerts R_a	37
Abbildung 16: graphische Definition des mittleren Abstands der Profilabweichungen S_m	38
Abbildung 17: Häufigkeitsverteilung der Schienenrauigkeit nach dem Schleifen mit rotierenden Schleifscheiben mit einer Schleifmaschine des Typs RG 48 [25].....	40
Abbildung 18: Abnahme der Härte bei HSH [®] -Schienen in 0.5 mm Tiefe in Abhängigkeit von der Hubbalkenofen (HBO) Liegedauer [115].....	41
Abbildung 19: Zunahme der Entkohlungstiefe bei HSH [®] -Schienen in Abhängigkeit von der HBO-Liegedauer [115].....	42
Abbildung 20: Berechnung der Druckverteilung eines Rads (Radius = 43 cm) bei Druck gegen eine raue Schienenoberfläche aus einem Shinkansen Gleisprofil [15].....	43
Abbildung 21: Vergleich der Scherspannungen für den Kontakt von rauen und glatten Oberflächen; Reibungskoeffizient $\mu = 0$ [15].	44
Abbildung 22: Normalspannungsverteilungen in einem Rauheitsprofil unter Anwendung unterschiedlicher Tiefenpass-Filterfrequenzen bei nomineller Hertzscher Druckspannung $p_0 = 540$ MPa [16].....	45
Abbildung 23: Vergleich der ermittelten Flächenpressung für einen Rad-Schiene Kontakt mittels Finite Elemente Kalkulation nach linear-elastischer, Hertzscher oder elastisch-plastischer Betrachtung [18].	45
Abbildung 24: Shakedown Diagramm für trockene Normalbedingungen und Anwendung des Reibwertmodifizierers [24].	48



Abbildung 25: Gegenüberstellung des Tastbereichs von Tastnadel und Laserstrahl [3]	50
Abbildung 26: Aufbau eines Ein- oder Zweikufentastsystems [173].....	50
Abbildung 27: Kurzwellige Schienenriffeln	52
Abbildung 28: Langwellige Schienenriffeln [8]	53
Abbildung 29: Schlupfwellen.....	54
Abbildung 30: Rauigkeitsprofile von Rädern mit verschiedenen Bremssystemen (a) Scheiben- und Graugussklotzbremzen, (b) Scheiben- und Sinterblockbremsen, (c) Scheibenbremsen, (d) Graugussklotzbremzen [4].....	55
Abbildung 31: Grundlegender Riffelstehungsmechanismus [80].....	58
Abbildung 32: Gegenüberstellung der Riffelwachstumsrate bei der Position des Radsatzes über den Schwellen und zwischen den Schwellen in Abhängigkeit von der Erregerfrequenz ($f=v_0/l$) bei konstantem Querschleupf als Bezugsschleupf [98].....	59
Abbildung 33: In Computersimulationen ermittelte Steigerung des Energieverbrauchs aufgrund von langwelligen Schienenriffeln mit Amplituden von 800 μm [20].....	69
Abbildung 34: Schematische Darstellung der simulierten Störung a) Einfachstörung b) Mehrfachstörung (Simulation über 100 m Entfernung).....	70
Abbildung 35: Relative vertikale dynamische Radaufstandskraft bei unterschiedlichen Störampplituden und einer Geschwindigkeit von 150 km/h.....	71
Abbildung 36: Entwicklung der dynamischen Radkraft bei Störungen mit 3 Metern Wellenlänge und unterschiedlicher Amplitude.	72
Abbildung 37: Zunahme der relativen dynamischen Radaufstandskraft bei Störungen verschiedener Amplituden und Wellenlängen von 3 Metern. 0 % entspricht der statischen Radaufstandskraft.	73
Abbildung 38: Hörschwelle und Kurven gleicher Lautstärke [7].	83
Abbildung 39: A-Bewertung aus [8]	83
Abbildung 40: Vergleich der Frequenzbandanalyse des Geräusches eines Industrie- Staubsaugers als A) Oktav-, B) Terzband- oder C) Schmalbandspektrum [7].	84
Abbildung 41: Vergleich Abnahme des Schalldruckpegels von Punkt- und Linienstrahler mit dem Abstand r [7].	85
Abbildung 42: Abgrenzung zwischen Wahrnehmung von Erschütterungen und Sekundärschall [9].....	86
Abbildung 43: Emissionen und Immissionen von Schall aus dem Schienenverkehr [27].	90
Abbildung 44: dominierende Schallquellen in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit [27].	91
Abbildung 45: Schwingungskomponenten im Rad-Schiene System [9].	92



