

# **Zur Simulation des Rad-Schiene-Verschleißes bei Straßenbahnen**

Zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktor der Ingenieurwissenschaften**

der Fakultät für Maschinenbau

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte

**Dissertation**

von

Dipl.-Ing. Jennifer Heck

aus Bad Schwalbach

Tag der mündlichen Prüfung: 18.05.2015

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Carsten Proppe

DOI: 10.5445/IR/1000048870

# Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als akademische Mitarbeiterin am Lehrstuhl für Bahnsystemtechnik des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT).

Mein Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld, dem Inhaber des Lehrstuhls für Bahnsystemtechnik, für das entgegengebrachte Vertrauen, seine stete Unterstützung und Förderung sowie für die Übernahme des Hauptreferates. Herrn Prof. Dr.-Ing. Carsten Proppe vom Institut für Technische Mechanik danke ich für seine fortwährende Hilfsbereitschaft bei Fragen zur Simulation und die freundliche Übernahme des Korreferates. Weiterhin bedanke ich mich bei Herrn Prof. Dr. Michael J. Hoffmann vom Institut für Angewandte Materialien für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Allen Mitarbeitern des Lehrstuhls sei für die angenehme Arbeitsatmosphäre und Zusammenarbeit gedankt. Besonders hervorheben möchte ich dabei Yunfan Wei, Markus Springmann, Fabian Matalla, Stefan Hartmann und Stefan Haag. Außerdem danke ich Ivana Kramer für die vielfältige Hilfe während meiner Zeit am Lehrstuhl.

Bedanken möchte ich mich auch bei Herrn Andreas Straßer von der LogoMotive GmbH und bei Herrn Reinhold Polzer von der Verkehrsbetriebe Karlsruhe GmbH für die Bereitstellung von Fahrzeugdaten.

Mein ganz besonderer Dank gilt meinen Eltern, die meinen Lebensweg begleiten, mich gefördert haben und auf deren Unterstützung ich vertrauen kann. Ebenso danke ich meinem Ehemann Hayder von ganzem Herzen für seinen Rückhalt und die liebevolle Unterstützung.

Heidelberg, im Mai 2015

*Jennifer Heck*



## Kurzfassung

Bei Straßenbahnen im öffentlichen Personennahverkehr müssen die Gleisbögen aufgrund der städtebaulichen Gegebenheiten häufig sehr eng trassiert werden. In engen Gleisbögen kommt es zum Fahrkantenkontakt und zum Spurkranzanlauf, wodurch die Kontaktkräfte und der Schlupf ansteigen. Der daraus resultierende Verschleiß an Rad und Schiene verursacht hohe Instandhaltungskosten und muss deshalb reduziert werden. Während die experimentelle Bewertung verschleißmindernder Maßnahmen aufgrund der langen Dauer des Verschleißprozesses schwierig ist, stellt die Bewertung mittels numerischer Simulation eine praktikable Alternative dar.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung einer Simulationsmethodik zur zuverlässigen Berechnung des Rad-Schiene-Verschleißes in sehr engen Gleisbögen und deren Anwendung auf relevante Betriebsbedingungen. Die Methodik besteht aus drei sequentiell miteinander verknüpften Berechnungsverfahren. Diese sind eine Fahrdynamikanalyse mittels Mehrkörpersimulation, eine dynamische Kontaktsimulation und eine Verschleißberechnung. Den Kern stellt die dynamische Kontaktanalyse auf Basis der Finite-Elemente-Methode (FEM) dar, welche eine genaue Berechnung der Vorgänge im Rad-Schiene-Kontakt ermöglicht. Das FE-Modell wurde für den Fall des Laufflächenkontaktes validiert und auf den Fahrkantenkontakt übertragen.

Es werden der Einfluss des Gleisbogenradius, der Fahrgeschwindigkeit, der Achslast und des Reibbeiwertes untersucht. Die Ergebnisse zeigen, dass die maximale Reibenergiedichte als verschleißrelevante Kenngröße im sehr engen 30m-Gleisbogen um zwei Größenordnungen höher ist als im weiten 300m-Gleisbogen. In beiden Gleisbögen ist der Einfluss des Reibwertes auf die maximale Energiedichte größer als der Einfluss der betrachteten Achslast und der Fahrgeschwindigkeit.



## Abstract

Light rail and tramway systems for public transport in urban areas are operated on railway tracks with tight curve radii. Tight railway curve radii can lead to gauge corner and wheel flange contact and thereby give rise to high local contact forces and slippage. The resulting wear on wheels and rails is associated with high maintenance costs and must therefore be reduced. While the experimental evaluation of wear-reducing technologies is often difficult due to the very long timescales of the wear processes, the evaluation via numerical simulation provides a viable alternative for effectively assessing wear-reducing technologies.

The aim of the present work is the development and application of a simulation methodology for the reliable calculation of wheel-rail wear in very tight curves under relevant operating conditions. The methodology sequentially combines three different calculation procedures, that is multibody vehicle-dynamics simulations, dynamic contact simulations, and wear calculations. The key procedure is the dynamic contact simulation based on the finite element method (FEM) that allows for accurately calculating the wheel-rail contact conditions. The FEM model was validated for tread contact and then extended to the gauge corner contact.

The influence of varying curve radius, vehicle velocity, axial load, and friction coefficient on wear are studied. The results show that the maximum friction energy density is two orders of magnitude higher in a very tight track curve with a radius of 30m compared to a wider track curve with a radius of 300m. For both track curve radii, the influence of the friction coefficient on the maximum friction energy density is larger than the influence of the axial load and the vehicle velocity considered.





# Inhaltsverzeichnis

<b>Symbolverzeichnis</b> . . . . .	<b>v</b>
<b>1 Einleitung</b> . . . . .	<b>1</b>
1.1 Hintergrund . . . . .	1
1.2 Stand der Forschung . . . . .	2
1.3 Zielsetzung und Vorgehensweise . . . . .	9
<b>2 Theoretische Grundlagen</b> . . . . .	<b>13</b>
2.1 Das Tribosystem Rad-Schiene . . . . .	13
2.2 Grundlagen zum Rad-Schiene-Verschleiß . . . . .	15
2.2.1 Verschleißmechanismen . . . . .	15
2.2.2 Verschleißmodelle . . . . .	18
2.2.3 Verschleißkoeffizienten und -karten . . . . .	20
2.3 Grundlagen zum Rad-Schiene-Kontakt . . . . .	21
2.3.1 Rad-Schiene-Kräfte . . . . .	22
2.3.2 Kontaktmechanikmodelle . . . . .	28
<b>3 Simulationsmethodik</b> . . . . .	<b>39</b>
3.1 Entwicklung der Methodik . . . . .	39
3.1.1 Einflussparameter . . . . .	40
3.1.2 Anforderungen und Vorgehensweise . . . . .	43
3.1.3 Annahmen . . . . .	48
3.2 Verschleißmodell . . . . .	49
3.3 FE-Modell des Rad-Schiene-Systems . . . . .	52
3.3.1 Numerisches Lösungsverfahren . . . . .	52
3.3.2 Abbildung der Systemstruktur . . . . .	53

---

3.3.3	Aufbringung der Randbedingungen . . . . .	56
3.3.4	Datenaufbereitung und Mittelungsverfahren . . . . .	60
3.4	MKS-Modell des Schienenfahrzeuges . . . . .	61
<b>4</b>	<b>Validierung des Rad-Schiene-Modells . . . . .</b>	<b>65</b>
4.1	Modellaufbau . . . . .	65
4.2	Lösung des Normalkontaktproblems . . . . .	68
4.3	Lösung des Tangentialkontaktproblems . . . . .	69
4.3.1	Haften und Gleiten . . . . .	69
4.3.2	Kontaktschubspannungen . . . . .	71
4.3.3	Verifikation des Mikroschlupfes . . . . .	72
4.4	Einfluss der Elementgröße auf die Lösung . . . . .	74
4.4.1	Lösung des Normalkontaktproblems . . . . .	75
4.4.2	Lösung des Tangentialkontaktproblems . . . . .	76
4.5	Beurteilung . . . . .	79
<b>5</b>	<b>Ergebnisse . . . . .</b>	<b>81</b>
5.1	Übersicht der Simulationen . . . . .	81
5.2	Kenngrößen und Darstellung der Ergebnisse . . . . .	84
5.3	Referenzfall . . . . .	87
5.4	Einfluss des Bogenradius . . . . .	89
5.5	Einfluss der Fahrgeschwindigkeit . . . . .	95
5.5.1	Geradeausfahrt . . . . .	95
5.5.2	Bogenlauf . . . . .	97
5.6	Einfluss der Fahrzeugbeladung . . . . .	103
5.6.1	Geradeausfahrt . . . . .	103
5.6.2	Bogenlauf . . . . .	105
5.7	Einfluss des Reibwertes . . . . .	108
5.7.1	Geradeausfahrt . . . . .	109
5.7.2	Bogenlauf . . . . .	111
5.8	Zusammenfassung Verschleißergebnisse . . . . .	114

---

<b>6 Zusammenfassung und Ausblick . . . . .</b>	<b>119</b>
<b>A Parameter des MKS-Modells . . . . .</b>	<b>123</b>
<b>B Konturdarstellungen . . . . .</b>	<b>125</b>
B.1 Streckenszenario 1: Geradeausfahrt . . . . .	125
B.2 Streckenszenario 2: Bogenlauf $R = 300\text{m}$ . . . . .	127
B.3 Streckenszenario 3: Bogenlauf $R = 30\text{m}$ . . . . .	129



# Symbolverzeichnis

## Abkürzungen

FE	Finite-Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
FHG	Freiheitsgrad
MKS	Mehrkörpersimulation
VBK	Verkehrsbetriebe Karlsruhe

## Griechisch, klein

$\alpha, \beta, \gamma$	Drehwinkel um die $x$ -, $y$ -, $z$ -Achse	rad
$\gamma$	Tangentenneigung	rad
$\delta_x$	tangentiale Annäherung (längs)	m
$\delta_y$	tangentiale Annäherung (quer)	m
$\delta_z$	normale Annäherung	m
$\varepsilon$	Toleranzfaktor	–
$\mu$	Reibwert	–
$\nu$	Mikroschlupf/Poissonzahl	$\text{ms}^{-1}/-$
$\nu_i$	Mikroschlupf des Teilchens $i$	$\text{ms}^{-1}$
$\nu_1$	Mikroschlupf in Koordinatenrichtung 1	$\text{ms}^{-1}$
$\nu_2$	Mikroschlupf in Koordinatenrichtung 2	$\text{ms}^{-1}$
$\nu_{ni}$	Kontaktschubspannung des Knotens $i$	Pa
$\tau$	Kontaktschubspannung	Pa
$\tau_1$	Kontaktschubspannung in Koordinatenrichtung 1	Pa

$\tau_2$	Kontaktschubspannung in Koordinatenrichtung 1	Pa
$\tau_i$	Kontaktschubspannung in Koordinatenrichtung $i$	Pa
$\tau_i$	Kontaktschubspannung in Koordinatenrichtung $i$	Pa
$\tau_{krit}$	kritische Kontaktschubspannung	Pa
$\tau_{ni}$	Kontaktschubspannung des Knotens $i$	Pa
$\tau_x$	Kontaktschubspannung (längs)	Pa
$\tau_y$	Kontaktschubspannung (quer)	Pa
$v$	Schlupf	–
$v_x$	Längsschlupf	–
$v_y$	Querschlupf	–
$\phi$	Bohrschlupf	–
$\psi$	Anlaufwinkel	rad
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit des Rades	$s^{-1}$

### Griechisch, groß

$\Delta$	Unterschied zweier Ergebnisse	%
$\Delta t$	Zeitincrement der FE-Rechnung	s
$\Omega$	Winkelgeschwindigkeit	$s^{-1}$

### Indizes

$\varphi_0$	Hilfskoordinate nach Carter
$\varphi_G$	Größe des Gleitgebietes
$\varphi_{global}$	Größe im globalen Koordinatensystem
$\varphi_H$	Größe des Haftgebietes
$\varphi_{hinge}$	Größe im Koordinatensystem des Scharnierelements
$\varphi_i$	Größe in Indexschreibweise
$\varphi_K$	Größe des Kontaktgebietes
$\varphi_{max}$	Maximalwert einer Größe

$\varphi_n$	Größe eines Knotens
$\varphi_p$	Penalty-Verfahren
$\varphi_R$	Größe infolge Reibung
$\varphi_{ref}$	Größe der Referenzsimulation
$\varphi_V$	Größe des Verschleiß
$\varphi_w$	Größe des Rades
$\varphi^*$	Größe im Haftgebiet nach Carter

### Römisch, klein

$a$	Partikelradius, Halbachse des Kontaktgebietes	m
$a_0$	Halbachse des Kontaktgebietes	m
$a_0^*$	Halbachse des Haftgebietes	m
$a_q$	Querbeschleunigung	$\text{ms}^2$
$a^*$	Halbachse des Haftgebietes	m
$b$	Halbachse des Kontaktgebietes	m
$c_{Tl}$	Steifigkeit des Traktionslenkers	$\text{Nm}^{-1}$
$c_x, c_y, c_z$	Steifigkeit in $x$ -, $y$ -, $z$ -Richtung	$\text{Nm}^{-1}$
$d_{Tl}$	Dämpfung des Traktionslenkers	$\text{Ns m}^{-1}$
$d_x, d_y, d_z$	Dämpfung in $x$ -, $y$ -, $z$ -Richtung	$\text{Ns m}^{-1}$
$e_R$	akkumulierte normierte Energiedichte	–
$e_{Rmax}$	maximale akkumulierte normierte Energiedichte	–
$\underline{e}_{R,ref}$	akkumulierte Energiedichte des Referenzfalls	$\text{Nm}^{-1}$
$\underline{e}_R$	akkumulierte Energiedichte	$\text{Nm}^{-1}$
$g$	Durchdringung	m
$h, i, j$	Index der Koordinatenrichtung/Körper/Teilchen	
$k$	Verschleißkoeffizient	–
$k_p$	Penalty-Steifigkeit	$\text{Nm}^{-3}$
$k_V$	Verschleißkoeffizient	$\text{m}^2 \text{N}^{-1}$

---

$l_E$	Elementkantenlänge	m
$n_G$	Elementanzahl im Gleitgebiet	
$n_x$	Elementanzahl im Kontaktgebiet in $x$ -Richtung	
$p$	Kontaktdruck	Pa
$p_H$	Kontaktdruck nach Hertz	Pa
$p_j$	Kontaktspannungen in Koordinatenrichtung $j$	Pa
$p_{max}$	maximaler Kontaktdruck	Pa
$r$	äquivalenter Radius	m
$r_{i,h}$	Radius des Kontaktkörpers	m
$s$	Gleitstrecke	m
$s_x$	lokaler Längsschlupf	–
$t$	Traktionskoeffizient	–
$t_M$	Zeitschritt der Mittelung	s
$u_i$	Verschiebung in Koordinatenrichtung $i$	m
$u_x$	Verschiebung (längs)	m
$v$	translatorische Geschwindigkeit	$\text{m s}^{-1}$
$v_G$	Gleitgeschwindigkeit	$\text{m s}^{-1}$
$v_y$	laterale Relativgeschwindigkeit	$\text{m s}^{-1}$
$w$	Verschleißrate	$\text{m}^2$
$w_C$	Radmittelpunktsknoten	
$w_{C2}$	Hilfsknoten	
$\underline{x}$	Koordinaten des betrachteten Punktes	
$x, y, z$	Koordinatenrichtungen	
$xyz_{global}$	Koordinatensystem des Scharniers	
$xyz_{hinge}$	Koordinatensystem des Scharniers	
$y_0$	Koordinate $y = 0$	
$y_l$	Lateralversatz des Rades	m
$\underline{y}$	Koordinaten eines Umgebungspunktes	



**Römisch, groß**

$A_{ij}$	Einflussfunktion	$\text{m}^3 \text{N}^{-1}$
$A_G$	Gleitgebietsfläche	$\text{m}^2$
$A_H$	Haftgebietsfläche	$\text{m}^2$
$A_K$	Kontaktfläche	$\text{m}^2$
$C_{ij}$	Kalkerkoeffizient	–
$E$	Elastizitätsmodul	Pa
$\dot{E}_M$	Materialänderungsleistung	W
$\dot{E}_Q$	Wärmestrom	W
$\dot{E}_R$	Reibleistung	W
$\dot{E}_{Rges}$	normierte Gesamtreibleistung	–
$\dot{E}_{Ri}$	lokal wirkende Reibleistung am Teilchen $i$	W
$\dot{E}_{Rges,ref}$	Gesamtreibleistung des Referenzfalls	W
$\dot{E}_{Rges}$	Gesamtreibleistung	W
$\dot{E}_V$	Verschleißleistung	W
$F_N$	äußere Normalkraft	N
$F_R$	Reibkraft	N
$F_w$	Radkraft	N
$F_x$	äußere Tangentialkraft (längs)	N
$F_y$	äußere Tangentialkraft (quer)	N
$G$	Gleitmodul	$\text{N mm}^{-2}$
$H$	Härte	$\text{N m}^{-2}$
$J_{xx}$	Trägheitsmoment um $x$ -Achse	$\text{Ns m}^{-1}$
$J_{yy}$	Trägheitsmoment um $y$ -Achse	$\text{Ns m}^{-1}$
$J_{zz}$	Trägheitsmoment um $z$ -Achse	$\text{Ns m}^{-1}$
$K$	Verschleißkoeffizient/Kontaktgebiet	$\text{m}^3 \text{N}^{-1} / \text{–}$
$L_i$	Nachgiebigkeit in Koordinatenrichtung $i$	$\text{m N}^{-1}$
$M_B$	Bohrmoment	Nm

---

$N$	normale Kontaktkraft	N
$N_n$	normale Kontaktkraft des Knotens	N
$O_{global}$	Knoten im Ursprung des globalen Koordinatensystems	
$Q$	Radlast	N
$R_w$	Radradius	m
$T$	tangentiale Kontaktkraft	N
$T_i$	tangentiale Kontaktkraft des Teilchens $i$	N
$T_n$	tangentiale Kontaktkraft des Knotens	N
$T_{ni}$	tangentiale Kontaktkraft des Knotens $i$	N
$T_x$	Tangentialkraft (längs)	N
$T_y$	Tangentialkraft (quer)	N
$V$	Verschleißvolumen	m <sup>3</sup>
$W_R$	Reibarbeit	Nm
$Y$	Profilseitenkraft	N
$Z$	Atomanzahl	

### Symbole und Operatoren

$\dot{\phi}$	erste Zeitableitung
$\underline{\phi}$	Koordinaten eines Punktes/unnormierte Verschleißgröße

# 1 Einleitung

## 1.1 Hintergrund

Der demographische Wandel führt zu einer zunehmenden Urbanisierung und damit einer steigenden Verkehrsnachfrage in Städten. Aufgrund der Überlastung der öffentlichen Verkehrsräume durch den motorisierten Individualverkehr und des Wertewandels in der Mobilität gewinnt der öffentliche Personennahverkehr dabei zunehmend an Bedeutung [27, 33]. In diesem Kontext spielen Straßenbahnen als effiziente und stadtverträgliche Verkehrsträger eine immer größere Rolle. Die Gründe hierfür sind die im Vergleich zu U-Bahnen geringeren infrastrukturseitigen Investitionskosten und die hohe Akzeptanz in der Bevölkerung.

Aufgrund der städtebaulichen Gegebenheiten existieren bei der Streckenführung von Straßenbahnen teilweise allerdings sehr enge Gleisbögen mit Bogenradien unter 100 m. Beim Durchfahren solcher Gleisbögen kommt es zum Fahrkantenkontakt und zum Spurkranzanlauf, was hohe Kontaktkräfte und große Schlüpfе zur Folge hat und zu einem erhöhten Verschleiß der Rad- und Schienenprofile führt. Der Verschleiß an Rädern und Schienen verursacht deshalb einen Großteil der Betriebskosten von Straßenbahnen. Nach [80] ist der Radreifenverschleiß für etwa 30% der gesamten Wartungskosten einer Straßenbahn verantwortlich. Aus dem Schienenverschleiß resultieren sogar 65% der Instandhaltungskosten der Infrastruktur [80].

Deshalb werden die unterschiedlichsten Maßnahmen ergriffen, um den Verschleiß zu reduzieren. Beispielsweise setzt eine gezielte Schmierung des Spurkranzes oder der Schienen in Gleisbögen den Reibwert herab und reduziert so die Reibkräfte. Auch eine aktive Kontrolle der Fahrgeschwin-

digkeit und damit der Querschleunigung im Gleisbogen kann die auftretenden Beanspruchungen reduzieren [59]. Eine weitere Möglichkeit ist die Optimierung der Radprofile entsprechend der örtlichen Gegebenheiten [65]. Da Straßenbahnnetze immer Insellösungen sind, führt dies dazu, dass nahezu jeder kommunale Verkehrsbetreiber ein eigenes Radprofil verwendet [25]. Außerdem wird zunehmend bereits im Entwicklungsprozess von Straßenbahnen das Verschleißverhalten der Fahrwerk- und Fahrzeugkonfigurationen betrachtet [76].

Da der Verschleiß jedoch ein Langzeitprozess ist, zeigen sich die genauen Folgen der genannten Maßnahmen im jeweiligen Netz oft erst nach mehreren Jahren. Deshalb wäre eine Prognose des Profilverschleißes und eine damit verbundene Vorabbewertung der Maßnahmen hilfreich, um bereits im Vorfeld die für das jeweilige Netz beste Maßnahme zur Verschleißreduktion auszuwählen. Eine solche Prognose könnte auch den ingenieurtechnischen Entwicklungsprozess von Fahrwerken und Fahrzeugen, sowie die Wartungsplanung und damit die Verfügbarkeit von Fahrzeugen positiv beeinflussen.

Aus diesem Grund wird, basierend auf den Fortschritten im Bereich der Fahrdynamikmodellierung, seit den 1990er Jahren an Methoden zur Simulation des Rad-Schiene-Verschleißes geforscht. Das Ziel dieser Forschung ist es, den Verschleiß der Rad- und Schienenprofile für beliebige Betriebsbedingungen mittels Simulation zuverlässig zu prognostizieren.