Abbildung 46: Wirkungskette bei der Entstehung von Rollgeräusch [32].	94
Abbildung 47: Schalldruckpegel gemessen in 2 m Entfernung aufgrund von vertikalen (a) und horizontalen (b) Schwingungen von Rad und Schiene [34].....	96
Abbildung 48: Zusammensetzung des Gesamtschalldruckpegels eines fahrenden Zuges aus den Anteilen der Schiene, Schwelle und dem Rad [37].	96
Abbildung 49: Linearität des Schalldruckpegels versus AV-gewichteter Rauigkeitspegel [33]	98
Abbildung 50: Rauigkeitsprofile von Rädern nach 200.000 km mit verschiedenen Bremssystemen - ■ Sinterblockbremsen, ◆ Scheibenbremsen, ▲ Graugussklotzbremsen, □ Scheiben- und Graugussklotzbremsen [48].....	99
Abbildung 51: Äquivalenter Schallpegel bestehend aus 4 Messungen des Radschalls in 0.5 m Entfernung bei einer Geschwindigkeit von 140 km/h für Züge mit verschiedenen Bremssystemen und dementsprechend unterschiedlicher Rauigkeit - + Scheiben- und Graugussklotzbremsen, * Scheiben- und Sinterblockbremsen, x Scheibenbremsen, ○ Graugussklotzbremsen [48].....	100
Abbildung 52: Zusammenhang zwischen Längsschlupf und Reibungskoeffizient. Entstehungsmechanismus des Stick-Slip Effektes [61].....	102
Abbildung 53: Vergleich des modellierten Schalldruckpegels aus dem gemessenen Rauigkeitsspektrum nach Anwendung von verschiedenen Rad- und Schieneschleiftechniken [36].	104
Abbildung 54: Summenschalldruckpegel verschiedener Fahrzeuge in sehr engen Bögen gemessen in Zürich Brunau, SZU. Das Fahrzeug EW-IV Navi mit Radsatzsteuerung ausgestattet, zeigt deutlich niedrigere Schalldruckpegel aufgrund des Vermeidens von Kurvenquietschen [53].....	107
Abbildung 55: Ausführungsvarianten der Akustischen Kamera – großes Ringarray (links) sowie Sternarray (rechts) [134].....	113
Abbildung 56: Vergleich der Radumfangprofile und Frequenzspektren der Radlaufflächen in Abhängigkeit vom eingesetzten Bremssystem – links Klotzbremsen, rechts Scheibenbremsen (Frequenzen für 90 cm Raddurchmesser und 80 km/h) [73].	116
Abbildung 57: Erschütterungsemission und Erschütterungsausbreitung in Abhängigkeit vom Oberbau [73].	117
Abbildung 58: Überblick über die unterschiedlichen Unebenheitserscheinungen in den verschiedenen Wellenlängenbereichen.....	128

Anhang

Fachwörterbuch

A-Bewertung	Anpassung des gemessenen Schallpegels an das subjektive Hörempfinden des Menschen durch Abschläge bei sehr hoch- und tieffrequenten Geräuschanteilen [8].
Akustisches Schleifen	Wird vor allem in dicht besiedelten Gebieten zur Lärmreduktion angewandt. Dabei werden hauptsächlich kurzwellige Riffeln mit Wellenlängen bis 10 cm und Amplituden zwischen 50 – 70 µm entfernt [22].
Antiresonanz, Schwingungstilgung	Vollständige Auslöschung der Antwortamplitude einer Schwingung [171].
Belgrospis	Rissnester, die in einem Abstand von 20 – 100 mm vor allem auf Hochgeschwindigkeitsstrecken stets in Verbindung mit Verriffelung auftreten [22].
Besohlte Schwellen	Schwellen, die an der Unterseite mit elastischen Materialien (elastische Sohle) überzogen sind [22].
Beurteilungspegel	Maß zur Kennzeichnung der auf einen Ort wirkenden Schallimmission [168].
Booted sleeper corrugation	In deutscher Literatur „Riffeln bei besohnten Schwellen“. Die deutsche Bezeichnung ist widersprüchlich, da gemäß allgemeiner Konvention nur Wellen im geraden Gleis oder großen Bogen als Riffeln bezeichnet werden. Aufgrund des Auftrittsortes und der Charakteristik scheint diese Form von Welligkeit vielmehr eine Spezialform von Schlupfwellen darzustellen und die Bezeichnung „Schlupfwellen“ bei besohnten Schwellen würde aus dieser Sicht besser der allgemeinen Klassifizierung entsprechen.
Crippling	Plastische Biegung des gesamten Schienenquerschnitts [79]
Feste Fahrbahn	Oberbau aus Beton- oder Asphaltplatten auf welche die Schienen entweder direkt durch elastische Befestigungen oder durch kontinuierliche elastische Lagerung befestigt werden [22].
Head checks	Feine Oberflächenrisse, die in mehr oder weniger regelmäßigen Abständen vor allem auf der bogenäußeren Schiene bei Radien zwischen 400 bis 1500 m aber auch an der Fahrkante beider Schienen in der Gerade auftreten können [22].