## **1.2 Stand der Forschung**

Die Arbeiten zum Thema Rad-Schiene-Verschleißsimulation lassen sich in drei Bereiche gliedern; die Entwicklung geeigneter Simulationsmethodiken, die Anpassung und Anwendung der Methodiken auf reale Streckennetze und die Kombination von Prüfstandsversuchen mit der Verschleißsimulation.

**Entwicklung Simulationsmethodiken** Kalker und Chudzikiewicz [45]

präsentierten 1989 eine Methodik um den Rad-Verschleiß auf der Lauffläche zu simulieren, wobei der Verschleiß als proportional zur Reibarbeit angenommen wurde. Zur Berechnung der Reibarbeit eines Verschleißschrittes wurde der Algorithmus FASTSIM [43] verwendet. Während eines solchen Verschleißschrittes, der einer Strecke von 40 km entspricht, wurde das Radprofil konstant gehalten. Statt jeden auftretenden Kontaktpunkt zu berechnen, wurde die Wahrscheinlichkeit, dass ein Kontaktpunkt eine bestimmte laterale Position hat, verwendet. In der präsentierten Beispieluntersuchung wurde diese Wahrscheinlichkeit stark vereinfacht, indem für die Trajektorie des Rades auf der Schiene von einer stochastischen Bewegung ausgegangen wurde. Die damit berechneten Ergebnisse waren im Bezug auf Messungen im Metrobetrieb plausibel. Um die realen Trajektorien des Rades auf der Schiene zu bestimmen, schlug Kalker die Messung oder Simulation der Bewegung des Fahrzeuges vor.

Eine frühe Arbeit zur Berechnung der Radprofilentwicklung, die die Trajektorie des Rades durch Simulation bestimmt, stammt von Pearce und Sherratt [60]. Zur Vorhersage des Radverschleißes wurden mit dem ursprünglich vom British Rail Research entwickelten Programm VAMPIRE [16] Zeitbereichssimulationen mehrerer Fahrten mit zwischenzeitlicher Profilanpassung durchgeführt. Hierzu wurde zu Testzwecken eine stark vereinfachte Strecke, bestehend aus einem geraden Streckenabschnitt und einer Wendeschleife, modelliert. Zur Berechnung des Verschleißes wurde davon ausgegangen, dass der Materialabtrag proportional zur dissipierten Reibenergie, dem Produkt aus globaler Schlupfkraft und globalem Schlupf, ist. Dabei erfolgte eine Unterscheidung in milden oder heftigen Verschleiß bzw. Verschleiß im Übergangsbereich zwischen diesen beiden Verschleißformen. Die Simulationsergebnisse bezüglich der Entwicklung der äquivalenten Konizität wurden mit Messungen verglichen. Unter Berücksichtigung dessen, dass die simulierte Strecke eine starke Vereinfachung der realen Gegebenheiten darstellte, wurde gefolgert, dass die Ergebnisse für die Konizität sowie der Trend der Ergebnisse vielversprechend sind.

**Anwendung reale Netze** Zobory [85] beschrieb das Thema Simulation des Rad-Schiene-Verschleißes umfassend für ein beliebiges Streckennetz. Er ging ausführlich auf die Auswahl der Parametersätze, die Fahrzeugdynamik, verschiedene Verschleißmodelle und die abschließende Profilkonuranpassung ein. Dabei wird der Verschleißprozess als ein stochastischer Prozess betrachtet. Abschließend wurden einige Arbeiten [12, 55, 77] zum Thema Verschleißsimulation skizziert.

Ein Beispiel ist die Arbeit von Linder und Brauchli [55], die den Radverschleiß der Gotthard-Linie zwischen Airolo und Bodio in der Schweiz simuliert haben. Hierzu führten sie Fahrdynamiksimulationen mittels der Software MEDYNA (heute nicht mehr verfügbar) durch, wobei das Tangentialkontaktproblem mit FASTSIM gelöst wurde. Das verwendete Verschleißmodell geht von einem Materialabtrag proportional zur dissipierten Reibenergie aus. Der Vergleich der prognostizierten Profile mit realen Profilen zeigte eine gute Übereinstimmung (zitiert nach [85]).

Li [53] entwickelte ein Kontaktmodell für den Nicht-Hertzschen Mehrpunktkontakt und für konformen Kontakt, implementierte dieses in das Programm WEAR und wandte es zur Simulation des Radverschleißes der Utrecht-Nieuwegein Straßenbahn in den Niederlanden an. Hierzu wurden zunächst Fahrdynamiksimulationen mittels SIMPACK durchgeführt. Es wurden drei stark vereinfachte Strecken simuliert; eine gerade Strecke sowie zwei S-Kurven mit je zwei 200 m- bzw. 150 m-Radien. Die Fahrgeschwindigkeiten betragen  $20\text{kmh}^{-1}$  für die 200 m-Kurve und  $15\text{kmh}^{-1}$  für die 150 m-Kurve. Dies entspricht einer Querbeschleunigung von  $a_q = 0,15\text{ms}^{-2}$  bzw.  $a_q = 0,115\text{ms}^{-2}$ . Für die gesamte Strecke wurden in Abständen von einem Meter die Radlast, die laterale Radposition, der Anlaufwinkel, der laterale und longitudinale Schlupf sowie der Bohrschlupf ermittelt. Diese Größen dienten als Eingangsgrößen für das Programm WEAR. Das Programm umfasst die Bestimmung der Kontaktpunktlage, die Lösung des Kontaktproblems mittels des entwickelten Kontaktmodells und

die Summation der damit ermittelten lokalen Reibarbeit in longitudinale Richtung. Über die Kontaktpunktverteilung kann dann die Verteilung der Gesamtreibarbeit und die lokale Verschleißrate eines Verschleißschrittes bestimmt werden.

Jendel [37] entwickelte ein Prognosetool für den Rad-Verschleiß und wandte dieses auf das Pendlerzugnetz in Stockholm an. Die Methodik fußt auf einem Lastkollektivkonzept, das einen Satz von Zeitbereichsimulationen definiert, die das reale Netz abbilden. Die Zeitbereichsimulationen der Fahrdynamik wurden mittels der Software GENSYS [26] durchgeführt und basierten auf realen Streckendaten, gemessenen Schienenprofilen und praxisrelevanten Betriebsbedingungen. Der Rad-Schiene-Kontakt wird in GENSYS mittels der Hertzschen Theorie [30] und FASTSIM modelliert. Das verwendete Verschleißmodell basiert auf Archards Verschleißansatz [5]. Um unterschiedliche Betriebsbedingungen zu berücksichtigen, wurden die für trockenen Reibung ermittelten Verschleißkoeffizienten skaliert. Der Vergleich des berechneten und gemessenen Lebensdauererschleißes des Rades, korrespondierend mit 200.000 km Laufleistung, zeigte eine gute Übereinstimmung. Der kleinste simulierte Radius betrug 338 m und der Vergleich einer Verschleißprognose mittels Hertz/FASTSIM und mittels CONTACT [44] zeigte deutliche Unterschiede.

Enblom [19] entwickelte die Prognosemethodik von Jendel weiter, indem in FASTSIM bei der Berechnung der Gleitgeschwindigkeit die elastische Dehnung berücksichtigt wurde. Außerdem wurden die Parametersätze um die Betrachtung des Bremsvorgangs sowie der Reibungsbedingungen erweitert und das Verfahren so generalisiert [21].

Orvnäs [58] wandte diese Methodik zur Simulation des Schienenverschleißes der Stockholmer Straßenbahn an. Die Form der simulierten Schienenprofile stimmt qualitativ mit den gemessenen überein. Jedoch war die simulierte Verschleißrate bei gleicher Verkehrslast höher als die gemessene. Speziell für die äußere Schiene des engsten Gleisbogens (Radius=85 m) entsprach der simulierte Materialabtrag nicht dem gemessenen. Daraus

wurde geschlossen, dass die Simulation mit abnehmendem Kurvenradius aufwendiger und schwieriger wird. Zur Reduktion des simulierten Verschleißes wurde empfohlen höhere Skalierungsfaktoren für die Verschleißkoeffizienten zu verwenden.

Ansari et al. [4] untersuchten die Beziehung zwischen simulierten Verschleißzahlen und dem gemessenen Rad-Verschleiß der Teheraner U-Bahn. Es wurde ein Ansatz zur Berechnung einer Verschleißrate mittels Mehrkörpersimulation (MKS) vorgeschlagen. Dabei wurden zwei Formeln zur Berechnung der Verschleißzahl verglichen. Die MKS wurden mittels der Software ADAMS/Rail (heute nicht mehr verfügbar) durchgeführt, wobei für die Berechnung der Schlupfkkräfte und des Schlupfes FASTSIM verwendet wurde. Eine als sehr scharf bezeichnete Kurve mit einem Radius von 248 m wurde als repräsentativ für das gesamte Netz angenommen, da diese Kurve den Rad-Verschleiß dominiert. Deshalb wurde nur diese Kurvenfahrt simuliert. Die simulierte Verschleißzahl wurde mit der gemessenen Verschleißrate über die zugehörige Spurkranzdicke in Beziehung gesetzt und in einem Diagramm aufgetragen. Durch Annähern der aufgetragenen Punkte mittels einer Funktion erhält man die sogenannte Verschleißrate vs. Verschleißzahl-Funktion. Die ermittelte Funktion soll eine systembezogenen Beurteilung des Verschleißverhaltens ermöglichen.

**Kombination Versuch/Simulation** Braghin et al. [6] kombinierten eine Methodik zur Radverschleißprognose mit Prüfstandsversuchen eines Radsatzes in Originalgröße. Die verwendete Simulationsmethodik basierte auf einer Fahrdynamik-Simulation mittels einem an der Politecnico di Milano [7, 8] entwickelten Modell für die Fahrzeug-Fahrweg-Interaktion, einer lokalen Kontaktanalyse mittels FASTSIM und einem energetischen Verschleißansatz, für den Doppelscheiben-Versuchen durchgeführt wurden. Alternativ können zur lokalen Kontaktanalyse auch der Algorithmus CONTACT von Kalker oder das Kontaktmodell nach Kik und Piotrowski [47] verwendet werden. Für die Verschleißberechnung wurde angenom-



men, dass der Materialabtrag proportional zur Reibarbeit ist. Der Vergleich der gemessenen Profile aus den Verschleißversuchen mit den numerisch bestimmten Profilverläufen zeigte, dass alle Programmteile der Methodik korrekt funktionieren. Allerdings wurde der Spurkranzverschleiß deutlich überschätzt.

Chongyi et al. [11] entwickelten eine Methodik zur Prognose des Rad-Schiene-Profilverschleißes und wandten diese auf einen Doppelscheibentest des Spurkranz- und Fahrkantenverschleißes an. Für den Labortest wurden eine Schienenscheibe mit einem JIS60-Profil und 350 mm Durchmesser, sowie eine Radscheibe mit dem konischen Radprofil des Shinkansen und einem Durchmesser von 500 mm verwendet. Unter Einstellung eines Anlaufwinkels erfolgte eine radiale und laterale Belastung des Aufbaus. Zur Simulation des Rollkontaktes der Scheiben wurde der Finite-Elemente(FE)-Code ABAQUS [73] verwendet, wobei ein bilinear elastisch-plastisches Materialmodell implementiert wurde. Der Reibungskoeffizient wurde als exponentiell fallende Funktion des Schlupfes definiert. Das verwendete Verschleißmodell basierte auf Archards Verschleißansatz. Ein Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Labortests zeigte die Leistungsfähigkeit der Prognosemethodik, wobei Abweichungen an der Schienenflanke auf Schwankungen der Drehgeschwindigkeiten der Scheiben im Versuch zurück geführt wurden.

Jin et al. [38] verwendeten den selben Versuchsaufbau wie Chongyi et al. [11]. Sie führten unter Variation verschiedener Parameter wie Achslast, Anlaufwinkel, Schienenhärte und Schmierung, Versuche zum Verschleißverhalten an Spurkranz und Fahrkante durch. Basierend auf den Versuchsergebnissen wurden Verschleißkoeffizienten für Archards Verschleißansatz berechnet. Außerdem wurde eine Methodik zur Prognose des Schienenverschleiß aufgebaut, die diesen Verschleißansatz verwendet. Sie basiert auf Fahr dynamiksimulationen mittels SIMPACK [71] zur Bestimmung der lateralen Kontaktkraft, des Anlaufwinkels und der Kontaktposition des Rades auf der Schiene. Darauf aufbauend werden der Kontaktdruck mittels

einer FE-Simulation analysiert und der Mikroschlupf mittels Formeln nach [56] bestimmt. Auf diesem Wege wird das Produkt aus Kontaktdruck und Mikroschlupf für jeden Kontaktpunkt bestimmt. Weitere Details bezüglich des Aufbaus des FE-Modells und ob es sich um eine lokale Auswertung der Kontaktgrößen im Kontaktgebiet handelt, wurden nicht genannt. Nach der Kontaktanalyse erfolgt eine auf Reibungskoeffizient, Materialhärte und Schmierung basierende Auswahl des Verschleißmechanismus, einhergehend mit der Wahl des zugehörigen experimentell bestimmten Verschleißkoeffizienten aus der Datenbank. Damit erfolgt eine Berechnung der Verschleißrate und des Profilverschleißes für den jeweiligen Kontaktpunkt. Die vorgestellte Prozedur und der Umfang der Datenbank erlaubt eine Abschätzung des Verschleißes für einen Bereich im Abstand von 0-20 mm von der Fahrkante.

**Fazit** Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die Prognose des Rad- oder Schienenverschleißes im Allgemeinen dem in Abbildung 1.1 dargestellten Ablauf folgt. Für definierte Betriebsbedingungen (1) werden zunächst Simulationen der Fahrdynamik (2) durchgeführt, um globale Kontaktgrößen zu ermitteln. Falls im Anschluß eine lokale Kontaktanalyse (3) erfolgt, werden auch die relativen Positionen und Geschwindigkeiten zwischen Rad und Schiene benötigt. Danach wird mit einem Verschleißmodell aus den globalen bzw. lokalen Kontaktgrößen der zu erwartende Verschleiß berechnet (4). Nach der Anpassung der Profilkontur (5) mittels des berechneten Materialabtrags wird dieser Ablauf evtl. mehrfach wiederholt, bis die gewünschte Betriebsdauer erreicht ist.

Die oben beschriebenen Arbeiten lassen sich ganz oder in Teilen diesen Ablaufschritten zuordnen. Dabei sind die Schwerpunkte bzw. die Ausgestaltung der einzelnen Schritte unterschiedlich (siehe Tabelle 1.1). Beispielsweise unterscheiden sich die betrachteten Betriebsfälle (fiktive Testfälle, reale Strecken oder stationäre Prüfstandsbedingungen) und Fahrzeuge. Ebenso variieren die Modelle zur Kontaktanalyse und zur Verschleiß-

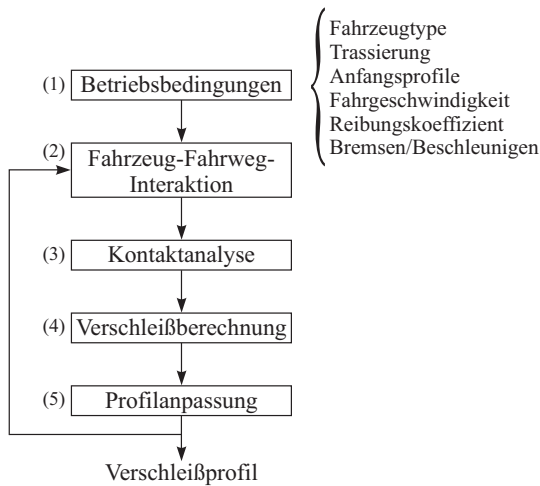


Abbildung 1.1: Ablaufschema einer Simulationsmethodik zur Rad-Schiene-Verschleißprognose

berechnung. Außerdem werden entweder der Rad- oder der Schienenverschleiß betrachtet.

### 1.3 Zielsetzung und Vorgehensweise

Der Überblick über den Stand der Forschung hat gezeigt, dass es einige Arbeiten gibt, die sich mit der Fahrt in engen Gleisbögen (85-300 m) befassen [4, 53, 58]. In der Studie [58] mit dem engsten betrachteten Gleisbogen wurde die ursprünglich für Vollbahnen entwickelte Methodik ohne Anpassungen auf Straßenbahnen angewandt. Dies lieferte jedoch keine zuverlässigen Ergebnisse. Der Grund hierfür sind die im Vergleich zu Vollbahnen engeren Bogenradien, die zum Fahrkantenkontakt führen. An der Fahrkante ist die Halbraumannahme, welche Kalkers Theorien zugrunde liegt, ungültig. Die Kontaktanalyse mittels FASTSIM liefert deshalb unzuverlässige Ergebnisse für die Kontaktgrößen.

Li [53], dessen Kontaktmodell auch für den konformen Fahrkantenkontakt

geeignet ist, wandte seine Methodik lediglich auf zwei größere Gleisbögen (150 m und 200 m) bei niedriger Beanspruchung an.

Derzeit gibt es keine der Autorin bekannte Arbeit, die sich systematisch mit einer Simulationsmethodik für die Fahrt in sehr engen Gleisbögen und mit dem Rad-Schiene-Verschleiß bei Straßenbahnen befasst. Gerade in engen Gleisbögen ist der Verschleiß jedoch besonders groß und somit auch das Potenzial um Kosten zu reduzieren. Deshalb werden in der vorliegenden Arbeit die folgenden Ziele verfolgt:

1. Entwicklung und Aufbau einer zuverlässigen Methodik zur Simulation des Rad-Schiene-Verschleißes in sehr engen Gleisbögen.
2. Erstmalige Durchführung von Simulationsstudien zum Verschleißverhalten bei Straßenbahnen unter Berücksichtigung betriebsrelevanter Einflussparameter.

**Vorgehensweise** Wenn möglich knüpft die Arbeit an die bisherige Vorgehensweise (siehe Abbildung 1.1) an, wobei systematisch die Gegebenheiten im Betrieb von Straßenbahnen berücksichtigt werden.

Dazu werden im folgenden Kapitel zunächst die theoretischen Grundlagen im Bezug auf den Rad-Schiene-Verschleiß und -Kontakt dargelegt. Danach wird in Kapitel 3 die entwickelte Simulationsmethodik mit den implementierten Modelle erläutert. Die Grundvoraussetzung für eine aussagekräftige Verschleißbewertung mittels Simulation ist ein zuverlässiges Modell zur Kontaktanalyse. In Kapitel 4 erfolgt daher die Validierung des Rad-Schiene-Kontaktmodells. Die Ergebnisse der mittels der entwickelten Methodik durchgeführten Simulationsstudien werden in Kapitel 5 diskutiert. Die Arbeit schließt in Kapitel 6 mit einer Zusammenfassung und gibt einen Ausblick auf mögliche nächste Schritte.

Tabelle 1.1: Zusammenfassung Stand der Forschung.

(Erst)Autor	Betriebsfall (1)	Fahrdynamik (2)	Kontaktmodell (l=lokal (3))	Verschleißmodell (4)	Verschleiß an
Kalker [45] Pearce [60]	Metro (fiktiv) fiktiv	stochast. Bewegung VAMPIRE	FASTSIM keine Angabe	energetisch energetisch	Rad Rad
Linder [55]	Gotthardlinie	MEDYNA	keine Angabe	energetisch	Rad
Li [53]	Tram, 2 S-Kurven ( $R = 150/200$ m)	SIMPACK	WEAR (l)	energetisch	Rad
Jendel [37]	Pendlerzug, Netz Stockholm	GENSYS	FASTSIM (l)	Archard	Rad
Enblom [19]	Pendlerzug, Netz Stockholm	GENSYS	FASTSIM (l)	Archard	Rad
Orvnäs [58]	Tram Stockholm, 4 Kurven ( $R_{min} = 85$ m)	GENSYS	FASTSIM (l)	Archard	Schiene
Ansari [4]	U-Bahn Teheran, Kurve ( $R = 248$ m)	ADAMS/Rail	FASTSIM (l)	energetisch	Rad
Braghin [6]	Radsatzprüfstand	eigenes Programm	FASTSIM (l) CONTACT (l)	energetisch	Rad
Chongyi [11]	Scheibenprüfstand	–	Kik (l) FE (l)	Archard	Rad+Schiene
Jin [38]	Scheibenprüfstand	SIMPACK	FE	Archard	Schiene



## 2 Theoretische Grundlagen

### 2.1 Das Tribosystem Rad-Schiene

**Tribologie** (von griechisch *tribein*: reiben) bezeichnet die Lehre von der Reibung. Sie kann nach [14] als „die Wissenschaft [. . .] von Wirkflächen in Relativbewegung und zugehöriger Technologien und Verfahren“ zur „Verminderung reibungs- und verschleißbedingter Energie- und Stoffverluste“ verstanden werden.

**Reibung** ist nach Fleischer [23] der „Verlust an mechanischer Energie beim Ablaufen, Beginnen oder Beenden einer Relativbewegung sich berührender Stoffbereiche.“

**Verschleiß** bezeichnet die „infolge Reibung eintretende bleibende Form-, Größen-, oder Stoffänderung der die Oberfläche von Festkörpern bildenden Stoffbereiche“ [23].

Reibung und Verschleiß sind keine Materialeigenschaften, die durch Werkstoffkenngrößen charakterisiert werden, sondern es handelt sich um sogenannte Systemeigenschaften.

Ein System ist ein Gebilde, das durch Funktion und Struktur verbunden ist und durch eine Systemgrenze von seiner Umgebung virtuell abgrenzt werden kann. Die Systemfunktion besteht in der Überführung operativer Eingangsgrößen in funktionelle Ausgangsgrößen, sie wird getragen von der Struktur des Systems. Die Systemstruktur besteht aus der Gesamtheit der Systemelemente, ihren Eigenschaften und Wechselwirkungen. [14]

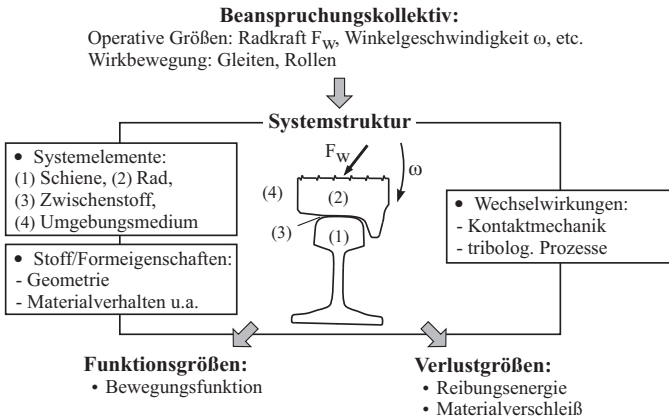


Abbildung 2.1: Systemanalytische Darstellung des Rad-Schiene-Systems (nach Czichos [14]).

Da es sich beim Verschleiß um eine Systemeigenschaft handelt, erfordert dessen Charakterisierung eine Analyse der verschiedenen Einflussparameter des Systems. In Abbildung 2.1 sind die Zusammenhänge für das Rad-Schiene-System gemäß der Systemmethodik zur Reibungs- und Verschleißanalyse nach Czichos [14] dargestellt.

Die Funktion des Tribosystems Rad-Schiene ist eine energieumsetzende, nämlich die Bewegungs- und Kraftübertragung in Form von Spurführung, Beschleunigen und Bremsen. Dabei werden die operativen Eingangsgrößen wie Radkräfte und Umfangsgeschwindigkeit des Rades in funktionelle Ausgangsgrößen wie die Bewegung des Zuges auf einer gewünschten Trajektorie überführt.

Die Systemstruktur beinhaltet die Systemelemente Schiene (1) und Rad (2) als Grund- und Gegenkörper, einen ggf. vorhandenen Zwischenstoff (3), wie Wasser, Schmutz oder Schmiermittel und beim offenen Rad-Schiene-System das Umgebungsmedium Luft (4). Alle vier Systemelemente weisen wiederum Stoff- und Formeigenschaften auf. Dazu gehören u.a. die Geometrie und das Materialverhalten. Wie bereits erwähnt, umfasst die Systemstruktur neben den Systemelementen und deren Eigenschaften auch deren



Wechselwirkungen. Hierzu zählen die Kontaktmechanik, sowie die ablaufenden tribologischen Prozesse.

Im Rahmen der systemanalytischen Betrachtung können die Reibungsenergie und der Materialverschleiß, welche bei der Funktionserfüllung entstehen, als Verlustgrößen betrachtet werden. Sie sind wie die funktionalen Ausgangsgrößen vom Beanspruchungskollektiv (Wirkbewegung und operative Größen) und der Systemstruktur abhängig.

Die Systemeigenschaft Verschleiß kann nur berechnet bzw. das Verschleißverhalten zuverlässig durch Simulation bewertet werden, wenn die oben genannten Zusammenhänge geeignet abgebildet werden. Eine detaillierte Betrachtung der Abbildung von Beanspruchungskollektiv und Systemstruktur zur Simulation des Rad-Schiene-Verschleißes erfolgt im nachfolgenden Kapitel 3.

Für eine geeignete Abbildung der Systemstruktur von zentraler Bedeutung ist dabei die Kenntnis der wesentlichen Prozesse in der Kontaktzone. Deshalb wird nach den im Folgenden dargelegten Grundlagen zum Rad-Schiene-Verschleiß in Abschnitt 2.3 auf die Grundlagen zum Rad-Schiene-Kontakt eingegangen.

## **2.2 Grundlagen zum Rad-Schiene-Verschleiß**

### **2.2.1 Verschleißmechanismen**

Wie bei den Erläuterungen zum Tribosystem bereits aufgezeigt, stehen die dominierenden Verschleißmechanismen in engem Zusammenhang mit den auftretenden Wirkbewegungen. Diese sind im Rad-Schiene-Kontakt das Gleiten und das Rollen.

Eine Gleitbewegung tangential zur Kontaktfläche hat ein höheres Potenzial Verschleiß zu verursachen, als eine Bewegung bei der sich die Kontaktflächen aufeinander zu bewegen, wie die des Rollens [79]. Da sich das Kontaktgebiet beim rollenden Rad in einen Haft- und einen Gleitbereich

aufteilen lässt (siehe Abschnitt 2.3), tritt jedoch auch hier eine tangentielle Gleitbewegung auf. Reines Gleiten liegt häufig beim Spurkranzanlauf vor. Beim Rollen auf der Lauffläche wird das Verschleißverhalten hingegen eher durch Ermüdung dominiert. Im Folgenden soll näher auf die Mechanismen des Gleitverschleißes und der Rollkontaktermüdung eingegangen werden.

**Gleitverschleiß** Nach Lewis [79] können je nach Kontaktbedingung vier unterschiedliche Mechanismen des Gleitverschleißes dominieren:

1. Beim adhäsiven Verschleiß wird davon ausgegangen, dass der Kontakt zweier Oberflächen über deren Rauheiten stattfindet. Unter der Last haften die sich berührenden Rauheiten zunächst aneinander. Durch einsetzende Gleitbewegungen schert oder reißt die Spitze des weicheren Materials ab, wobei es am härteren haften bleibt. Später löst sich das Material und formt so einen Verschleißpartikel. Dieser Mechanismus kann beim Spurkranzanlauf in Kurven beobachtet werden.
2. Als oxidativen Verschleiß bezeichnet man Verschleißraten, die niedriger als die des adhäsiven Verschleißes sind und bei geringeren Lasten und Gleitgeschwindigkeiten auftreten. Dies ist beispielsweise beim Laufflächenkontakt der Fall. Dem Mechanismus liegt die Ausbildung einer Oxidschicht an der Materialoberfläche zu Grunde, aus der unter Beanspruchung oxidierte Partikel ausbrechen.
3. Unter einer sehr heftigen Gleitbeanspruchung kann es zu großer Hitzentwicklung im Kontaktgebiet und zum thermischen Versagen der Oberfläche kommen. Solche Gleitbeanspruchungen können in sehr engen Kurven auftreten.
4. Von abrasivem Verschleiß wird gesprochen, wenn sich entweder Partikel im Kontaktgebiet befinden oder wenn die Materialschädigung der Oberfläche des einen Kontaktkörpers durch die härteren Rauheiten der Oberfläche des anderen Kontaktkörpers hervorgerufen wird. Ein typisches Schadensbild sind in Gleitrichtung verlaufende Rillen

und Riefen auf der Oberfläche. Aufgrund der offenen Systemstruktur ist eine Verschmutzung mit Partikel im Rad-Schiene-System quasi unumgänglich, bzw. sie wird beim Sanden sogar gezielt zur Reibwerterhöhung eingesetzt.

**Rollkontaktermüdung** Ermüdung entsteht infolge zyklischer Be- und Entlastung des Materials. Dies führt zur Bildung von Rissen und deren Ausbreitung und kann schließlich in das Auslösen von Partikeln aus der Oberfläche münden.

Dabei können sich die Risse unterhalb der Oberfläche oder an der Oberfläche bilden. Oberflächeninitiierte Risse sind nach [79] eine Folge von plastischer Deformation und Ratchetting. Üblicherweise wachsen diese Risse bis in eine maximale Tiefe von 5 mm, wobei Wasser- und Schmiermitteleinschlüsse die Rissausbreitung begünstigen können. Wenn die Risse sich zurück in Richtung Oberfläche verzweigen, kommt es schließlich zum Ausbruch von Materialpartikeln. Risse unterhalb der Oberfläche entstehen aufgrund von Spannungsspitzen an Materialdefekten und breiten sich zunächst weiter unterhalb der Oberfläche aus. Verzweigen sie sich in Richtung Oberfläche kommt es zum Ausbruch großer Materialstücke. Weitere Informationen bezüglich der genauen Mechanismen und der unterschiedlichen Phasen der Rissausbreitung sind in [18, 24, 79] zu finden.

Gleitverschleiß und Rollkontaktermüdung stehen im Rad-Schiene-Kontakt in enger Wechselwirkung. So führt ein starker Verschleiß dazu, dass die Materialschichten abgetragen werden, bevor sie ermüden können. Im Gegensatz dazu können bei sehr geringem Verschleiß Risse entstehen und sich ausbreiten. Um die Ausbildung großer Risse und das Ausbrechen größerer Materialbereiche zu vermeiden, werden die Oberflächen von Schienen deshalb nachgeschliffen und so die ermüdete Schicht abgetragen.

**Festlegung:** Im weiteren Verlauf der Arbeit wird der Verschleißbegriff

aus Abschnitt 2.1 eingeschränkt und bezeichnet stets nur den Abrieb durch Gleiten, auch den im Gleitgebiet beim Rollen.

### 2.2.2 Verschleißmodelle

Aufgrund der komplexen chemischen und physikalischen Wechselwirkungen sind die genauen tribologischen Prozesse der Verschleißentstehung bislang unbekannt und Gegenstand der Grundlagenforschung. Es gibt daher keine geschlossene Theorie, um den Verschleiß zu berechnen, sondern es werden empirische Modelle verwendet. Im Anwendungsbereich Rad-Schiene existieren grundsätzlich zwei verschiedene Ansätze zur Verschleißberechnung, die im Folgenden vorgestellt werden.

**Verschleißmodell nach Archard** Das Verschleißmodell nach Archard in Gleichung 2.1 geht auf die Arbeiten von Archard [5] und Holm [32] zurück. Archard modifizierte die Theorie von Holm, nach der Verschleiß ein atomarer Prozess ist, in dem der Abtrag von  $Z$  Atomen pro atomarer Berührung auf eine zur Last proportionale Verschleißrate führt.

Hierzu bestimmte Archard die Verschleißraten verschiedener Materialpaarungen mittels Stift-Ring-Versuchen. Basierend auf den experimentellen Ergebnissen entwickelte er ein Modell für den Materialabtrag, welches von rauen Oberflächen ausgeht. Dabei wurde angenommen, dass die Kontaktrauheiten und die entstehenden Verschleißpartikel Halbkugeln mit gleichem Radius  $a$  entsprechen. Die Verschleißrate  $w$ , also das Verschleißvolumen  $V$  pro Gleitstrecke  $s$ , hängt gemäß

$$w = \frac{V}{s} = K \frac{F_N}{3a} \quad (2.1)$$

von diesem Radius und der Normalkraft  $F_N$  ab. Nach [20] kann gezeigt werden, dass die Größe der Rauheiten von der Oberflächenhärte  $H$  abhängt,

sodass die Gleichung 2.1 zu

$$V = k \frac{F_N \cdot s}{H} \quad (2.2)$$

umgeschrieben werden kann. Dabei stellt  $k$  ebenfalls einen Proportionalitätsfaktor jedoch mit abweichendem numerischen Wert dar. Die Proportionalitäts- oder Verschleißfaktoren  $k$  können unter Variation der Kontaktbedingungen mittels Stift-Scheibe-Versuchen für die jeweilige Werkstoffpaarung ermittelt werden. Die Versuche zielen auf die Erstellung sogenannter Verschleißkarten, die ein Verständnis der zugrunde liegenden Verschleißmechanismen ermöglichen sollen. Auf die Koeffizienten und Verschleißkarten wird in Abschnitt 2.2.3 näher eingegangen.

**Energetisches Verschleißmodell** Fleischer [23] formulierte einen energetischen Verschleißansatz, in dem davon ausgegangen wird, dass für die Auslösung eines Verschleißpartikels aus dem Materialverbund Energie aufgewandt werden muss. Diese Energie ist bei kristallinen Stoffen die Gitterenergie.

Während ein Großteil der Reibarbeit im Kontakt als Wärme dissipiert wird, wird ein kleinerer Anteil durch zunehmende Gitterfehler (Versetzungen, Leerstellen, Zwischengitteratome, Stapelfehler) akkumuliert. „Diese Gitterfehler setzen die Bindungsenergie im Realkristall gegenüber dem Idealkristall herab“ und erhöhen so die innere Energie des Materials [23]. Dadurch wird „[...] die zur Aktivierung zahlreicher Vorgänge im Werkstoff zu überwindende Energieschwelle erniedrigt“ (Schatt [68] zitiert nach Fleischer [23]). Wenn die akkumulierte Energie schließlich ein kritisches Niveau erreicht, setzt plastisches Fließen ein oder es bildet sich ein Riss.

Auch nach [69] kann die eingebrachte Reibleistung, das Produkt aus Reibkraft  $F_R$  und Gleitgeschwindigkeit  $v_G$

$$\dot{E}_R = F_R \cdot v_G = \dot{E}_Q + \dot{E}_V + \dot{E}_M \quad (2.3)$$

in einem Wärmestrom  $\dot{E}_Q$ , der Entstehung von Verschleiß  $\dot{E}_V$  oder in Änderungen des Materials  $\dot{E}_M$  (Struktur, Topographie und Zusammensetzung) resultieren. Die genannten Theorien gehen also davon aus, dass das Verschleißvolumen

$$V = k_v \cdot W_R = k_v \cdot F_R \cdot s \quad (2.4)$$

proportional zur geleisteten Reibarbeit  $W_R$  bzw. Reibleistung ist. Dabei bezeichnet  $k_v$  hier ebenfalls einen von der Verschleißform, den physikalischen Eigenschaften und der Geometrie abhängigen Verschleißkoeffizienten. Der Verschleißkoeffizient kann in diesem Fall als der Versuch verstanden werden, experimentell den Energieanteil zu quantifizieren, der zur Entstehung von Verschleiß führt.

### 2.2.3 Verschleißkoeffizienten und -karten

Um die Verschleißmechanismen und deren Übergänge besser zu verstehen, führten Lim und Ashby [54] zahlreiche Versuche zur Bestimmung von Verschleißraten durch. Die Ergebnisse für unterschiedliche Kontaktdrücke und Gleitgeschwindigkeiten wurden zu sogenannten Verschleißkarten zusammengefasst (siehe Abbildung 2.2). Darin lassen sich die unterschiedlichen Verschleißbilder in Abhängigkeit der Beanspruchung voneinander abgrenzen. Es wurden sieben Verschleißmechanismen unterschieden. Die im Rad-Schiene-Kontakt herrschenden Bedingungen fallen gemäß dieser Verschleißkarten in den Bereich plastizitätsdominierter Verschleißformen (delamination wear).

Olofsson et al. [51, 57] griffen die Vorgehensweise von Lim und Ashby auf, um Verschleißkarten von verschiedenen Schienenmaterialien zu erstellen. Sie identifizierten drei Verschleißformen; milden, heftigen sowie katastrophalen Verschleiß. Damit werden keine bestimmten numerischen Werte der Verschleißrate beschrieben, sondern die Beobachtung, dass eine Steigerung der Beanspruchung zu einem sprunghaften Anstieg der Verschleißrate führt. Die drei Verschleißformen wurden den im Rad-Schiene-Kontakt zu erwartenden Kontaktbedingungen und Kontaktpunktlagen zugeordnet.

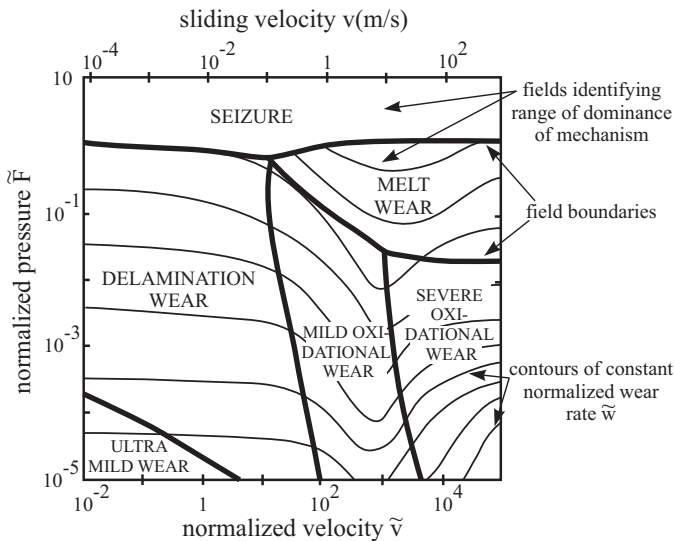


Abbildung 2.2: Mittels Stift-Scheibe-Versuchen experimentell erstellte Verschleißkarte für Stahl nach Lim und Ashby [54].

Demnach dominieren auf den Laufflächen der milde bis heftige Verschleiß und an der Schienenflanke sowie dem Spurkranz der heftige bis katastrophale Verschleiß. Über die Verschleißform an der Fahrkante wurde keine Aussage getroffen.

Die Verschleißkarten liefern mit den Verschleißkoeffizienten eine wichtige Eingangsgröße für die Verschleißberechnung mittels des Modells nach Archard.

### 2.3 Grundlagen zum Rad-Schiene-Kontakt

Da die Reibung und somit das Kraftschluss-Schlupf-Verhalten die Ursache des Verschleißes sind, ist die Kenntnis der wesentlichen Prozesse in der Kontaktzone für eine fundierte Aussage bezüglich des Verschleißverhaltens unabdingbar. Deshalb wird in diesem Abschnitt auf die im Rad-Schiene-

Kontakt wirkenden Kräfte sowie auf gängige Modelle zur Beschreibung des Rad-Schiene-Kontaktes eingegangen.

### 2.3.1 Rad-Schiene-Kräfte

Die Aufgaben des Rades sind es, das Fahrzeuggewicht abzustützen, die Spurführung zu gewährleisten und die Kräfte zum Bremsen und Beschleunigen zu übertragen. Der Rad-Schiene-Kontakt stellt das hierzu nötige Wirkflächenpaar zur Übertragung der auftretenden Kräfte zwischen Rad und Fahrweg dar. Dabei sind zwei Arten von Kräften zu unterscheiden, die Zwangs- oder Geometriekräfte in der Normalenebene und die Tangential-, Reib-, oder Schlupfkkräfte in der Tangentialebene [28].

Im Folgenden werden die Rad-Schiene-Kräfte näher erläutert. Anschließend wird auf deren Rolle bei der Spurführung im geraden Gleis und im Gleisbogen eingegangen, da die Zusammenhänge für die Beurteilung der Simulationsergebnisse in Kapitel 5 von Bedeutung sind.

**Zwangskräfte** In Abbildung 2.3 sind die geometrischen Zusammenhänge der wirkenden Zwangskräfte  $Q$  (Radlast),  $Y$  (Profilseitenkraft) und  $N$  (Normalkraft) schematisch dargestellt. Gemäß der Gleichungen,

$$N = \frac{Q}{\cos \gamma} \text{ und} \quad (2.5)$$

$$Y = Q \cdot \tan \gamma, \quad (2.6)$$

hängen die sich einstellende Normal- und Profilseitenkraft entscheidend von der Profilkontur bzw. der Tangentenneigung  $\gamma$  des Profils im Kontaktpunkt ab. Wie anhand der beiden in Abbildung 2.3 schematisch dargestellten Kontaktpunktorte zu sehen, nimmt die Tangentenneigung stark zu, wenn sich der Kontaktpunkt von der Lauffläche in Richtung Spurkranz verlagert. Infolgedessen steigen die Profilseitenkraft und die Normalkraft stark an.



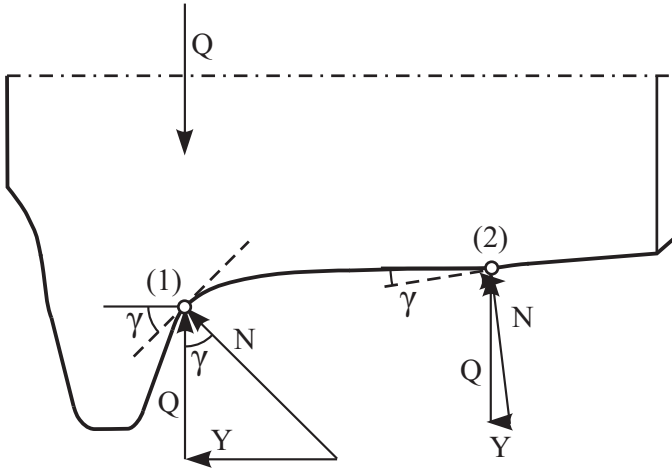


Abbildung 2.3: Zwangkräfte im Kontaktpunkt (○) zwischen Rad und Schiene beim (1) Spurkranz- und (2) Laufflächenkontakt; Q (Radlast), Y (Profilseitenkraft), N (Normalkraft),  $\gamma$  (Tangentenneigung).

**Tangentialkräfte** Die Tangentialkräfte im Rad-Schiene-Kontakt sind immer mit Relativgeschwindigkeiten bzw. Schlupf verbunden [28]. Dabei ist zwischen lokalem Schlupf bedingt durch die tangentielle Relativverschiebung sich kontaktierender Teilchen und globalem Schlupf zu unterscheiden. Der globale Schlupf  $v$  bezeichnet die auf eine beliebige Referenzgeschwindigkeit  $v_{ref}$  (meist die Fahrgeschwindigkeit) normierte Relativgeschwindigkeit zweier Körper in Kontakt [66]. Exemplarisch gilt für den Längsschlupf

$$v_x \equiv \frac{v - \omega \cdot R_w}{v_{ref}}, \quad (2.7)$$

wobei sich die Geschwindigkeitsdifferenz aus der translatorischen Geschwindigkeit  $v$  und der Umfangsgeschwindigkeit des Rades, dem Produkt aus dem Radradius  $R_w$  im Kontaktpunkt und der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ , ergibt. Die Tangentialkräfte resultieren aus der tangentialen Verformung der Körper im Kontaktgebiet, welche durch die Geschwindigkeitsdifferenz hervorgerufen wird. Dies soll im Folgenden am Beispiel des Längsschlupf-

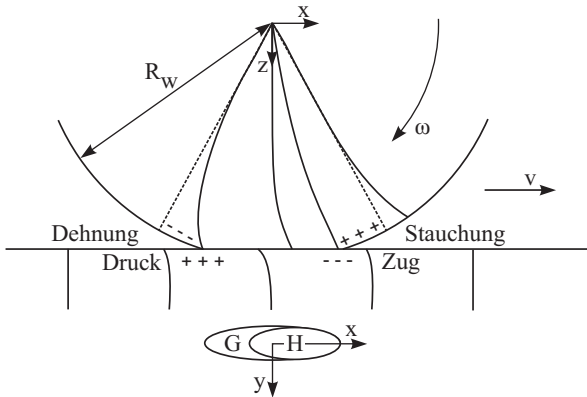


Abbildung 2.4: Modelldarstellung zur Entstehung von Gleitgebiet  $G$  und Haftgebiet  $H$  in der Kontaktzone bei negativem Längsschlupf (nach [28]), mit der translatorischen Geschwindigkeit  $v$  und der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ .

fes erläutert werden.