Hochgeschwindigkeits-schleifen	Dabei liegt die Schleifgeschwindigkeit bei bis zu 80 km/h. Dadurch einerseits relativ geringer Materialabtrag andererseits kaum Behinderungen des regulären Fahrbetriebs [29].
Körperschallabklingrate	Im Englischen Track decay rate. Darunter wird die Dämpfung der Schienenschwingung pro Laufmeter [dB/m] verstanden [178].
K-Sohle	Komposit Sohle; Kunststoffverbundsohle Verbundsohlenblockbremse mit hohem Reibwert, bestehend aus Reibmaterialien wie Eisenspänen, Messingwolle oder mineralischen Fasern. Zusätzlich werden Bindemittel, Füllstoffe, Reibschützer, Hilfsstoffe und Gleitmittel wie Graphit, Sulfide oder Koks eingesetzt [146][172].
LL-Sohle	Verbundsohlenblockbremse die durch die Einbringung eines Art „Gleitmittels“ eine ähnliche Reibwertcharakteristik wie Grauguss-Klotzbremsen aufweist. Befindet sich derzeit noch in Forschungsphase [172].
Masse-Feder-System	Die Masse des Gleiskörpers, welcher die Form einer Gleistragplatte oder eines Gleistrogs aus Beton besitzt, und die Masse des Fahrzeugs werden auf elastischen Einzelpunktlagern abgestützt und abgefedert [9].
Neuschienenschleifen	Schleifen neuer Schienen; Dabei wird die Walzhaut, die randentkohlte Schicht und eventuell entstandener Rost entfernt [22]. Wird auch als Neulagenschleifen bezeichnet.
P₂-Resonanz	Unter P ₂ -Resonanz wird die Resonanz der ungefederten Fahrzeugmasse mit Steifigkeit des Gleises verstanden. Durch die Wechselwirkung der beiden Komponenten kommt es zur sogenannten P ₂ -Kraft. Aufgrund der geringeren Dämpfung der Kraft kommt es zur Frequenzverstärkung [22].
Track decay rate	Siehe Körperschallabklingrate
pinned-pinned Resonanz	Frequenz mit Wellenlängen im Ausmaß des halben Schwellenabstand. Die Schiene schwingt im Mittelpunkt zwischen den Schwellen am stärksten während sie sich über den Schwellen kaum bewegt [82][87][88].

Polygonalisierung	Entstehung von Unrundheiten an Eisenbahnrädern mit Wellenlängen zwischen 14 – 300 cm und Amplituden kleiner 10 µm. Je nach Geschwindigkeit und Fahrzeugtyp entstehen Polygone mit einer charakteristischen Anzahl von „Ecken“ [78][112].
Randentkohlte Schicht	An Kohlenstoff verarmte Schicht. Entstehung bei der Erwärmung des Schienenvormaterials im Hubbalkenofen durch Diffusion des Kohlenstoffs an die Oberfläche, wo er aufgrund von Oxidationsvorgängen in Form von CO und CO ₂ aus dem Material entfernt wird.
RCF Riffeln	Name aufgrund der Entstehungsursache in Form von RCF in der Berührfläche zwischen Rad und Schiene. Charakteristikum ist das Auftreten von Schuppen auf der Schienenlauffläche. Wellenlängen zwischen 15 bis 45 cm [79][80].
Reiboxidation	Stellt eine plastische Verformung in Verbindung mit auftretender Erhitzung und daraus folgender Aktivierung der plastischen Bereiche und Bindung des Luftsauerstoffs dar [85].
Reibwertmodifizierer	Im Englischen Friction modifier. Ermöglichen einen gleich bleibenden Reibungskoeffizienten von 0.2 – 0.4 unabhängig von der Belastung. Bei höheren Traktionen zeigen sie positive Reibungscharakteristik [23]. Einsatzgebiet zur Vermeidung von Stick-Slip Effekten [119].
Friction modifier	Siehe Reibwertmodifizierer
Rezeptanz	Wird auch als dynamische Nachgiebigkeit bezeichnet. Sie kennzeichnet die Verschiebung einer Struktur unter einer harmonisch schwankenden Last [97].
Riffeln	Riffeln sind quasiperiodische Fahrflächenunebenheiten die hauptsächlich im geraden Gleis und in Bögen mit großem Bogenhalbmesser auftreten. Grundsätzlich kann hinsichtlich ihrer Wellenlänge eine Untergliederung in langwellige und kurzwellige Riffeln erfolgen [27][78][82].
Rutting Riffeln	Riffeln charakterisiert durch helle Riffelberge und dunkle Riffeltäler in Form von Querfurchen, im Englischen „ruts“, welche sich über die gesamte Breite des Schienenkopfes erstrecken [22][81]. Wellenlängen zwischen 5 – 45 cm [79].
Schlupfwellen	Wellenförmige Fahrflächenunebenheiten mit Wellenlängen zwischen 3 und 30 cm sowie Amplituden bis 1 mm, die hauptsächlich an der Innenschiene in engen Bögen mit Radien unter 500 Meter auftreten [105].