Unter Einwirkung der Radlast bildet sich ein flächiges Kontaktgebiet zwischen Rad und Schiene aus, in dem gegenüberliegende Materialteilchen aneinander gepresst werden. Beim Rollen ( $v_x = 0$ ) gibt es keine Relativbewegung dieser Teilchen, sodass alle Teilchen in der Kontaktfläche aneinander haften. Wenn jedoch Längsschlupf auftritt, beispielsweise beim angetriebenen ( $v_x < 0$ ) oder gebremsten ( $v_x > 0$ ) Rad, kommt es zu einer elastischen Verformung der Körper in tangentialer Richtung. Dabei überlagern sich die lokalen Verformungsgeschwindigkeiten im Kontaktgebiet mit der infolge des Längsschlupfes auftretenden globalen Relativgeschwindigkeit. Dies ist in Abbildung 2.4 schematisch für das angetriebene Rad dargestellt.

Die Materialteilchen des Rades laufen schneller in das Kontaktgebiet ein, als sich das Rad nach rechts bewegt ( $v_x < 0$ ). Dadurch wird die Randzone des Rades am Einlaufrand gestaucht und die relative Geschwindigkeit der Teilchen wird hier kleiner. Analog dazu verlassen die Materialteilchen des Rades das Kontaktgebiet am Auslaufrand ebenfalls schneller. Deshalb kommt es dort zur Dehnung der Randzone und die Relativgeschwindigkeit

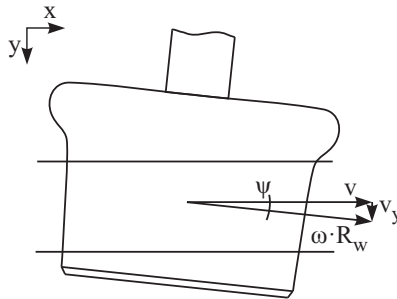


Abbildung 2.5: Draufsicht des schrägläufigen Rades, mit Anlaufwinkel  $\psi$ , translatorischer Geschwindigkeit  $v$ , Umfangsgeschwindigkeit  $\omega \cdot R_w$  und lateraler Relativgeschwindigkeit  $v_y$  (nach [28]).

der Teilchen erhöht sich.

Sobald die Teilchen des Rades mit der Schiene in Kontakt kommen, können sie sich nicht mehr relativ zueinander bewegen, bis sie das Haftgebiet verlassen. Aufgrund der Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Rad und Schiene bauen sich deshalb Tangentialspannungen auf, die kontinuierlich zunehmen. Da die maximal übertragbare Tangentialspannung jedoch begrenzt ist, gleiten die Teilchen in der Nähe des Auslaufendes aufeinander ab, und es entsteht ein Gleitgebiet. Wenn es ein Haft- und ein Gleitgebiet in der Kontaktzone gibt, wird von partiellem Gleiten gesprochen. Mit steigendem Schlupf wird das Gleitgebiet immer größer, bis schließlich im gesamten Kontaktgebiet Gleiten vorliegt.

Wie oben erwähnt, gibt es neben longitudinalen Tangentialkräften auch laterale Tangentialkräfte (Querreibkräfte), die entsprechend durch laterale Relativgeschwindigkeiten hervorgerufen werden. Bewegt sich beispielsweise ein Radsatz nicht genau in Fahrtrichtung, so entsteht ein Anlaufwinkel zwischen Rad und Schiene. Damit ist die sogenannte Einstellbedingung, wonach der Anlaufwinkel gleich Null ist, nicht erfüllt. Dies führt zu einer Querkomponente der Relativgeschwindigkeit (siehe Abbildung 2.5) und damit zu Querreibkräften.

**Festlegung:** Im weiteren Verlauf der Arbeit bezeichnet der Begriff Schlupf den auf die Referenzgeschwindigkeit normierten globalen Schlupf bzw. Starrkörperschlupf. Desweiteren werden die normierte Relativgeschwindigkeit von Materialpartikeln lokaler Schlupf und die lokale Geschwindigkeitsdifferenz der Partikel im Kontaktgebiet Mikroschlupf genannt.

**Spurführung** Im geraden Gleis führt ein seitlicher Versatz des Radsatzes dazu, dass die Tangentenneigungen im Kontaktpunkt des rechten und des linken Rades unterschiedlich sind. Diese Kontaktwinkeldifferenz führt zu unterschiedlichen Profelseitenkräften und damit zu einer zentrierenden Querkraft (siehe Abbildung 2.6a). Außerdem rollt das eine Rad auf einem kleineren Rollradius als das andere. Diese Rollradiendifferenz führt aufgrund der Drehzahlkopplung im Radsatz zu einer Wendebewegung des Radsatzes und sorgt so für dessen Selbstzentrierung im Gleis.

In der Realität wird dieser sogenannte Sinuslauf zusätzlich durch die Tangentialkräfte in der Kontaktzone beeinflusst. Ein Schema der wirkenden Kräfte ist in Abbildung 2.6 dargestellt. Beim lateral um  $y_l$  nach links verschobenen Radsatz ist die Umfangsgeschwindigkeit im Kontaktgebiet des rechten Rades geringer als die des linken Rades. Dadurch stellt sich ein Längsschlupf ein, infolgedessen das linke Rad durch die Längsreibungskraft  $T_{xL}$  abgebremst und das rechte Rad durch die Längsreibungskraft  $T_{xR}$  angetrieben wird, was eine Wendebewegung des Radsatzes zur Folge hat. Der sich in Folge dieser Wendebewegung einstellende Anlaufwinkel führt wiederum zu Querreibungskräften ( $T_{yL}$ ,  $T_{yR}$ ), deren Resultierende den Radsatz entgegen des anfänglichen Lateralversatzes verschiebt (siehe Abbildung 2.6b).

Bei der Fahrt im Gleisbogen wird die sich einstellende Rollradiendifferenz genutzt, um trotz des Wegunterschiedes zwischen bogenäußerem und bogeninnerem Gleis ein optimales Abrollen ( $v_x = 0$ ) zu ermöglichen. Die Rollradiendifferenz für optimales Abrollen im Bogen wird als Abrollbedingung bezeichnet.

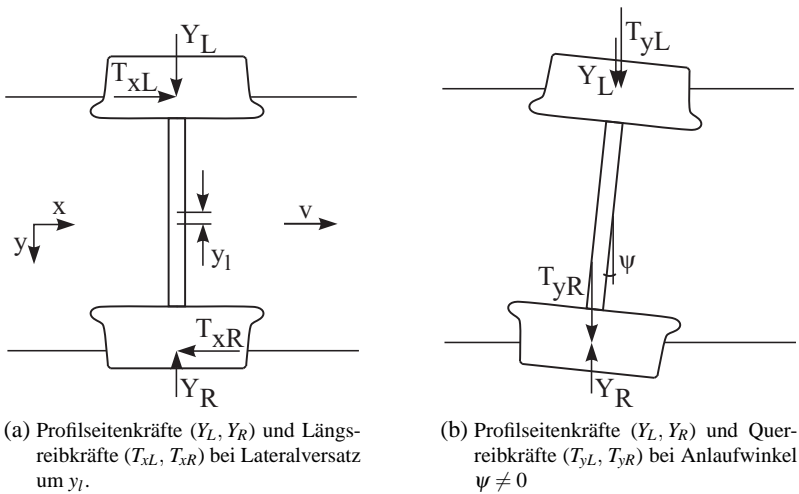


Abbildung 2.6: Schema der Kräfte am lateral verschobenen und am gedrehten Rad (nach [28]).

Da bei großen Bogenradien die benötigte Rollradiendifferenz gering ist, liegt der Kontaktpunkt noch im flachen Profilbereich. Dadurch sind die Seitenkräfte klein und die resultierende Querkraft am bogenäußeren Rad wird durch kleine laterale Tangentialkräfte am bogeninneren Rad kompensiert. Dafür ist ein kleiner Anlaufwinkel ausreichend, sodass sich der Radsatz bei großen Bogenradien nahezu radial einstellt.

Bei geringen Bogenradien ist die benötigte Rollradiendifferenz hingegen groß, wodurch der Kontaktpunkt in Richtung Spurkranz wandert. Infolgedessen tritt eine große Profilseitenkraft am bogenäußeren Rad auf, die bei längsschlupffreier Bogenfahrt durch große Querkräfte am bogeninneren Rad kompensiert wird. Dies erfolgt über große laterale Tangentialkräfte, die einen großen Anlaufwinkel erfordern. Die Einstellbedingung ist hier nicht mehr erfüllt.

In sehr engen Bögen kann neben der Einstellbedingung schließlich auch die Abrollbedingung nicht mehr erfüllt werden. Die Verletzung der Einstellbe-

dingung führt aufgrund des Anlaufwinkels zu großen Querreibkräften und die Verletzung der Abrollbedingung aufgrund der Drehzahlkopplung zu großen Längsreibkräften. Deshalb ist der Verschleiß in engen Gleisbögen besonders groß.

### 2.3.2 Kontaktmechanikmodelle

Bevor auf die gängigen Modelle zur Beschreibung der Kräfte im Rad-Schiene-Kontakt eingegangen wird, sollen zunächst kurz die wichtigsten Aspekte des zugrundeliegenden verallgemeinerten Kontaktproblems erläutert werden. Diese Erläuterungen stellen eine Zusammenfassung nach [34] dar, sodass für weiterführende Informationen auf diese Literatur und [39] verwiesen sei.

Wenn zwei Körper mit linear-elastischem Materialverhalten ohne äußere Lasten in Kontakt gebracht werden, so berühren sich zunächst nur die beiden Oberflächen (siehe Abbildung 2.7). Wird nun normal eine Last  $F_N$  aufgebracht, verformen sich die beiden Körper, und es stellt sich über die Druckverteilung  $p(x, y)$  ein Kräftegleichgewicht ein. Als Folge der Deformation kommt es zu einer normalen Annäherung  $\delta_z$  von Punkten weit entfernt vom eigentlichen Kontaktgebiet.

Wenn zusätzlich zur normalen Last tangentielle Lasten  $F_x$  und  $F_y$  aufgebracht werden, verformen sich die Körper auch in tangentielle Richtung, und es stellt sich über die Schubspannungen  $\tau_x(x, y)$  und  $\tau_y(x, y)$  ein tangentiales Kräftegleichgewicht ein. Die sich ebenfalls einstellenden tangentialen Abstände  $\delta_x$  und  $\delta_y$ , sowie  $F_x$  und  $F_y$  werden in der Abbildung nicht gezeigt.

Wie in Abschnitt 2.3.1 erläutert, kann es bei ausreichend großen tangentialen Kräften zu einer Gleitbewegung zwischen den beiden Körpern kommen. Dieses Gleiten beginnt mit Zunahme der tangentialen Lasten zunächst lokal, und zwar dort, wo der Kontaktdruck niedrig ist. Im Rest des Kontaktgebietes haften die Körper unter der normalen Last weiterhin aneinander. Die Voraussetzung hierfür ist ein ausreichend großer Haftreibbeiwert.

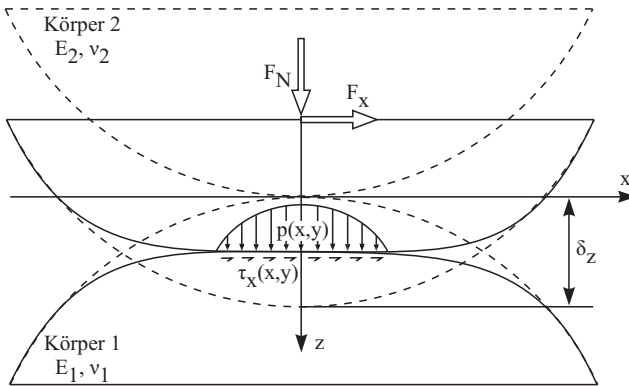


Abbildung 2.7: Schema des Kontaktes zweier elastischer Körper (Elastizitätsmoduln  $E_i$ , Poissonzahl  $\nu_i$   $i \in \{1, 2\}$ ) unter normaler und tangentialer Last  $F_N$  und  $F_x$ , mit der resultierenden normalen und tangentialen Spannungen  $p$  und  $\tau_x$  (nach [34]).

wert. Mit steigenden Tangentialkräften nimmt die Größe des Gleitgebietes zu, bis es sich schließlich über das gesamte Kontaktgebiet erstreckt. Dabei werden die maximal übertragbaren Tangentialspannungen sowie der Zusammenhang zwischen den Normal- und Tangentialspannungen durch das Reibungsverhalten des Kontaktes festgelegt.

Zusammengefasst kann das allgemeine Kontaktproblem gemäß [34] wie folgt formuliert werden:

*Finde für entweder bekannte Deformationen  $\delta_x$ ,  $\delta_y$  und  $\delta_z$  oder für bekannte Lasten  $F_N$ ,  $F_x$  und  $F_y$  oder Kombinationen davon die Spannungsverteilungen  $p(x, y)$ ,  $\tau_x(x, y)$  und  $\tau_y(x, y)$ .*

Wie oben erläutert, kann das Rollkontaktproblem zwischen Rad und Schiene als ein normales und ein tangenciales Problem betrachtet werden. Die Lösung dieser Kontaktprobleme kann je nach Kontaktsituation unterschiedlich komplex und je nach Verfahren unterschiedlich rechenintensiv sein.

**Hertzische Theorie** Die einfachste Lösung zur Bestimmung des Kontakt-

drucks für einen normal belasteten Kontakt lässt sich mittels der Hertzschen Theorie [30] ermitteln. Gemäß dieser Theorie kann das Kontaktgebiet zwischen Rad und Schiene als Ellipse betrachtet werden, deren Größe von der Krümmung von Rad und Schiene und der normalen Last  $F_N$  abhängt. Der maximale Kontaktdruck  $p_{max}$  lässt sich mittels

$$p_{max} = \frac{1}{\xi \eta} \sqrt[3]{\frac{3F_N E^2}{8\pi r^2 (1 - \nu^2)^2}} \quad (2.8)$$

berechnen, wobei  $r$  den äquivalenten Radius,  $E$  das Elastizitätsmodul,  $\nu$  die Poissonzahl und  $\eta$  bzw.  $\xi$  tabellierte Beiwerte bezeichnen. Das Elastizitätsmodul und die Poissonzahl lassen sich über

$$\frac{1 - \nu^2}{E} = \frac{1}{2} \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (2.9)$$

aus den Elastizitätsmoduln  $E_i$  und den Poissonzahlen  $\nu_i$  der Körper  $i \in \{1, 2\}$  bestimmen. Der äquivalente Radius ergibt sich bei konvexen Körpern nach

$$\frac{1}{r} = \frac{1}{r_{11}} + \frac{1}{r_{12}} + \frac{1}{r_{21}} + \frac{1}{r_{22}} \quad (2.10)$$

aus den Radien  $r_{i,h}$  der Kontaktkörper für die beiden Hauptkrümmungsebenen  $h \in \{1, 2\}$ . Außerdem lässt sich unter Vorgabe der  $x$ - bzw.  $y$ -Koordinaten die Druckverteilung  $p_H$  im elliptischen Kontaktgebiet mit den Hauptachsenradien  $a$  und  $b$ , mittels

$$p_H(x, y) = p_{max} \left\{ 1 - \left( \frac{x}{a} \right)^2 - \left( \frac{y}{b} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (2.11)$$

berechnen.

Für den Kontakt zwischen einem zylindrischen Rad und der Schienenkopfmittle lässt sich das Kontaktproblem als der Kontakt zwischen zwei orthogonal zueinander ausgerichteten Zylinder betrachten (siehe Abbildung 2.8). Die Beiwerte  $\xi$  und  $\eta$  haben dann den Wert Eins.



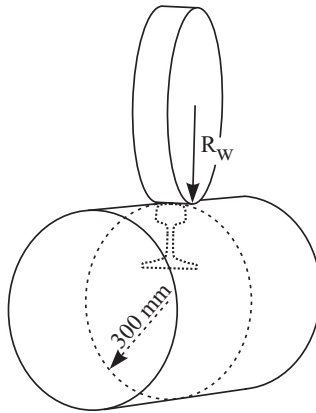


Abbildung 2.8: Vereinfachte Betrachtung des Kontaktes zwischen einem zylindrischen Rad mit dem Radius  $R_w$  und der Schienenkopfmittle.

Voraussetzung für die Anwendung der Hertzschen Theorie ist die Gültigkeit der folgenden Annahmen:

- (a) Die Kontaktoberflächen können als Polynome 2. Ordnung beschrieben werden.
- (b) Die Abmessungen des Kontaktgebietes sind klein im Vergleich zu den Abmessungen und Krümmungsradien der Kontaktkörper.
- (c) Die Kontaktkörper weisen linear-elastisches Materialverhalten auf.
- (d) Die Verzerrungen sind klein.
- (e) Die Kontaktoberflächen sind glatt.
- (f) Der Kontakt ist reibungsfrei.

Im Rad-Schiene-Kontakt stellen diese Annahmen Vereinfachungen dar, die in bestimmten Situationen klar verletzt werden. Beispielsweise kann bei hohen Achslasten die Fließgrenze überschritten werden, sodass das Materialverhalten nicht mehr elastisch ist. Die Verletzung dieser Annahme wird

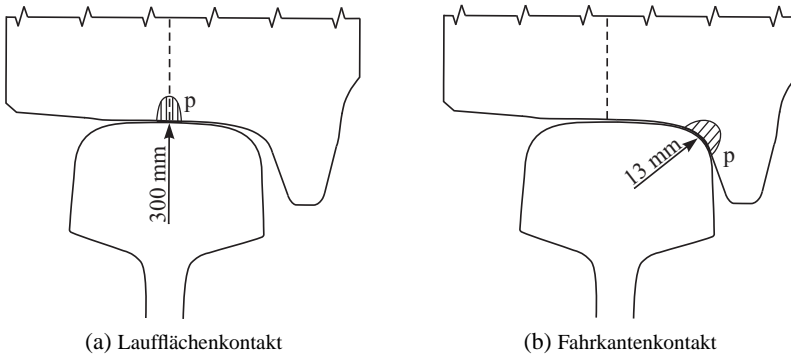


Abbildung 2.9: Schema des Kontaktes zwischen Rad und Schiene am Beispiel der Profilkombination VBK-Rad/S49E1; Messkreisebene (---).

jedoch geduldet, da davon ausgegangen wird, dass die elastische Einspielgrenze nicht in hohem Maße überschritten wird ([9] zitiert nach [61]).

Auch die 2. Annahme, dass die Kontaktkörper als Halbräume betrachtet werden können, wird an der Fahrkante und in der Hohlkehle eindeutig verletzt, da der Radius der Kontaktkörper hier von derselben Größenordnung wie das Kontaktgebiet (10 mm) sein kann (siehe Abbildung 2.9) [78]. Dies führt dazu, dass die Größe des Kontaktgebietes dort unterschätzt und die Spannungen dadurch überschätzt werden. In einer Studie von Telliskivi und Olofsson [78] betrug der Unterschied zwischen der FE-Lösung und Lösungen, die auf der Halbraumannahme basierend bestimmt wurden (Hertz/CONTACT), an der Fahrkante ungefähr 300% für die Kontaktfläche und mehr als 200% für den maximalen Kontaktdruck.

Trotzdem wird die Hertzsche Theorie aufgrund der kurzen Berechnungsdauer bevorzugt zur Lösung des Normalkontaktproblems in Fahrdynamik-Simulationen eingesetzt. Nicht-Hertzsche Verfahren sind deutlich komplexer, weshalb sie für Fahrdynamiksimulationen bisher nicht zum Einsatz kommen.

Bei der Lösung des Tangentialkontaktproblems geht es darum, die Tangentialkräfte in Abhängigkeit der Schlüpfе zu bestimmen.

**Carter** Einen ersten Ansatz zur Bestimmung der Tangentialkräfte beim Rollkontakt lieferte Carter [10] mit seinem Lösungsmodell. Dieses beruht auf der Betrachtung des Rollkontaktes eines unendlich langen Zylinders auf einer Ebene. Hierbei bildet sich ein rechteckiges Kontaktgebiet aus, in dessen laterale Richtung die Kontaktschubspannungen unverändert bleiben. Carter entdeckte, dass sich die Kontaktschubspannungsverteilung in longitudinale Richtung für diesen ebenen Fall als Differenz zweier Ellipsen ermitteln lässt. Die Kontaktschubspannungsverteilung ist in Abbildung 2.10a grafisch dargestellt, wobei die Tangentialspannungen so normiert wurden, dass sich Halbkreise ergeben.

Am Einlaufrand des Kontaktgebietes existiert bei ausreichend kleinem Schlupf ein Haftgebiet. In diesem Gebiet sind die Kontaktschubspannungen bei Annahme Coulombscher Reibung [66] kleiner als die sogenannte Haftgrenze  $\tau_1(x)$ , das Produkt aus Reibwert  $\mu$  und Kontaktdruck  $p(x)$ . Die exakte Kontaktschubspannungsverteilung  $\tau_x(x)$  ergibt sich, wenn im Haftbereich von

$$\tau_1(x) = \frac{\mu p_{max}}{a} \sqrt{a^2 + x^2} \quad (2.12)$$

ein zweiter Kreis

$$\tau_2(x^*) = \frac{\mu p_{max}}{a} \sqrt{a^{*2} + x^{*2}} \quad \text{mit } x^* = x + a_0 - a_0^* \quad (2.13)$$

subtrahiert wird [48]. Die Tangentialspannungen nehmen im Haftgebiet also kontinuierlich zu, bis mit der Haftgrenze die maximale Tangentialspannung erreicht ist. Für die Tangentialspannungen im sich anschließenden Gleitgebiet gilt demnach:

$$\tau_x(x) = \mu p(x). \quad (2.14)$$

Wie in Abschnitt 2.3.1 angedeutet, setzt sich der lokale Schlupf (normierter Mikroschlupf)  $s_x$  im stationären Fall aus dem Starrkörperschlupf  $v_x$  und der oberflächenparallelen Verzerrung  $\partial u_x(x)/\partial x$  zusammen, wobei  $u_x$  die

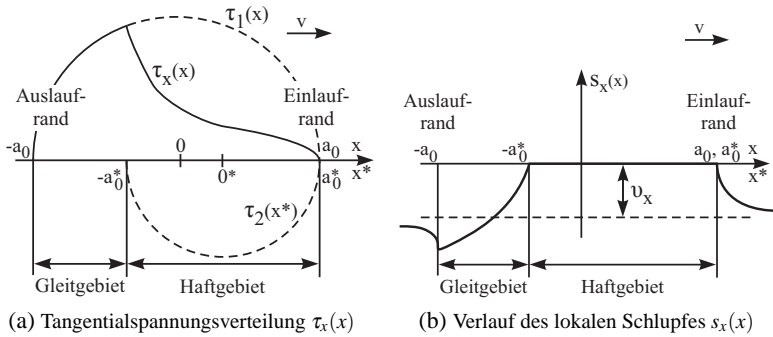


Abbildung 2.10: Lösung des Tangentialkontaktproblems nach Carter [10], für den mit der Geschwindigkeit  $v$  und positiven Schlupf  $v_x$  rollenden Zylinder.

Differenzverschiebung aus Rad- und Schienenverschiebung ist [48]. Damit gilt:

$$s_x(x) = v_x + \frac{\partial u_x(x)}{\partial x}. \quad (2.15)$$

In Abbildung 2.10b ist der Verlauf des lokalen Schlupfes im Kontaktgebiet grafisch dargestellt. Da die kontaktierenden Materialteilchen im Haftgebiet aneinander haften, ist der lokale Schlupf hier Null. Im Gleitgebiet steigt der lokale Schlupf betragsmäßig kontinuierlich an mit dem Maximum am Auslauftrand. Je größer der Schlupf, desto größer ist die Länge des Gleitgebietes. Außerhalb des Kontaktgebietes nähert sich der lokale Schlupf dem Starrkörperschlupf [48].

Für dreidimensionale Kontaktfälle, in denen sich die Kontaktspannungsverteilungen auch in laterale Richtung ändern, ist eine geschlossene Lösung des Kontaktproblems nicht mehr möglich, sodass numerische Verfahren angewandt werden müssen. Der Grund hierfür ist die zunächst unbekannte Grenzkurve zwischen Haften und Gleiten ([22] zitiert nach [15]).

**Kalkersche Theorien** Für den Rad-Schiene-Kontakt haben sich die An-

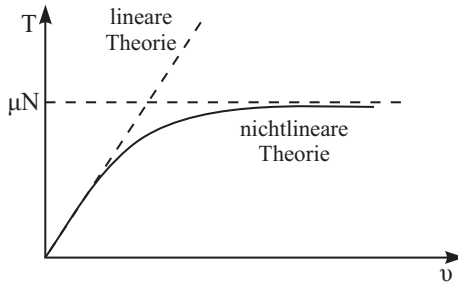


Abbildung 2.11: Nichtlinearer Verlauf des Kraftschlusses  $T$  über dem Schlupf  $v$ , mit der Haftgrenze  $\mu N$ .

sätze nach Kalker [41] etabliert. Er erarbeitete als erster eine vollständige numerische Lösung des dreidimensionalen Rollkontaktproblems [40].

Zunächst entwickelte Kalker die sogenannte lineare Theorie [40], die auf dem Ansatz von Carter basiert. Die lineare Theorie fußt auf der Annahme eines Hertzschen Kontaktes und geht davon aus, dass der Kraftschluss-Schlupf-Zusammenhang für den Fall kleiner Schlüpfe linear ist (siehe Abbildung 2.11). Das Ergebnis seiner Berechnungen lässt sich nach [42] in folgender Form angeben:

$$\begin{bmatrix} T_x \\ T_y \\ M_B \end{bmatrix} = -Gab \begin{bmatrix} C_{11} & 0 & 0 \\ 0 & C_{22} & \sqrt{ab}C_{23} \\ 0 & -\sqrt{ab}C_{23} & abC_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ \phi \end{bmatrix}. \quad (2.16)$$

Die longitudinalen bzw. lateralen Tangentialkräfte,  $T_x$  und  $T_y$ , sowie das Bohrmoment  $M_B$  hängen linear von den Starrkörperschlüpfen  $v_x$  bzw.  $v_y$  sowie vom Bohrschlupf  $\phi$  ab. Dabei bezeichnen  $G$ ,  $a$  und  $b$  das Gleitmodul bzw. die Halbachsen der Kontaktellipse. Die sogenannten Kalkerkoeffizienten  $C_{ij}$  sind vom Halbachsenverhältnis sowie von der Poissonzahl  $\nu$  abhängig und wurden von Kalker tabelliert.

Neben der linearen Theorie entwickelte Kalker eine nichtlineare Theorie [40, 41], mit der die Tangentialkräfte auch außerhalb des linearen Bereiches berechnet werden können. Diese wird als vollständige Theorie bezeichnet.

Hier müssen das Kontaktgebiet nicht elliptisch und die Materialeigenschaften der Kontaktkörper nicht identisch sein. Allerdings basiert die Theorie ebenfalls auf der Annahme eines linear-elastischen Materialverhaltens sowie quasi-statischem Kontakt. Außerdem muss weiterhin die Halbraumannahme erfüllt sein.

In der nichtlinearen Theorie überlagerte Kalker die Lösung zur Berechnung der elastischen Deformation eines Halbraumes unter normaler Last nach Boussinesq, mit der Lösung zur Berechnung der Deformation unter tangentialer Last nach Cerruti [35]. Die als Integralgleichungen formulierten konstitutiven Gleichungen des Kontaktproblems haben nach [81] die Form

$$u_i(\underline{x}) = \int_K A_{ij}(\underline{x}, \underline{y}) p_j(\underline{y}) d\underline{y}. \quad (2.17)$$

Dabei beschreiben die sogenannte Einflussfunktionen  $A_{ij}$  für die Koordinatenrichtungen  $i$  bzw.  $j \in \{n, x, y\}$  den Einfluss der Kontaktspannungen  $p_j$  an einem Punkt  $\underline{y}$  in der Umgebung auf die Verschiebungen  $u_i$  am betrachteten Punkt  $\underline{x}$  im Kontaktgebiet  $K$ . Das Kontaktproblem nach Gleichung 2.17 kann mittels des Variationsprinzips numerisch gelöst werden. Kalker implementierte den dazu nötigen Lösungsweg im Algorithmus CONTACT [44].

Da die vollständige Theorie hohe Rechenzeiten erfordert, entwickelte Kalker eine weitere Theorie, welche als Mittelweg zwischen der linearen und der vollständigen Theorie angesehen werden kann. Diese wird als vereinfachte Theorie [41] bezeichnet und bildet die Basis des Algorithmus FASTSIM [43]. In der vereinfachten Theorie wird die Verteilung des Kontaktdrucks und der Tangentialspannungen im Kontaktgebiet ähnlich der Winklerschen Bettung [83] berechnet, wobei in FASTSIM die Hertzsche Lösung des Normalkontaktproblems als Eingangsgröße dient. Für das Tangentialkontaktproblem werden die konstitutiven Gleichungen 2.17 unter der Annahme kleiner elastischer Verschiebungen zu einem linearen Zusammenhang,

$$u_i(\underline{x}) = L_i \tau_i(\underline{x}), \quad (2.18)$$

vereinfacht. Demnach sind die lokalen tangentialen Deformationen  $u_i$  proportional zu den Tangentialspannungen  $\tau_i$ , wobei die tangentialen Nachgiebigkeiten  $L_i$  von den Kalkerkoeffizienten abhängen. Im Gegensatz zur Lösung mittels der vollständigen Theorie sind die Deformationen an einem Punkt  $\underline{x}$  im Kontaktgebiet nun nicht mehr von allen Lasten um diesen Punkt, sondern nur von den Lasten an genau diesem Punkt abhängig.

Die Kalkerschen Theorien basieren alle auf der Halbraumannahme, sodass konforme Kontakte nicht berechnet werden können. Für den konformen Kontakt entwickelte Li [53] in seiner Dissertation aufbauend auf dem CONTACT-Algorithmus ein theoretisches Lösungsmodell. Dieses basiert auf der Zerlegung von Rad und Schiene in Quasi-Viertelräume, wobei die Einflussfunktionen mittels der Finite-Elemente-Methode (FEM) bestimmt werden.

**Finite-Elemente-Methode** Bei der FEM werden die gesamten Kontaktkörper diskretisiert – die Halbraumannahme ist hier nicht erforderlich. Dies ermöglicht die Berücksichtigung der tatsächlichen Gestalt von Rad und Schienen. Außer neuen Profilen können somit auch verschlissene Profile betrachtet werden. Denkbar ist auch die Berücksichtigung von Unrundheiten des Rades oder von Wellen auf der Schiene.

Außerdem kann der Kontaktvorgang für komplexere Material- und Reibungsmodelle untersucht werden. Denn das Materialverhalten ist aufgrund der hohen Kräfte im Rad-Schiene-Kontakt in den seltensten Fällen linear-elastisch. Vielmehr kommt es unter der Belastung zur plastischen Deformation und zur Verfestigung des Materials, was besonders bei der Entstehung der Rollkontaktermüdung von Bedeutung ist. Auch die Annahme trockener Reibung stellt im Rad-Schiene-Kontakt eine starke Vereinfachung dar. Die FEM bietet die Möglichkeit, Reibungsmodelle zu verwenden, welche die Druck-, Geschwindigkeits- und Temperaturabhängigkeit der Reibung berücksichtigen. Dies kann ebenfalls zu einer verbesserten Abbildung der realen Kontaktvorgänge beitragen.

Desweiteren können mittels transienter FE-Simulationen auch dynamische Kontaktvorgänge wie Weichenfahrten oder das Überrollen von Schienenstößen und -defekten berechnet werden. Auch zur numerischen Untersuchung des Entstehungsprozesses der Radpolygonisierung und der Wellenbildung auf der Schiene sind transiente Rechnungen erforderlich.

Für eine grundlegende Einführung und nähere Informationen zur Kontaktberechnung mittels FEM sei an dieser Stelle auf [49] und [67] verwiesen.



## **3 Simulationsmethodik**

Das Ziel dieser Arbeit ist die Simulation des Rad-Schiene-Verschleißes in sehr engen Gleisbögen, um auch das Verschleißverhalten von Straßenbahnen zuverlässig bewerten zu können. Die notwendige Voraussetzung dafür ist die Verfügbarkeit einer zuverlässigen Simulationsmethodik, welche die unterschiedlichen Einflussparameter der Systemeigenschaft Verschleiß geeignet abbildet. Im Kontext des Rad-Schiene-Verschleißes ist es dabei weniger das Ziel, die chemischen und physikalischen Einflüsse so detailliert wie möglich abzubilden, sondern den Einfluss der aus der Praxis bekannten, dominanten Parameter unter kontrollierten, definierten Bedingungen studieren zu können. Im vorliegenden Kapitel wird auf die einzelnen Aspekte der zu diesem Zweck entwickelten Simulationsmethodik eingegangen.

### **3.1 Entwicklung der Methodik**

Mit der entwickelten Simulationsmethodik soll es möglich sein, den Einfluss ausgewählter Parameter auf das Verschleißverhalten bei Straßenbahnen zu untersuchen. Deshalb erfolgt in Abschnitt 3.1.1 zunächst eine Zuordnung der wichtigsten Einflussparameter zur Systemstruktur bzw. zum Beanspruchungskollektiv gemäß der Methodik der Systemanalyse nach Czichos [14], um die Zusammenhänge zu strukturieren. Anschließend wird in Abschnitt 3.1.2 aus den Modellierungsanforderungen des Straßenbahnbetriebes die Vorgehensweise zur Verschleißsimulation abgeleitet. Der vorliegende Abschnitt schließt mit einer Darlegung der Annahmen (Abschnitt 3.1.3), welche als Basis für die Modellbildung getroffen wurden. Auf die implementierten Modelle wird im Anschluß daran in den Abschnitten 3.2 - 3.4 eingegangen.

### 3.1.1 Einflussparameter

Als Systemeigenschaft hängt der Rad-Schiene-Verschleiß von einer Vielzahl von Einflussgrößen ab. Einige aus der Praxis bekannte Einflüsse sind:

- (a) Rad-/Schiennenmaterial,
- (b) Rad-/Schiennenprofil,
- (c) Bogenradius,
- (d) Gleislage,
- (e) Kontaktpunktlage (Lauffläche, Hohlkehle, Spurkranz),
- (f) Fahrgeschwindigkeit,
- (g) Radlast,
- (h) Anlaufwinkel,
- (i) Reibwert (Schmiermittel, Witterung),
- (j) Fahrzeugkonfiguration,
- (k) Fahrwerkskonfiguration,
- (l) Sekundär-/Primäraufhängung.

Bei den Einflussparametern (a)-(i) handelt es sich um Betriebsparameter, welche sich im Betrieb kontinuierlich ändern. Die Parameter (j)-(l) sind konstruktive Parameter, welche im Allgemeinen konstant bleiben. Entsprechend der Systemanalyse nach Czichos [14] können die genannten Einflüsse der Systemstruktur und/oder dem Beanspruchungskollektiv zugeordnet werden.

Wie in Abschnitt 2.1 dargelegt, umfasst die Struktur des Rad-Schiene-Systems die Form- und Stoffeigenschaften von Rad und Schiene, sowie deren Wechselwirkungen über die tribologischen Prozesse und die Kontaktmechanik.

Für die Systemstruktur erfolgt im Folgenden eine nach diesen Strukturkomponenten getrennte Zuordnung der oben genannten, praxisbekannten

Einflüsse. Zusätzlich wird der Einfluss bzw. die Rückwirkung der jeweiligen Komponente auf andere Komponenten benannt.

**Stoffeigenschaft** Zu den Materialeigenschaften (a) gehören u.a. die Härte und das Gefüge von Rad und Schiene. Sie beeinflussen in Abhängigkeit von der Beanspruchung sowohl die Kontaktmechanik (Kontaktfläche und Spannungen) als auch den Reibungs- und Verschleißprozess.

**Formeigenschaft** Die Formeigenschaft oder Geometrie von Rad und Schiene wird von der Profilkontur (b) sowie von sonstigen Maßen wie Raddurchmesser und Gleisbogenradius (c) bestimmt. Auf der Ebene der Mikroskala können auch die Oberflächenrauheiten als Formeigenschaft betrachtet werden. Die Geometrie der Kontaktkörper wirkt sich auf die Geometrie im Kontaktgebiet und damit auf die Kontaktmechanik aus.

**Kontaktmechanik** Die Kontaktfläche, die Spannungsverteilung und die Aufteilung in Haft- und Gleitgebiet werden durch die Kontaktgeometrie in Kombination mit den Materialeigenschaften (a), dem Reibwert  $\mu$  (i) und dem Beanspruchungskollektiv festgelegt. Dabei ist die Kontaktgeometrie wiederum eine Funktion der Profilgeometrie (b), des Bogenradius (c) und der Kontaktpunktlage (e). Die Kontaktpunktlage wird von der relativen Position zwischen Rad und Schiene (lateraler Versatz und Anlaufwinkel (g)) bestimmt, die ihrerseits von der Fahrdynamik. Als Fahrdynamik wird die Bewegung des Zuges auf dem Gleis bezeichnet. Die hierbei wirkenden Kräfte, die auftretenden Geschwindigkeiten und die sich einstellende relative Position zwischen Rad und Schiene sind Teil des Beanspruchungskollektives.

**Tribologische Prozesse** Wie in Abschnitt 2.1 erläutert, sind Reibungsenergie und Materialverschleiß ebenso wie die funktionalen Größen von der Systemstruktur sowie dem Beanspruchungskollektiv abhängig. Die genauen tribologischen Prozesse sind Thema der Grundla-

genforschung, sodass hier nichts zur Wirkkette der Einflüsse gesagt werden kann. Jedoch dient der Reibwert ( $i$ ) in der Praxis häufig einer stark vereinfachten Charakterisierung des Reibverhaltens in der Kontaktzone. Er steht dabei stellvertretend für bestimmte Betriebsbedingungen (trockenes/nasses Gleis). Dies heißt nicht, dass das reale Reibverhalten selbst in Übereinstimmung mit dem Coulombschen Gesetz ist.

Der Reib- und Verschleißprozess hat eine Rückwirkung auf die Systemstruktur, da er die Eigenschaften der Systemelemente verändert.

Das Beanspruchungskollektiv umfasst nach [14] die folgenden Größen:

- Bewegungsart und -ablauf,
- Normalkraft,
- Geschwindigkeit,
- Temperatur,
- Beanspruchungsdauer.

Im Allgemeinen handelt es sich bei der Bewegung des Rades auf der Schiene um eine kontinuierliche Wälzbewegung. Dabei wird die Normalkraft im Wesentlichen von der aktuellen Radlast ( $g$ ) und der relativen Position zwischen Rad und Schiene bestimmt. Diese werde sowohl durch die Fahrzeugkonfiguration ( $j$ ) also auch durch die Fahrwerkskonfiguration ( $k$ ) beeinflusst. Die Fahrzeug- und Fahrwerkskonfiguration wirken sich auf die Radlast aus, da sie das Leergewicht des Fahrzeuges festlegen. Die mögliche relative Position des Rades hängt von den Anschlägen und Aufhängeigenschaften ( $l$ ) der Fahrzeug- und Fahrwerkskonstruktion ab, welche die Bewegungen einzelner Komponenten beeinflussen bzw. begrenzen. Für die aktuelle Radlast und relative Position spielt jedoch ebenso die Fahrdynamik, beeinflusst durch den Streckenverlauf/Bogenradius ( $c$ ) und die Gleislage ( $d$ ), eine entscheidende Rolle.

Die Fahrgeschwindigkeit des Schienenfahrzeuges ist im Allgemeinen durch

den Streckenverlauf und den Fahrplan vorgegeben, wobei sie (ohne Zugsicherungssysteme) letztlich vom Fahrer festgelegt wird. Welche translatorische und rotatorische Geschwindigkeiten des Rades sich in der jeweiligen Betriebsituation jedoch tatsächlich einstellen, ist wiederum von den Betriebsparametern und der Fahrdynamik abhängig.

Die Temperatur hängt beim offenen Rad-Schiene-System von der Umgebungstemperatur ab, wobei sie sich im Kontakt infolge der tribologischen Prozesse verändern kann (siehe Abschnitt 2.2). Die Dauer, für die ein Profilquerschnitt der Beanspruchung ausgesetzt ist, wird neben der Überrollgeschwindigkeit auch von der Größe des Kontaktgebietes und somit von der Kontaktmechanik beeinflusst.

### 3.1.2 Anforderungen und Vorgehensweise

Der Verschleiß kann bisher ausschließlich über empirische Modelle berechnet werden. Wie in Abschnitt 2.2.2 erläutert, berücksichtigen diese Berechnungsmodelle lediglich die Abhängigkeiten des Materialverschleißes von einzelnen Kontaktgrößen (Kontaktdruck/Reibkraft und Schlupf) in der Kontaktzone. Um die oben genannten betrieblichen und konstruktiven Einflüsse mittels Simulation studieren zu können, müssen die Einflussparameter und Wechselwirkungen des Gesamtsystems Fahrzeug-Fahrweg (z.B. die Fahrdynamik) durch eine entsprechende Simulationsmethodik in die Berechnung integriert werden. Dies bedeutet, dass das Beanspruchungskollektiv und die Struktur des Rad-Schiene-Systems so abzubilden sind, dass die in Abschnitt 3.1.1 genannten Einflüsse und deren Wechselwirkung geeignet berücksichtigt werden. Dabei stellt das Verschleißmodell den Ausgangspunkt zur Entwicklung der Simulationsmethodik und der Modellbildung dar – die begründete Auswahl des Verschleißmodells erfolgt in Abschnitt 3.2.

Die gängigen Modelle zur Verschleißberechnung im Rad-Schiene-Kontakt basieren auf den im Kontakt auftretenden Kontaktgrößen. Diese Kontakt-

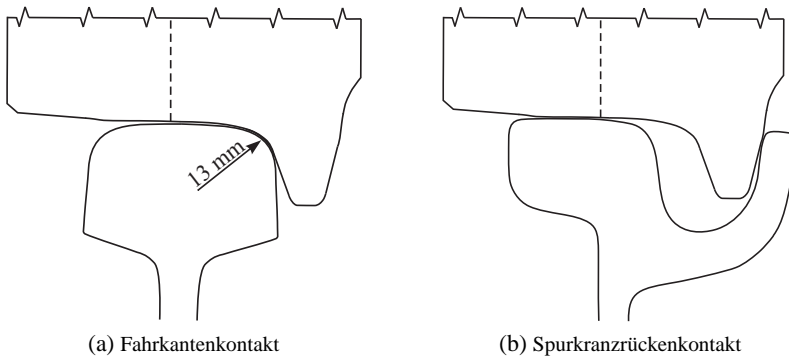


Abbildung 3.1: Kontaktsituationen zwischen Rad und Schiene bei Straßenbahnen am Beispiel der Profilkombinationen VBK-Rad/S49E1 (a) und VBK-Rad/Ri59N (b); Messkreisebene (---).

größen müssen durch Simulation des Rad-Schiene-Kontaktes bereitgestellt werden. Deshalb ist die Abbildung der Kontaktsituation zwischen Rad und Schiene für die Güte der Verschleißsimulation von zentraler Bedeutung. Eine geeignete Abbildung der Systemstruktur heißt im Kontext dieser Arbeit also vor allem, dass bei der Modellbildung die Gültigkeit der Modelle für die Kontaktbedingungen im Straßenbahnbetrieb berücksichtigt wird. Deshalb soll an dieser Stelle zunächst auf die Anforderungen, welche die möglichen Kontaktsituationen im Straßenbahnbetrieb an die Kontaktmodellierung stellen, eingegangen werden.