Schwerlastriffeln	Riffeln hauptsächlich in Schwerlaststrecken, wo hohe Achslasten bis 40 t, niedrige Geschwindigkeiten und einheitliches Fahrmaterial vorherrschen [22]. Wellenlängen zwischen 20 bis 30 cm [79].
Spalling	Ausbrüche kleiner Metallteile aus der Schiene infolge des Zusammenwachsens von Head checks [49]
Squats	Halbkreis- oder v-förmige zur Fahrkante hin offene Risse am Schienenkopf mit gleichzeitiger Einsenkung der Fahrfläche, die vor allem im geraden Gleis und auf Hochgeschwindigkeitsstrecken auftreten [22].
Stick-Slip	Pendeln der Kontaktbedingungen zwischen Haft- und Gleitvorgängen [9]
White etching layer	Siehe Weiße Schichten
Weiße Schichten	Im Englischen white etching layer. Schichten, die bei hohen Kontaktkräften, sowohl auf Schienenlaufflächen als auch Kugellagerschalen oder Laserbehandlungsflächen zu finden sind. Sie zeichnen sich durch homogenes, nahezu strukturloses Gefüge, hohe Härte über 1200 HV, hohe Sprödigkeit, schlechtes Anlassverhalten und schlechtes Anätzvermögen in ca. 10%-iger Salpetersäure aus [114].

Index

- A**
- Aerodynamische Geräusche..... 93, 102, 109
 Akustisches Schleifen..... 27, I
- B**
- Befestigungssysteme 18, 19, 20, 127, 144
 Belgrospis 36, 68, 125, I
 Bremssysteme 8, 9, 39, 55, 126, 143
- E**
- Einspielgrenze..... 43, 48
- F**
- Feste Fahrbahn 15, 117, 138, I
 friction modifier *Siehe* Reibwertmodifizierer
- G**
- Geradheitsabweichung..... 37, 80, 123, 128
 Gleisbauarten 15, 127
 Grauguss-Klotzbremse 10, 11, 39, 98, 99, 103, 115, 126,
 130, 132, II
- H**
- Head checks 23, 36, 46, I, IV
 Hochgeschwindigkeitsverkehr 8, 9, 16, 56, 58, 71, 97,
 111, 112, 133
- K**
- Kontaktfilter..... 95, 97
 K-Sohle..... 10, 11, 74, 98, 103, 146, II
 Kurvenquietschen 29, 91, 93, 101, 105, 107, 108, 132,
 137
 kurze Wellen..... 81, 124, 130
 Kurzwellige Schienenriffeln 52
- L**
- Langwellige Schienenriffeln 53, 64, 68, 76
 Leichtschienenriffeln..... 54, 66, 77
 LL-Sohle..... 10, 11, 74, 98, 103
- M**
- Masse-Feder System..... 132
- N**
- Neuschienenschleifen 25, II
- O**
- Oberbau 14, 19, 20, 22, 97, 116, 117, 127, 137, 138, 144,
 I
- P**
- P₂-Resonanz..... 56, 64, 65, 132, II
 pinned-pinned Resonanz..... 58, 59, 61, 75, II
 Polygonalisierung..... 51, 56, 67, 74, 105, 130, III
- R**
- Radriffeln..... 51, 54, 66, 74, 124, 130, 141
 Radwerkstoffe 6
 randentkohlte Schicht 25, 41, II
 RCF Riffeln 53, 64, 69, 76, 132, III
 Reibwertmodifizierer 28, 29, 47, 74, 75, 76, 77, 107, 130,
 131, 132, III
 Rollgeräusch 90, 92, 93, 94, 103, 109, 112, 132, 137
 Rutting Riffeln 53, 65, 69, 77, 132, III
- S**
- Schienenbearbeitung..... 23, 24, 40
 Schienenprofile 13, 14, 108
 Schienenwerkstoffe 12, 126
 Schlupfwellen 23, 51, 53, 54, 62, 63, 68, 75, 76, 124, 130,
 131, 132, 140, I, III
 Schwerlastriffeln 53, 64, 69, 76, 132, IV
 shakedown limit *Siehe* Einspielgrenze
 slab track..... *Siehe* Feste Fahrbahn
 Squats 23, 36, 77, IV
 Stick-Slip 56, 75, 101, 102, 108, 130, 131, III, IV
- U**
- Unterbau 15, 22, 70, 80, 94, 117, 127, 133
- W**
- Weißer Schicht 34, 35, 45, IV
 white etching layer *Siehe* Weiße Schicht
- Z**
- Zunder 26, 41, 145