Die möglichen Kontaktsituationen im Straßenbahnbetrieb unterscheiden sich grundlegend von denen im Vollbahnbereich. Zwar liegt das Kontaktgebiet bei der Geradeausfahrt ebenfalls auf der Lauffläche. Jedoch kommt es bei Straßenbahnen aufgrund der innerstädtischen Streckenführung mit teilweise sehr engen Gleisbögen häufig zum Kontakt an Fahrkante und Hohlkehle bis hin zum Spurkranzkontakt (siehe Abbildung 3.1a). Bei der Fahrt auf Rillenschienen kann es außerdem auch zum Kontakt am Spurkranzrücken kommen (siehe Abbildung 3.1b). Je nach Lage des Kontaktgebietes kann die Geometrie der Kontaktkörperoberfläche dabei sehr unterschied-

lich sein. Dies hat Auswirkungen auf die Anforderungen zur Kontaktmodellierung.

Die Oberflächen der Laufflächen, der Schienenflanke und des Spurkranzes (innen und außen) können als Halbräume betrachtet werden, da die Abmessungen des Kontaktgebietes hier wesentlich kleiner als die Radien der Kontaktkörper sind (siehe auch Abbildung 2.9). Wie in Abbildung 3.1a zu sehen, kommt es an der Fahrkante und in der Hohlkehle jedoch zum konformen Kontakt und die Radien der Kontaktkörper sind von der selben Größenordnung wie die Abmessungen des Kontaktgebietes (10 mm). Somit ist die Halbraumannahme ungültig.

Die Verletzung der Bedingungen für die Halbraumapproximation ist der Hauptgrund, weshalb bisherige Simulationsmethodiken [37, 21], welche zur lokalen Kontaktanalyse auf FASTSIM oder CONTACT basieren, für enge Bogenradien [58] keine zuverlässigen Ergebnisse mehr liefern.

Im Rahmen der Verschleißsimulation bei Straßenbahnen muss zur Lösung des Kontaktproblems deshalb ein Verfahren gewählt werden, das keine Einschränkungen hinsichtlich der Geometrie aufweist bzw. auch für konformen Kontakt geeignet ist. Dies ist bei der FEM und dem Kontaktmodell von Li [53] der Fall.

Das Lösungsmodell für konformen Kontakt von Li basiert auf der Zerlegung von Rad und Schiene in Quasi-Viertelräume, wobei die Einflussfunktionen mittels der FEM bestimmt werden [53]. Li implementierte das Lösungsmodell in sein Programm WEAR, welches allerdings nicht frei verfügbar ist. Für die FEM gibt es hingegen zahlreiche kommerzielle Programme. Gleichzeitig bietet dieses Verfahren die Möglichkeit, in weiterführenden Studien auch komplexere Material- und Reibungsmodelle zu verwenden. Aufgrund der Tatsache, dass auch für das Modell von Li FE-Rechnungen durchgeführt werden müssen, und aus Gründen der Programmverfügbarkeit wurde zur Lösung des Rad-Schiene-Kontaktproblems im Rahmen dieser Arbeit die FEM gewählt.

Die FEM ist bei einer großen Anzahl an Elementen jedoch sehr rechenzei-

tintensiv, sodass der Versuch, das Gesamtsystem Fahrzeug-Fahrweg mittels diesem Verfahren zu berechnen, nicht zielführend ist. In der vorliegenden Arbeit wird das Rad-Schiene-System zur Kontaktanalyse deshalb losgelöst vom Gesamtsystem Fahrzeug-Fahrweg betrachtet. Die Verknüpfung mit dem Gesamtsystem erfolgt über das Aufbringen von Belastungen und Formulieren von Randbedingungen. Die aus der Fahrdynamik resultierenden Kraft-, Geschwindigkeits- und Positionsrandbedingungen des Rades (Beanspruchungskollektiv) können heute zuverlässig und kosteneffizient mittels MKS berechnet werden, sodass auch in dieser Arbeit darauf zurückgegriffen wird.

Die Vorgehensweise der Systemtrennung ermöglicht, dass sowohl die Fahrdynamik als auch der Rad-Schiene-Kontakt mit einem eigenen problemspezifischen Berechnungsverfahren behandelt werden können. Dies entspricht der aus dem aktuellen Kenntnisstand bekannten Vorgehensweise (siehe Abbildung 1.1). Dabei erfolgt die Trennung von Fahrdynamiksimulation und Kontaktberechnung bisher meist, um eine lokale Kontaktanalyse zu ermöglichen. Denn die Programme zur Fahrdynamiksimulation arbeiten mit den globalen Kontaktgrößen und stellen die Verteilungen über dem Kontaktgebiet im Allgemeinen nicht als Ergebnisgrößen bereit.

Im Rahmen dieser Arbeit besteht bei der Trennung der Berechnungen des Beanspruchungskollektives und der Kontaktgrößen jedoch ein Nachteil. Die Berechnungen der globalen Kontaktgrößen für das Beanspruchungskollektiv mittels MKS und der lokalen Kontaktgrößen zur Verschleißbewertung mittels FEM sind inkonsistent. Denn zur Berechnung des Rad-Schiene-Kontaktes in der MKS kommen die Hertzsche Theorie und FASTSIM zu Einsatz. Bekanntlich ist die diesen Verfahren zugrunde liegende Halbraumannahme an der Fahrkante ungültig. Dadurch werden die Größe des Kontaktgebietes unter- und die lokalen Spannungen überschätzt. In der Fahrdynamiksimulation werden allerdings globale Kräfte und keine Verteilungen benötigt, weshalb die Verletzung der Halbraumannahme in Kauf genommen wird. Dabei wird davon ausgegangen, dass die lokale Vertei-



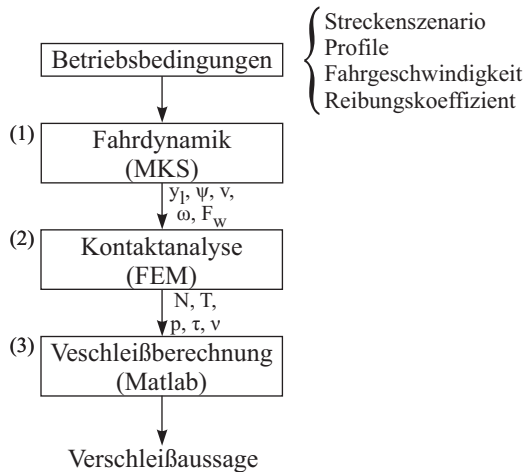


Abbildung 3.2: Schema der Methodik zur Simulation des Rad-Schiene-Verschleißes bei Straßenbahnen.

lung zwar inkorrekt, das Flächenintegral jedoch korrekt ist. Da in dieser Arbeit ebenfalls globale Größen als Eingangsgrößen (Beanspruchungskollektiv) für die Kontaktanalyse mittels FEM benötigt werden, wird die Inkonsistenz der Kontaktmodellierung geduldet. Zusammengefasst ergeben sich aus der Systemmethodik nach Czichos und den obigen Anforderungen hinsichtlich der Kontaktsituationen im Straßenbahnbetrieb drei sequenzielle Berechnungsblöcke. Abbildung 3.2 zeigt ein Schema der entwickelten Simulationsmethodik zur Verschleißbewertung bei Straßenbahnen. Es folgt prinzipiell dem, bereits aus dem Stand der Forschung bekannten, dreiteiligen Ablauf aus (1) Fahrdynamiksimulation mittels MKS, (2) lokale Kontaktanalyse und (3) Verschleißberechnung. Um den Kontaktbedingungen im Straßenbahnbetrieb Rechnung zu tragen, wurden jedoch die bisher zur lokalen Kontaktanalyse eingesetzten Verfahren FASTSIM bzw. CONTACT durch die FEM ersetzt.

Für gegebene Betriebsbedingungen (Streckenverlauf, Profile, Reibwert, Fahrgeschwindigkeit) wird mittels MKS das für die Kontaktanalyse benö-

tigte Beanspruchungskollektiv berechnet. Die bereitgestellten Randbedingungen sind der Lateralversatz  $y_l$ , der Anlaufwinkel  $\psi$ , die translatorische und rotatorische Geschwindigkeit des Rades  $v$  bzw.  $\omega$ , sowie die Radkraft  $F_w$ . In der sich anschließenden lokalen Kontaktanalyse werden die Verteilungen der normalen und tangentialen Kontaktkräfte  $N$  bzw.  $T$ , des Kontaktdrucks  $p$ , der Kontaktschubspannungen  $\tau$  und des Mikroschlupfes  $v$  als Eingangsgrößen für die Verschleißberechnung bestimmt. Zwischen den einzelnen Berechnungsschritten erfolgt jeweils eine Aufbereitung der Ausgangs- bzw. Eingangsgrößen mittels Matlab- bzw. Pythonskripten. Diese Schritte zur Datenaufbereitung sind im Schema nicht dargestellt. Auf sie wird jeweils im Rahmen der Modellbildung eingegangen.

### 3.1.3 Annahmen

Bei der Simulationsmethodik muss neben der Erfüllung der Anforderungen, die sich aus den Betriebsbedingungen bei Straßenbahnen ergeben, eine anwendungsbezogene Realitätsnähe und simulationstechnische Machbarkeit gegeben sein. Zu diesem Zweck ist es nötig, einige vereinfachende Annahmen für die Modellbildung zu treffen.

Die vorliegende Arbeit zielt auf eine erstmalige Durchführung von Simulationstudien bei Straßenbahnen, wobei ein besonderer Fokus auf dem Einfluss des Bogenradius liegt. Deshalb werden nur quasi-stationäre Betriebs-situationen bei Geradeausfahrt bzw. konstantem Bogenradius, jedoch keine Strecken mit variablen Streckenparametern betrachtet. Alle weiteren Annahmen werden in der folgenden Auflistung kurz zusammengefasst:

- (a) Neuprofile,
- (b) glatte Oberflächen,
- (c) trockene Reibung,
- (d) keine Zwischenstoffe,
- (e) Vernachlässigung der Umgebungsbedingungen,
- (f) ideale Gleislage,

(g) linear-elastisches, identisches Materialverhalten.

### 3.2 Verschleißmodell

Auf die im Bereich Rad-Schiene-Simulation verwendeten Verschleißmodelle wurde bereits in Abschnitt 2.2.2 eingegangen. An dieser Stelle soll nun ein geeignetes Modell für die Simulation des Rad-Schiene-Verschleißes bei Straßenbahnen gefunden werden.

Nach Clayton [13] gibt es kein allgemein gültiges Modell, um die absolute Verschleißrate für jeden Stahl und jede Betriebssituation berechnen zu können. Es sei daher wichtig, zu berücksichtigen für welchen Verschleißmechanismus ein Modell entwickelt wurde, und es soll nur auf solche Situationen angewandt werden, denen dieser Mechanismus zugrunde liegt.

Das Modell nach Archard geht von einem adhäsiven Abtrag der Oberflächenrauheiten aus. Vergleicht man die Verschleißraten von Lim und Ashby [54] mit den typischerweise im Rad-Schiene-Kontakt auftretenden Kontaktbedingungen, so dominiert hier plastisches Versagen. Nach Lim und Ashby folgt diese Verschleißform dem Modell von Archard. Je nach Kontaktort (Lauffläche, Fahrkante oder Schienenflanke) kann der Rad-Schiene-Verschleiß jedoch mild, heftig oder katastrophal sein (siehe [51, 57]). Nach Clayton gehen solche Änderungen der Verschleißrate streng genommen mit einer Änderung des Mechanismus einher [13], beispielsweise vom oxidativen über den adhäsiven Mechanismus zum thermischen Versagen. Seine oben genannte Forderung wäre bei Anwendung des Modells von Archard auf den Rad-Schiene-Verschleiß demnach nicht erfüllt, da dieser rein den adhäsiven Mechanismus zu Grunde legt.

Jedoch werden die Änderungen der Verschleißrate über den Verschleißkoeffizienten berücksichtigt, was qualitativ gute Ergebnisse liefert (siehe [36, 21]). Die mit Stift-Scheibe-Versuchen ermittelten Verschleißkoeffizienten sind jedoch nur unter exakt den Bedingungen gültig, unter denen sie bestimmt wurden. Dies macht eine Übertragung der unter Laborbedingungen durchgeführten Versuche auf die realen Bedingungen im Rad-Schiene-

Kontakt nicht unproblematisch.

Jendel [36] verwendete Verschleißkoeffizienten, die er aus den Untersuchungen von Olofsson und Telliskivi [57] abgeleitet hat. Da die Datenlage sehr eingeschränkt war, verwendete er bei der Verschleißberechnung Skalierungsfaktoren, um die Schwankungen in den Betriebsbedingungen zu berücksichtigen [37, 36]. Da die Faktoren jeweils so gewählt wurden, dass eine gute Übereinstimmung mit gemessenen Profilen erreicht wurde, entspricht dies einer nachträglichen Anpassung der Ergebnisse. Um die Verwendung von Skalierungsfaktoren zu reduzieren, schlug Enblom [21] deshalb die Verwendung verschiedener Verschleißkarten für drei von ihm definierte Umgebungsbedingungen (trocken, natürlich geschmiert und absichtlich geschmiert) vor. Jedoch griff er in Ermangelung solcher Karten ebenfalls auf die von Jendel [36] verwendete Verschleißkarte für trockene Bedingungen zurück. Diese skalierte er, um zusammen mit einer Anpassung des Reibungskoeffizienten feuchte Umgebungsbedingungen zu berücksichtigen.

Für die in dieser Arbeit betrachtete Materialpaarung im Straßenbahnbetrieb stehen keine Verschleißkarten zur Verfügung. Da die Radreifenmaterialien im Straßenbahnbereich aus Wartungsgründen weicher als die Schienenmaterialien sind [63, 17], können die Koeffizienten nicht einfach aus dem Vollbahnbereich übernommen werden. Das Modell nach Archard wurde aufgrund fehlender zuverlässiger Verschleißkarten und der gängigen Praxis der Ergebnisanpassung mittels Skalierungsfaktoren zum aktuellen Zeitpunkt als ungeeignet erachtet, um den Rad-Schiene-Verschleiß bei Straßenbahnen zu bewerten.

Der energetische Ansatz, der auf Fleischer zurück geht, ist laut Clayton [13] nur für einen bestimmten Mechanismus gültig. Begründet wird dies damit, dass beim Vorliegen von Übergangsbereichen zwischen verschiedenen Verschleißformen bereits kleine Änderungen der Kontaktbedingungen zu großen Änderungen der Verschleißrate führen. Die Tatsache, dass solche

Übergänge existieren, ist kein Grund, eine energetische Betrachtungsweise zu verwerfen. Wie oben erläutert, kann diesen Übergängen nämlich durch unterschiedliche Verschleißkoeffizienten Rechnung getragen werden. Außerdem betrachtet ein energetischer Ansatz keinen bestimmten Mechanismus, sondern stellt eine Leistungsbilanz dar. Es wird also der Frage nachgegangen, wie die aufgenommene Reibleistung des Systems anteilig umgewandelt wird (Wärme, Verschleiß oder Materialänderung), wobei die genaue Beantwortung dieser Frage Thema der Grundlagenforschung ist.

Im Kontext der Rad-Schiene-Verschleißsimulation ist es üblich den Anteil, der in Verschleiß mündet, durch experimentelle Koeffizienten zu quantifizieren. Wie für das Verschleißmodell nach Archard gibt es auch für das energetische Modell keine Verschleißkarten für die betrachtete Materialpaarung im Straßenbahnbetrieb. Es bleibt also die aufgenommene Reibleistung als Kriterium zur Beurteilung des Verschleißverhaltens. Zwar ist damit keine quantitative Aussage bezüglich des Materialabtrags entlang des Profils möglich. Wie bereits erwähnt, wird die quantitativ korrekte Profilveränderung in bisherigen Arbeiten jedoch ohnehin durch Anpassung der Skalierungsfaktoren erreicht (vgl. [37, 21, 58]).

Wird jedoch davon ausgegangen, dass jeder Energieeintrag kurz- oder langfristig eine Veränderung des Materials zur Folge hat, ist zumindest eine qualitative Beurteilung des Verschleißverhaltens möglich. Deshalb wurde in dieser Arbeit der energetische Verschleißansatz ohne Verwendung eines Verschleißkoeffizienten gewählt.

**Festlegung:** Die Annahme zur Verschleißbewertung lautet: Je höher der Reibenergieeintrag, desto größer der Verschleiß.

Da die lokal wirkende Reibleistung eine genauere Beurteilung des Verschleißverhaltens ermöglicht, wurde der Ansatz für eine lokale Betrachtungsweise formuliert. Der zu erwartende lokale Verschleiß ist demnach

proportional zur lokal wirkenden Reibleistung

$$\dot{E}_{Ri} = T_i v_i, \quad (3.1)$$

wobei  $T_i$  die tangentielle Kontaktkraft und  $v_i$  die relative Geschwindigkeit eines Materialpartikels  $i$  bezüglich des Gegenpartikels (Mikroschlupf) ist. Die Berechnung der lokal wirkenden Reibleistung bzw. der eingebrachten Reibenergie aus den in der Kontaktanalyse ermittelten Größen erfolgt in Matlab.

### 3.3 FE-Modell des Rad-Schiene-Systems

Nach Gleichung 3.1 entsteht Verschleiß nur dort, wo sich zwei Partikel relativ zueinander bewegen und somit Reibenergie eingebracht wird. Da beim rollenden Rad das Kontaktgebiet in Haft- und Gleitbereich unterteilt werden kann, entsteht Verschleiß demzufolge nur im Gleitbereich. Daher ist die Haft-Gleit-Unterscheidung eine Grundanforderung an das Rad-Schiene-Modell zur lokalen Kontaktanalyse. Diese Anforderung wird bei Verwendung der FEM erfüllt. Auf den Aufbau des FE-Modells und den Ablauf der Kontaktsimulation wird in den folgenden Abschnitten detailliert eingegangen.

#### 3.3.1 Numerisches Lösungsverfahren

Die Simulation des dynamischen Rollkontaktes zwischen Rad und Schiene wurde mittels des FE-Codes ABAQUS/Explicit (Version 6.12-3) [73] durchgeführt. Das explizite Lösungsverfahren wurde gewählt, weil beim Rollen des Rades vergleichsweise große Bewegungen auftreten [52]. Außerdem ermöglicht der Algorithmus die effiziente Lösung von Problemen mit einer großen Anzahl an Elementen. Es kommt ein Zentrale-Differenzen-Verfahren zum Einsatz, welches stabil ist, solange das Zeitinkrement kleiner als der kritische Zeitschritt ist [72]. Dieser kritische Zeitschritt steht in engem Zusammenhang mit der Zeit, die ein Spannungswelle braucht, um

die kleinste Elementdimension des Modells zu durchqueren. Daher kann das Zeitinkrement des expliziten Verfahrens sehr klein sein, wenn im Netz sehr kleine Elemente vorhanden sind. Außerdem bedeutet dies, dass in der Lösung des FE-Modells automatisch alle Schwingungsmoden des physikalischen Modells und des Netzes enthalten sind. Daher ist das FE-Modell auch geeignet, um diskontinuierliche Ereignisse, wie das Überrollen von Schienenstößen und -defekten, zu analysieren.

### 3.3.2 Abbildung der Systemstruktur

Da der Einfluss von Zwischenstoffen und Umgebungsbedingungen auf den Rad-Schiene-Verschleiß in dieser Arbeit nicht betrachtet wird, müssen lediglich die Kontaktkörper Rad und Schiene und deren Kontakteigenschaften modelliert werden.

**Kontaktkörper** Zur Kontaktanalyse wurde ein dreidimensionales Modell des Rades und der Schiene erstellt. Dabei wurden für die Simulation einer Kurvenfahrt jeweils axialsymmetrische Modelle der Profilquerschnitte zu rotationssymmetrischen Körpern rotiert. Die so erstellten Modelldateien der Kontaktkörper können anschließend in die Hauptsimulationsdatei eingebunden werden (siehe Abbildung 3.5).

Bei der Schiene handelt es sich um eine Vignolschiene S49E1 [2], wobei lediglich der Schienenkopf modelliert wurde. Für das Rad wurde das in Karlsruhe verwendete Profil aus Abbildung 3.6 implementiert. Während der Radius des Rades in der Messkreisebene 300 mm beträgt, ergibt sich der Radius des Gleisbogenstücks aus dem jeweiligen Bogenradius. Zur Simulation einer Geradeausfahrt wurde das gerade Schienenstück direkt als dreidimensionaler Körper erstellt.

Beide Körper wurden mit C3D8R- bzw. C3D6-Hexaederelementen vernetzt, wobei die Validierung des FE-Modells (siehe Kapitel 4) gezeigt hat, dass zur Kontaktanalyse auf der Kontaktfläche eine Elementkantenlänge von 0,5 mm erforderlich ist.

Tabelle 3.1: Werte der verwendeten Materialparameter.

Parameter	Wert	Einheit
Elastizitätsmoduln	210	GPa
Poissonzahlen	0,3	-
Materialdichte	7850	kgm <sup>-3</sup>

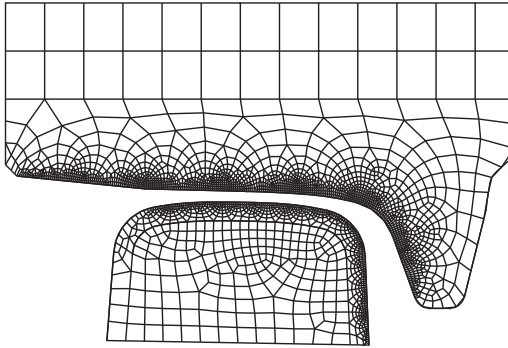


Abbildung 3.3: Vernetzung der Profilquerschnitte der Kontaktkörper Rad und Schiene.

**Kontakteigenschaften** Zur Lösung des Normal- und Tangentialkontaktproblems wurde das Penalty-Verfahren [31, 67] gewählt. Dazu wurde die Kontaktfläche der Schiene als Slave-Fläche definiert, die des Rades als Masterfläche. Bei der Berechnung des Kontaktdrucks wird bestimmt, ob ein Slave-Knoten die Master-Fläche durchdringt. Der Kontaktdruck  $p$  ist nach

$$p = k_p g \quad (3.2)$$

dann von der Tiefe der Durchdringung  $g$  abhängig, wobei  $k_p$  die Penalty-Steifigkeit bezeichnet [72].

Für den Tangentialkontakt wurde das Coulombsche Reibungsmodell [66] verwendet. Es wird angenommen, dass es keine relative Bewegung zweier



sich kontaktierender Partikel gibt, solange die äquivalente Kontaktschubspannung

$$\tau = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} \quad (3.3)$$

kleiner als die kritische Schubspannung  $\tau_{krit}$  ist, welche proportional zum Kontaktdruck  $p$  in der Form

$$\tau_{krit} = \mu p \quad (3.4)$$

ist. Dabei bezeichnet  $\mu$  den Reibungskoeffizienten und  $\tau_i$  die Kontaktschubspannungen in Koordinatenrichtung  $i \in \{1, 2\}$ .

Abaqus bietet die Möglichkeit, den Reibungskoeffizienten als Funktion des Kontaktdrucks, des Mikroschlupfes und der Temperatur im Kontaktpunkt zu definieren. Jedoch wurde in dieser Arbeit ein rein statischer Reibungskoeffizient verwendet, um den Einfluss des Reibungskoeffizienten auf den Verschleiß untersuchen zu können.

Wenn die äquivalente Schubspannung die kritische Schubspannung erreicht, setzt Gleiten ein. Dabei stimmt bei isotroper Reibung die Richtung des Mikroschlupf und der Kontaktschubspannungen überein und es gilt

$$\frac{\tau_i}{\tau} = \frac{v_i}{v}, \quad (3.5)$$

wobei  $v_i$  den Mikroschlupf in Koordinatenrichtung  $i \in \{1, 2\}$  und  $v$  den äquivalenten Mikroschlupf

$$v = \sqrt{v_1^2 + v_2^2}, \quad (3.6)$$

bezeichnen. Bei Verwendung des Penalty-Algorithmus in Abaqus/Explicit ist die relative Bewegung in der Abwesenheit von Schlupf gleich der Reibkraft dividiert durch die Penalty-Stefigkeit, sodass das Coulombsche Reibungsmodell regularisiert ist [72].

An dieser Stelle soll darauf hingewiesen werden, dass die genauen Prozes-

se der Reibung nach wie vor Gegenstand der Grundlagenforschung sind, sodass es sich um Modelle zur Beschreibung der Reibung handelt. Demnach ist bei Verwendung eines Reibungsmodells zur Berechnung des Reibungszustandes, und damit im vorliegenden Fall auch zur Abschätzung des Verschleißes, nur eine qualitative Betrachtung möglich. Außerdem muss für den jeweiligen Anwendungsfall entschieden werden, ob das verwendete Modell das Reibverhalten geeignet abbildet. Das zur Beschreibung des Rad-Schiene-Kontaktes häufig verwendete Coulombsche Reibungsmodell geht von trockener Reibung aus. Jedoch dient der Reibwert in der Praxis häufig einer stark vereinfachten Charakterisierung des Reibverhaltens in der Kontaktzone, sodass er für verschiedene Betriebsbedingungen (trockenes/nasses Gleis) verwendet wird. Dies heißt nicht, dass das reale Reibverhalten selbst in Übereinstimmung mit dem Coulombschen Gesetz ist.

Die Verwendung des Coulombschen Reibungsmodells kann aufgrund der Signumfunktion bei der Bestimmung der Reibkraft für  $v$  gleich Null zu numerischen Schwierigkeiten führen [3]. Diese numerischen Schwierigkeiten sind auch der Grund dafür, weshalb in dieser Arbeit das Penalty-Verfahren zur Lösung des Kontaktproblems gewählt wurde.

### 3.3.3 Aufbringung der Randbedingungen

Die Randbedingungen (Beanspruchungskollektiv) bilden die Verknüpfung zwischen dem Gesamtsystem Fahrzeug-Fahrweg und dem Rad-Schiene-Modell zur lokalen Kontaktanalyse.

Aufgrund des expliziten Lösungsverfahrens werden in der Lösung des Kontaktproblems auch der Einfluss der Strukturschwingungen und der Wellenausbreitung berücksichtigt. In der vorliegenden Arbeit werden jedoch quasi-stationäre Zustände betrachtet und das Kontakt-Modell mittels CONTACT (statischer Ansatz) validiert. Deshalb musste der Einfluss der Strukturschwingungen, die durch das Rollen des Rades auf der Schiene angeregt werden, durch die Wahl der Randbedingungen minimiert werden. Aus die-

sem Grund wurde die Schiene entsprechend [84] unter einer Einbauneigung von 1:40 fest mit dem Untergrund verbunden.

Als Randbedingungen des Rades wurden der Lateralversatz  $y_l$ , der Anlaufwinkel  $\psi$ , die translatorische und rotatorische Geschwindigkeit des Rades  $v$  bzw.  $\omega$ , sowie die Radkraft  $F_w$  aufgebracht, welche zuvor mittels der MKS ermittelt wurden. Die folgenden Erläuterungen zur Aufbringung der Randbedingungen des Rades beziehen sich auf das Modell zur Simulation des Bogenlaufs. Die Aufbringung der Randbedingungen bei der Geradeausfahrt ist deutlich einfacher und wird im Rahmen der Validierung des Rad-Schiene-Modells in Kapitel 4 beschrieben.

Zur Aufbringung der Geschwindigkeitsrandbedingungen beim Bogenlauf wurden sogenannte "Connector Elements" verwendet. Diese Verbindungselemente ermöglichen die einfache Definition von kinematischen Zwangsbedingungen. Außerdem ist es durch die Verbindung möglich, ein bestimmtes Bewegungsverhalten der verknüpften Modellkomponenten festzulegen. Ein Beispiel wäre ein Verbindungselement, das die Übertragung einer konstanten Drehgeschwindigkeit zwischen zwei versetzt ausgerichteten Achsen ermöglicht. Die Verbindungselemente wurden verwendet, um den Anlaufwinkel und den lateralen Versatz beim Rollen des Rades auf der gekrümmten Schiene bequem konstant zu halten. Die Verknüpfung der Verbindungselemente ist in Abbildung 3.4 skizziert, wobei die Elemente BE-AM (Balken) und HINGE (Scharnier) verwendet wurden.

In Abaqus werden alle Randbedingungen standardmäßig im globalen Koordinatensystem definiert, sofern nicht explizit ein lokales System angegeben wird. Der Ursprung des globalen Koordinatensystems  $xyz_{global}$  liegt im Kurvenmittelpunkt. In diesem System wurde das Rad über die Definition des Radmittelpunktknotens  $wc$  entsprechend des gewünschten Lateralversatzes auf der Schiene positioniert. Der Randmittelpunktknoten ist über ein "Kinematic Coupling" fest mit dem elastischen Radreifen verbunden. Es wurde ein zweiter Knoten  $wc_2$  als Hilfsknoten definiert, der mit dem Radmittelpunktknoten  $wc$  ortsidentisch ist. Dieser wurde über das Balken-

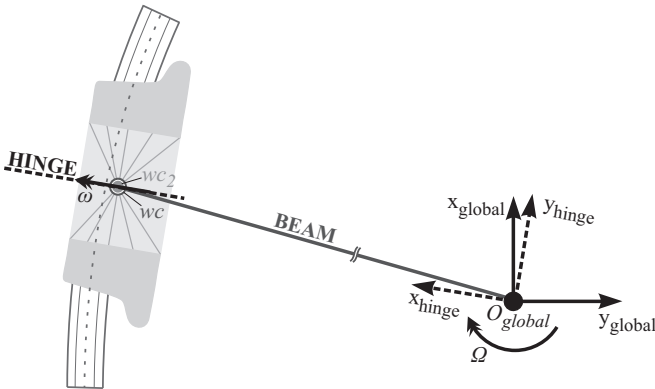


Abbildung 3.4: Aufbau des FE-Modells mit den Verbindungselementen HINGE und BEAM zur Aufbringung der Geschwindigkeitsrandbedingungen  $\omega$  und  $\Omega$ .

element mit dem Kurvenmittelpunktknoten  $O_{global}$  verbunden. Außerdem ist der Hilfsknoten  $wc_2$  über das Scharnierelement mit dem Knoten  $wc$  verbunden. Dabei wird die Drehachse des Scharniers über die Definition des Koordinatensystems  $xyz_{hinge}$  festgelegt. Die Drehachse wurde so ausgerichtet, dass sie der Orientierung der Radachse unter Berücksichtigung des Anlaufwinkels entspricht. Über die Ausrichtung des Koordinatensystems  $xyz_{hinge}$  lassen sich somit beliebige Anlaufwinkel des Rades einstellen.

Durch Vorgabe der Rotationsgeschwindigkeit  $\Omega$  um die  $z$ -Achse des Knotens  $O_{global}$  erfährt das Rad eine entlang der Schiene konstante Fahrgeschwindigkeit  $v$ . Um zu gewährleisten, dass die Scharnierachse auch bei der Bewegung des Rades entlang der Schiene mit der Radachse übereinstimmt, muss das Scharniersystem  $xyz_{hinge}$  entsprechend der Drehung des Rades um die Hochachse mitrotieren. Dies wurde erreicht, indem das Koordinatensystem am rotierenden Knoten  $O_{global}$  definiert wurde. Die Rotationsgeschwindigkeit des Rades  $\omega$  wurde über eine "Connector Motion" des Scharniers umgesetzt. Die Funktionsfähigkeit des beschriebenen Aufbaus wurde in einer Vorstudie überprüft.

Die Aufbringung der beiden Geschwindigkeitsrandbedingungen  $\Omega$  und  $\omega$ ,

sowie der Radkraft  $F_w$  erfolgte nicht schlagartig sondern durch sogenannte "Smooth Step"-Amplitudenfunktionen, wobei die Radkraft am Radmittelpunktknoten  $wc$  aufgebracht wurde. Um die Radkraft schneller aufbringen zu können, wurde für den Knoten  $wc$  außerdem eine translatorische Geschwindigkeit in positive  $z$ -Richtung als Anfangsbedingung definiert.

Durch das Aufbringen der Radkraft entstehen aufgrund des expliziten FE-Algorithmus starke Schwingungen [82]. Da diese Schwingungen das Erreichen eines quasi-stationären Zustandes verzögern, wurde ein Verbindungselement mit Dämpfungseigenschaften am Radmittelpunktknoten  $wc$  angebracht. Das zweite Ende dieses Dämpferelementes ist lediglich in vertikaler Richtung in seiner Bewegung eingeschränkt, horizontal jedoch frei beweglich. Nach mehreren Tests hat sich ein Dämpfungskoeffizient  $d_z$  von  $1500 \text{ kNs m}^{-1}$  als geeignet herausgestellt. Dieser Wert ist deutlich höher als der im MKS-Modell verwendete Wert für die Primärdämpfer von  $200 \text{ kNs m}^{-1}$ . Dies ist jedoch unkritisch, da im Rahmen der Kontaktanalyse keine vertikalen Bewegungen betrachtet werden, welche gedämpft würden.

In Abbildung 3.5 ist der gesamte Ablauf der lokalen Kontaktanalyse zusammengefasst dargestellt. Er umfasst die Erstellung der Kontaktkörper Rad und Schiene, die darauf folgende eigentlichen Kontaktsimulation sowie die abschließende Aufbereitung der Ergebnisse (siehe Abschnitt 3.3.4). Wie erläutert, werden zunächst die axialsymmetrischen Modelle der Profilquerschnitte berechnet (1). Die Ergebnisse dieser Rechnungen werden jeweils in einer weiteren Rechnung (2) zur Erstellung der rotationssymmetrischen Kontaktkörper verwendet. Die so erzeugten Modelldateien (3) des Rades und der Schiene werden anschließend gemeinsam mit den in der MKS ermittelten Parametern des Beanspruchungskollektives (4) in die Hauptsimulationsdatei (5) eingebunden. In der Hauptdatei sind die Kontakteigenschaften, die Anfangs- und Randbedingungen, die Simulationsschritte sowie die Ausgangsgrößen definiert.

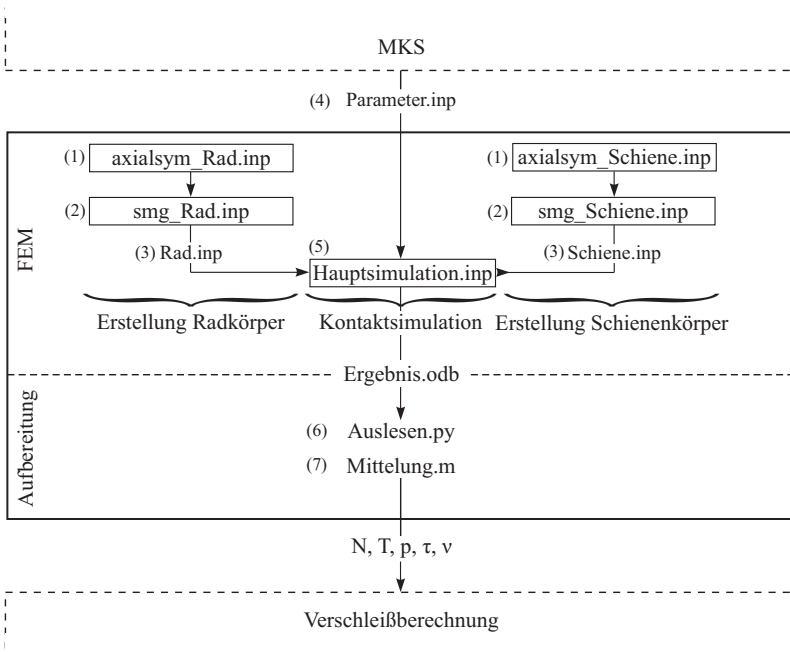


Abbildung 3.5: Gesamtablauf der Kontaktanalyse mittels der FEM.

### 3.3.4 Datenaufbereitung und Mittelungsverfahren

Wie zuvor erläutert, sind in der Lösung des Kontaktproblems aufgrund des expliziten Lösungsverfahrens alle Schwingungsmoden des physikalischen Modells und des Netzes enthalten. Da in dieser Arbeit jedoch quasi-stationäre Zustände betrachtet werden und das Modell mittels CONTACT validiert wird, wurden die Kontaktgrößen für die Dauer der Überrollung einer Kontaktgebietslänge gemittelt. Dieser Zeitraum beinhaltete die vollständige Überrollung eines Materialpartikels, vom Eintritt bis zum Austritt aus der Kontaktzone. In Abaqus/Explicit werden standardmäßig nur globale Ausgangsgrößen (History Outputs) gemittelt. Deshalb musste die Mittelung der lokalen Kontaktgrößen (Field Outputs) im Anschluß an die Simulation mit Hilfe eigens erstellter Skripte erfolgen. Hierzu wurden zu-

nächst mittels eines Python-Skriptes für alle betrachteten Zeitpunkte die einzelnen Kontaktgrößen an jedem Knoten der Schienenoberfläche aus der Ergebnisdatei extrahiert (siehe Schritt (6) in Abbildung 3.5). Der Zeitschritt zwischen den Zeitpunkten betrug  $t_M = 5\Delta t$  bzw.  $t_M = 20\Delta t$  (Bogenlauf mit Radius=30 m), wobei  $\Delta t$  das automatisch gewählte Zeitinkrement der jeweiligen Rechnung bezeichnet. Anschließend erfolgte die Mittelung der Kontaktgrößenverteilungen über die Zeitpunkte mittels eines Matlab-Skriptes (siehe Schritt (7) in Abbildung 3.5).

### 3.4 MKS-Modell des Schienenfahrzeuges

Die Simulation der Fahrzeug-Fahrweg-Interaktion zur Bestimmung des Beanspruchungskollektives erfolgte mittels der MKS-Software SIMPACK (Version 8.94) [71].

In einem Mehrkörpermodell werden mechanische Systeme durch massebehaftete Starrkörper, Gelenke (Joints), Zwangsbedingungen (Constraints) und masselose Feder- und Dämpferelemente (Force Elements) abgebildet. Dabei dienen die Gelenke, Zwangsbedingungen und Feder-Dämpferelemente der Definition der kinematischen Beziehungen der Starrkörper untereinander. In Simpack legen die Gelenke die Freiheitsgerade (FHG) der Starrkörper fest, Zwangsbedingungen können Freiheitsgerade sperren. Während jeder Starrkörper nur ein Gelenk besitzen darf, ist die Anzahl der Zwangsbedingungen unbegrenzt.

Das Rail-Modul von Simpack ermöglicht den Aufbau eines Mehrkörpermodells mit Rad-Schiene-Kontakt. Dabei wird zur Suche der Berührungspunktlage die äquivalente elastische Methode verwendet [70], welche bereits bei der Suche der Berührungspunktlage die Nachgiebigkeit des Materials der Kontaktkörper berücksichtigt. Die Berechnung der Rad-Schiene-Kräfte erfolgt mittels der Hertzschen Theorie und FASTSIM, wobei Mehr-Punkt-Kontakt möglich ist.

Als Referenzfahrzeug für das Fahrzeugmodell wurde die Niederflurstra-

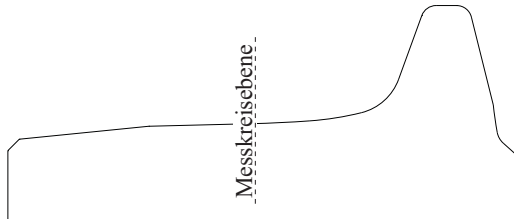


Abbildung 3.6: Radprofil der Verkehrsbetriebe Karlsruhe GmbH [64, 28].

ßenbahn GT6-70 D/N der Verkehrsbetriebe Karlsruhe GmbH (VBK) gewählt. Das sechsachsige Fahrzeug ist 28,7 Meter lang und verkehrt mit einer maximalen Geschwindigkeit von  $80 \text{ km h}^{-1}$  auf einer Spurweite von 1435 mm [25, 65]. Da die Stadtbahnwagen der VBK für das DB-Netz zugelassen sind, wurde für den Straßenbahnbetrieb in Karlsruhe das in Abbildung 3.6 dargestellte Radreifenprofil entwickelt. Es kombiniert die Kontur des S1002-Profiles mit den Anforderungen, die sich aus der Fahrt auf Rillenschienen ergeben. Der Raddurchmesser in der Messkreisebene beträgt 600 mm.

In Abbildung 3.7 ist die vom Referenzfahrzeug abgeleiteten Topologie des dreidimensionalen MKS-Modells dargestellt. Das Fahrzeugmodell besteht aus drei Wagenkästen und drei Fahrwerken mit je zwei Achsen, wobei das Fahrwerk des mittleren Wagenkastens ein Losradfahrwerk ist. Die Starrkörper der Wagenkästen sind untereinander über Zwangsbedingungen verbunden, wobei die rotatorischen Freiheitsgrade um die  $x$ -,  $y$ - und  $z$ -Achse offen bleiben. Die Verbindung der Wagenkästen, Fahrwerke und Radsätze erfolgt über Feder-Dämpferelemente, welche die Primär- und Sekundäraufhängung abbilden. Die konstruktiven Parameter des Fahrzeugmodells (Abmessungen, Masseneigenschaften und Feder- und Dämpfungskonstanten) wurden von den VBK [62] und der LogoMotive GmbH [75] zur Verfügung gestellt und sind im Anhang A aufgelistet. Als Radprofil wurde in Übereinstimmung mit dem FE-Modell das in Karlsruhe verwendete Radprofil aus Abbildung 3.6 implementiert.

In der vorliegenden Arbeit werden quasi-stationäre Betriebsituationen be-



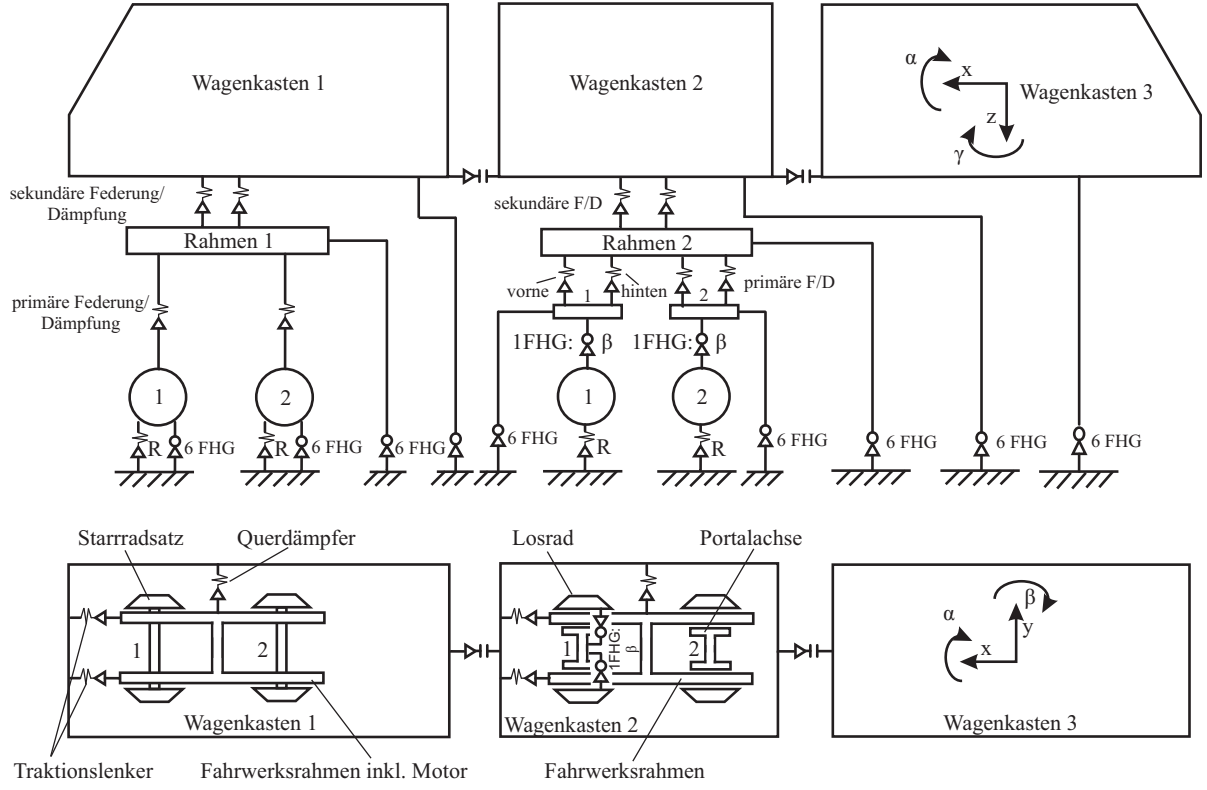


Abbildung 3.7: Topologie des MKS-Modells der GT6-70 D/N Niederflurstraßenbahn.

trachten, wobei der Fokus auf der Untersuchung des Einflusses des Bogenradius auf das Verschleißverhalten liegt. Zu diesem Zweck wurden quasi-stationäre Kurvenfahrten simuliert. Hierzu wurde für den Fahrweg eine Kurveneinfahrt, eine gerade Gleisstrecke, die durch einen Übergangbogen in einen Bogen mit konstantem Radius übergeht, modelliert. Das in Übereinstimmung mit dem FE-Modell verwendete S49E1-Schieneprofil hat eine Einbauneigung von 1:40. Außerdem wurde von einer idealen Gleislage ausgegangen und keine Kurvenüberhöhung betrachtet. Die für das FE-Modell benötigten Eingangsgrößen des Beanspruchungskollektives, welche mittels MKS ermittelt werden, sind:

- Lateralversatz  $y_l$ ,
- Anlaufwinkel  $\psi$ ,
- translatorische Radgeschwindigkeit  $v$ ,
- Winkelgeschwindigkeit des Rades  $\omega$ ,
- Radkraft  $F_w$ .

Diese Größen können in Simpack über sogenannte Sensoren erfasst werden, wobei die Ermittlung in unterschiedlichen Koordinatensystemen erfolgt. Die Sensorwerte nach Erreichen des quasi-stationären Zustandes wurden mittels eines Matlabskriptes auf den Radmittelpunkt transformiert und für die FE-Simulation aufbereitet. Die aufbereiteten Parameter wurden als Beanspruchungskollektiv in der Datei Parameter.inp bereitgestellt, die direkt in die Hauptsimulationsdatei des FE-Modells eingebunden werden kann (siehe Abbildung 3.5 (4)).

## 4 Validierung des Rad-Schiene-Modells

Eine notwendige Bedingung für die Zuverlässigkeit der entwickelten Simulationsmethodik ist die Zuverlässigkeit und Genauigkeit des Rad-Schiene-Modells zur lokalen Kontaktanalyse. In diesem Kapitel erfolgt daher eine Validierung bzw. Verifikation des dynamischen Rollkontaktmodells aus Abschnitt 3.3. Da derzeit kein experimentelles oder analytisches Verfahren existiert, um den Rollkontakt an der Schienenfahrkante zu validieren, wurde zur Validierung des Rad-Schiene-Modells der Fall des dynamischen Laufflächenkontaktes zwischen einer S49-Schiene und einem vereinfachten, zylindrischen Rad betrachtet [29]. Für linear-elastisches Materialverhalten erlaubt dieser Kontaktfall die Gegenüberstellung mit Lösungen, die mittels CONTACT berechnet wurden, dessen Zuverlässigkeit und Genauigkeit für den elastischen Laufflächenkontakt allgemein anerkannt ist. In den folgenden Abschnitten wird zur Validierung des Rad-Schiene-Modells größtenteils der Vorgehensweise von [84] gefolgt.

### 4.1 Modellaufbau

Die Abbildung 4.1 zeigt ein Schema des Aufbaus des vereinfachten Rad-Schiene-Modells. Ein zylindrisches Rad (Radius=300mm) rollt mit konstanter Geschwindigkeit  $v$  entlang der  $x$ -Achse eines geraden S49-Schienenstücks. Bedingt durch die Profilwahl erfolgt der Kontakt in der Schienenkopfmittle. Die Vereinfachungen gegenüber dem Modell in Abschnitt 3.3 bestehen zum Einen in der zylindrischen Kontaktfläche des Rades, zum Anderen wurde die S49-Schiene als gerades Schienenstück ohne Einbauneigung modelliert. Alle übrigen Modelleigenschaften, insbesondere die Material- und Kontakteigenschaften, entsprechen dem Modell in Abschnitt

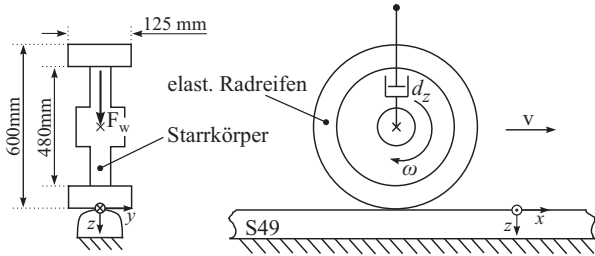


Abbildung 4.1: Aufbau des FE-Modells zur Validierung des Kontaktmodells.

3.3. Die Werte der verwendeten Modellparameter sind in Tabelle 4.1 aufgelistet.

Es wurden drei verschieden feine Netze betrachtet, wobei die Abmessungen der Elementflächen in der Kontaktfläche  $0,5 \text{ mm} \times 0,5 \text{ mm}$ ,  $0,75 \text{ mm} \times 0,75 \text{ mm}$  und  $1 \text{ mm} \times 1 \text{ mm}$  betragen. Diese Netze werden im Folgenden kurz  $0,5 \times 0,5$ -,  $0,75 \times 0,75$ - und  $1 \times 1$ -Netz genannt.

Die Aufbringung der Randbedingungen bei der hier simulierten Geradeausfahrt ist aufgrund des geraden Schienenstücks einfacher als beim Bogenlauf, sodass keine Verbindungselemente verwendet werden. Das Rad wurde über die Definition des Radmittelpunktknotens mittig auf der Schiene positioniert. Zu Beginn jeder Simulation wurde über die Amplitudenfunktion "Smooth Step" zunächst die Radkraft  $F_w$  am Radmittelpunktknoten in positive  $z$ -Richtung aufgebracht. Ebenfalls über die "Smooth Step"-Amplitudenfunktion wurden als weitere Randbedingungen die Rotationsgeschwindigkeit  $\omega$  um die Radachse sowie die translatorische Geschwindigkeit  $v$  am Radmittelpunktknoten aufgebracht. Auf diese Weise ins Rollen versetzt bewegt sich das Rad entlang der Schiene bis ein quasi-stationärer Zustand erreicht ist. Mit dem Erreichen des stationären Zustandes beginnt der betrachtete Zeitraum des Rollens, über den die Ergebnisse entsprechend der in Abschnitt 3.3.4 vorgestellten Vorgehensweise gemittelt wurden. Die Mittelungsdauer betrug ebenfalls eine vollständige Überrollung des Kontaktgebietes.

Durch Vorgabe der rotatorischen und translatorischen Geschwindigkeiten

Tabelle 4.1: Werte der verwendeten Modellparameter.

Parameter	Wert	Einheit
Raddurchmesser	600	mm
Radkraft $F_w$	60	kN
Dämpfungskoeffizient $d_z$	1500	$\text{kNs m}^{-1}$
Elastizitätsmoduln	210	GPa
Poissonzahlen	0,3	-
Materialdichte	7850	$\text{kg m}^{-3}$
Fahrgeschwindigkeit $v$	36	$\text{km h}^{-1}$
Reibwert $\mu$	0,5	-

können unterschiedliche Traktionskräfte  $T$  und somit Reibungszustände festgelegt werden. Diese Zustände lassen sich mittels des Traktionskoeffizienten

$$t = \frac{T}{N} \leq \mu = 0,5 \quad (4.1)$$

charakterisieren [84]. Es wurden zwei Fälle,  $t = 0,15$  und  $t = 0,34$ , simuliert, wobei im Rahmen der Validierung ein Reibungskoeffizient von  $\mu = 0,5$  gewählt wurde. Dieser führt nach [84] bei einem Traktionskoeffizienten von  $t = 0,15$  bzw.  $t = 0,34$  zu einer Aufteilung der Kontaktzone in Haft- und Gleitgebiet, die besonders für eine vergleichende Darstellung der FE- und CONTACT-Lösung geeignet ist.

In den Abschnitten 4.2 und 4.3 werden zunächst die Ergebnisse für das  $0,5 \times 0,5$ -Netz gezeigt. Anschließend erfolgt in Abschnitt 4.4 eine Betrachtung des Einflusses der Elementgröße auf die FE-Lösung. Die Darstellung der Kontaktgrößen erfolgt in dem in Abbildung 4.1 dargestellten kartesischen Koordinatensystem  $(xyz)$ , dessen Ursprung im Mittelpunkt des Kontaktgebietes liegt. Es werden immer die Kontaktgrößen der Schiene gezeigt.

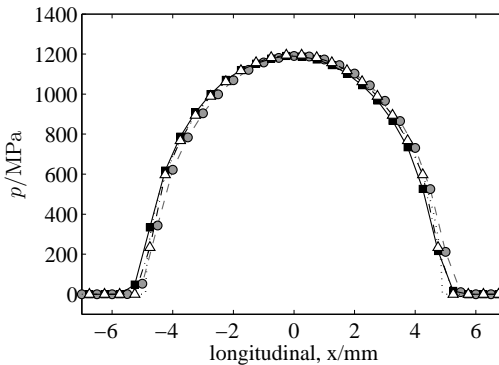


Abbildung 4.2: Verteilung des Kontaktdrucks  $p$  entlang der longitudinalen Achse; FEM:  $t = 0,34$  ( $\blacksquare$ ) und  $t = 0,15$  ( $\bullet$ ); CONTACT ( $\triangle$ ); Hertz ( $\cdot$ ).

## 4.2 Lösung des Normalkontaktproblems

Für die Lösung mittels der FEM gilt, dass ein Knoten dem Kontaktgebiet zugeordnet werden kann, wenn seine normal zur Kontaktfläche wirkende Knotenkraft  $N_n$  größer Null ist. Aus der Knotenkraft und der dem Knoten zugeordneten Fläche wird der Kontaktdruck  $p$  errechnet, wobei die Knotenfläche von der Diskretisierung abhängig ist. An dieser Stelle soll darauf hingewiesen werden, dass das S49-Schienenprofil in der Schienenkopfmittle einen Radius von 300mm hat. Gemeinsam mit dem Radius des Rades von ebenfalls 300mm kann für den Normalkontakt daher auch die Lösung nach der Hertzschen Theorie berechnet werden.

Abbildung 4.2 zeigt die Verteilung der Kontaktdrücke für die drei Lösungsansätze FEM, CONTACT und Hertzsche Theorie entlang der longitudinalen Achse des Kontaktgebietes (im Folgenden kurz  $y_0$ -Achse bzw. longitudinale Achse genannt). Die Verläufe weisen für alle drei Ansätze eine gute Übereinstimmung auf. Außerdem gilt zu betonen, dass der Reibungszustand  $t$  aufgrund der identischen Materialeigenschaften der Körper keinen Einfluss auf die Lösung des Normalkontaktproblems hat. In Tabelle 4.2 sind die Lösungen des Normalkontaktproblems quantitativ gegenübergestellt.

Tabelle 4.2: Vergleich der Lösungen des Normalkontaktproblems.

Ansatz	$p_{max}/\text{MPa}$	Kontaktgebiet		
		$a/\text{mm}$	$b/\text{mm}$	$A_K/\text{mm}^2$
FEM	1190	5,25	5	82,47
CONTACT	1195,2	4,75	4,75	70,88
Hertz	1197,6	4,89	4,89	75,12
$\Delta$ bezügl. CONTACT	-0,4%	10,5%	5,3%	16,4%
$\Delta$ bezügl. Hertz	-0,6%	7,4%	2,2%	9,8%

Die Länge der Halbachse  $a$  beträgt für die FE-Lösung 5,25 mm, was einer Kontaktflächenlänge von 21 Elementen entspricht. Bezüglich der Hertzischen Lösung mit einer Kontaktflächenlänge von 9,78 mm ergibt sich daher eine Abweichung von 7,4 %. Wie in Abbildung 4.2 zu sehen, hat der Fehler bezüglich der Kontaktflächenlänge  $A_K$  aufgrund des steilen Druckgradienten am Kontaktgebietsrand jedoch kaum einen Einfluss auf die Druckverteilung. Daher beträgt auch die Abweichung des maximalen Kontaktdrucks für die FE-Lösung lediglich -0,6 %. Die Abweichungen aufgrund der Diskretisierung sind unabhängig vom numerischen Verfahren und treten auch bei der CONTACT-Lösung auf. Zusammenfassend kann daher festgehalten werden, dass die FE-Lösung des Normalkontaktproblems bis auf die Diskretisierungsfehler gut mit den Lösungen nach der Hertzischen Theorie und mittels CONTACT übereinstimmt.

## 4.3 Lösung des Tangentialkontaktproblems

### 4.3.1 Haften und Gleiten

Von zentraler Bedeutung für die Verschleißberechnung mittels des in Abschnitt 3.2 gewählten Verschleißmodells ist die Unterscheidung von Haft- und Gleitgebiet in der Kontaktzone. Für die Knoten im Haftgebiet gilt, dass ihre Tangentialkraft die Haftgrenze noch nicht erreicht hat, sodass die Haft-

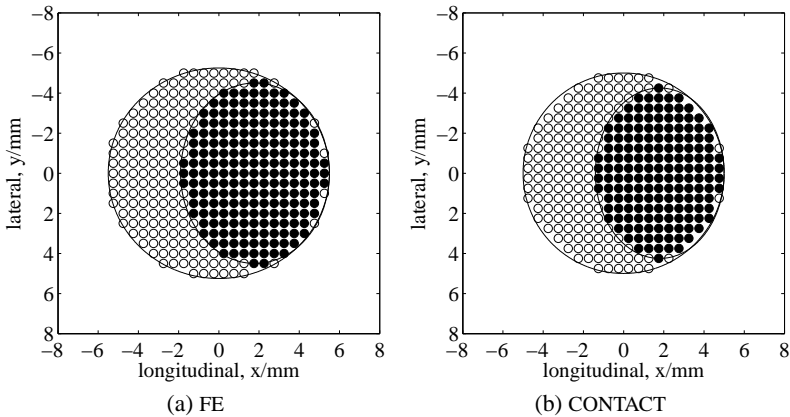


Abbildung 4.3: Vergleich der Aufteilung der Haft-Gleitgebiete für  $t = 0,34$ ; Knoten haftend ( $\bullet$ ); Knoten gleitend ( $\circ$ ).

Gleit-Unterscheidung nach Formel 4.2 erfolgen kann [84]. Ein Knoten haftet, wenn:

$$\mu N_n - |T_n| > \varepsilon, \quad (4.2)$$

wobei  $N_n$  und  $T_n$  die normalen bzw. tangentialen Kontaktkräfte des Knotens bezeichnen und der Toleranzfaktor  $\varepsilon = 0,5\%$  der maximalen tangentialen Knotenkraft beträgt. Dies bedeutet, dass ein Knoten fälschlicherweise dem Gleitgebiet zugeordnet werden könnte, wenn der Unterschied zwischen seiner tatsächlichen tangentialen Knotenkraft und seiner maximalen Haftkraft kleiner als  $0,5\%$  der größten im Kontaktgebiet auftretenden tangentialen Knotenkraft ist.

Die Abbildungen 4.3 bzw. 4.4 zeigen jeweils die Aufteilung des Kontaktgebietes in Haft- und Gleitbereich für die FE-Lösungen und CONTACT-Lösungen bei einem Traktionskoeffizienten von  $t = 0,34$  bzw.  $t = 0,15$ . Dabei stellen die Kreise jeweils die Knoten bzw. Zentren der Oberflächenelemente des FE- bzw. CONTACT-Modells dar. Die schwarzen Kreise markieren die Knoten im Haftgebiet, die weißen die Knoten im Gleitgebiet.



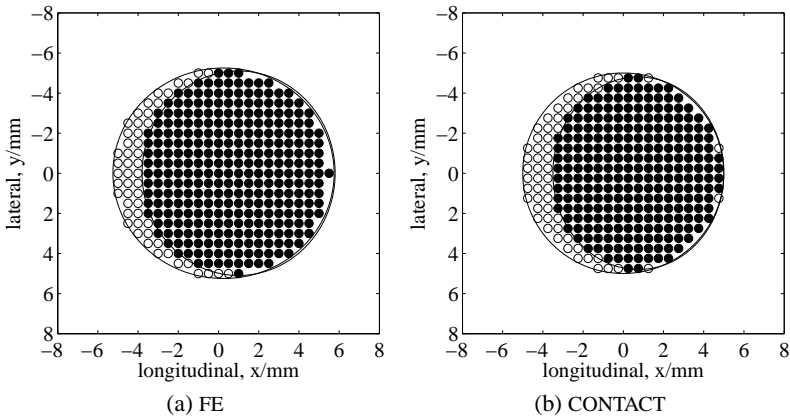


Abbildung 4.4: Vergleich der Aufteilung der Haft-Gleitgebiete für  $t = 0, 15$ ; Knoten haftend (●); Knoten gleitend (○).

Bei beiden Lösungsansätzen ist am Einlaufrand der Kontaktzone das Haftgebiet zu erkennen, dessen Größe mit zunehmender Traktionskraft abnimmt. Ein Vergleich der Abbildungen 4.3a und 4.3b sowie 4.4a und 4.4b zeigt, dass die mittels der FEM und mittels CONTACT berechneten Gebiete bezüglich ihrer relativen Größe und Lage in der Kontaktzone für beide Reibungszustände gut übereinstimmen. Für die FE-Lösungen betragen die Anteile des Haftgebietes an der Kontaktzone bei einem Traktionskoeffizienten von  $t = 0, 34$  bzw.  $t = 0, 15$ , 60 % bzw. 85,7 %. Dies stimmt gut mit den flächenmäßigen Anteilen der CONTACT-Lösung von 57,3 % bzw. 84,2 % überein, sodass der maximale relative Fehler lediglich 2,7 % beträgt.

### 4.3.2 Kontaktschubspannungen

Die äquivalenten Kontaktschubspannungen  $\tau$  sind eine der beiden Kontaktgrößen, die zur Berechnung der Reibleistungsdichte benötigt werden. Abbildung 4.5 zeigt die Verteilung des Betrags der Kontaktschubspannungen entlang der longitudinalen Achse für einen Traktionskoeffizienten von  $t = 0, 34$ . Beginnend am Einlaufrand des Kontaktgebietes steigen die Kontakt-

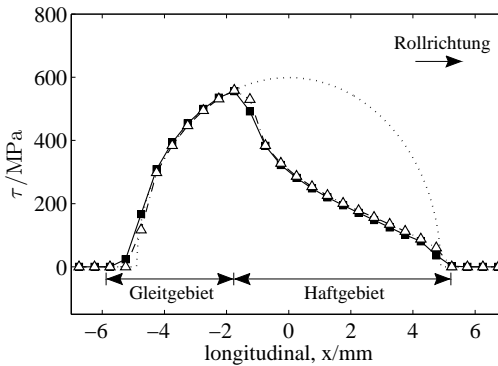


Abbildung 4.5: Verteilung der Kontaktschubspannungen  $\tau$  (Betrag) entlang der longitudinalen Achse; FEM (—■—); CONTACT (·-△-·); Hertzscher Druck  $\times \mu$  (· · ·).

schubspannungen im Haftgebiet zunächst kontinuierlich an. Nach dem Erreichen der Haftgrenze (Auslaufrand des Haftgebietes) folgen sie im Gleitgebiet dem Verlauf des Kontaktdrucks. Dabei stimmen die Kontaktschubspannungsverläufe der FE- und der CONTACT-Lösung sowohl im Haftgebiet als auch im Gleitgebiet gut überein.

### 4.3.3 Verifikation des Mikroschlupfes

Die zweite Kontaktgröße, die zur Berechnung der Reibleistungsdichte benötigt wird, ist der äquivalente Mikroschlupf  $v$ . Da für das FE-Modell zur Lösung des Kontaktproblems eine Regularisierung des Coulombschen Reibungsmodells erfolgt, kann dieser nicht mittels CONTACT validiert werden. Deshalb soll im Folgenden die Verteilung des Mikroschlupfes anhand der Theorie (siehe 2.3) verifiziert werden.

Die mittels der FEM berechnete Verteilung des Betrags des Mikroschlupfes entlang der longitudinalen Achse ist in Abbildung 4.6 dargestellt. Sie ähnelt dem Verlauf des Mikroschlupfes nach dem Lösungsmodell von Carter (siehe Abbildung 2.10b). Der Mikroschlupf nimmt im Haftbereich positive Werte nahe Null an und steigt im Gleitbereich in Richtung des Aus-

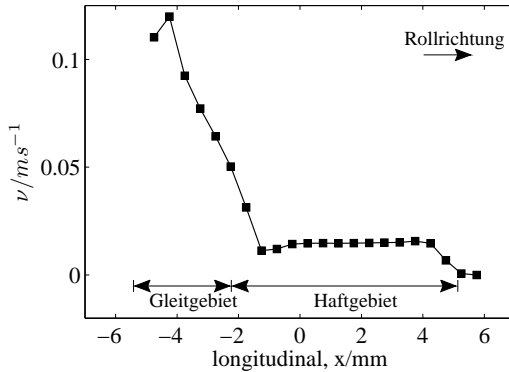


Abbildung 4.6: Verteilung des Mikroschlupfes  $v$  (Betrag) entlang der longitudinalen Achse für  $t = 0,34$ .

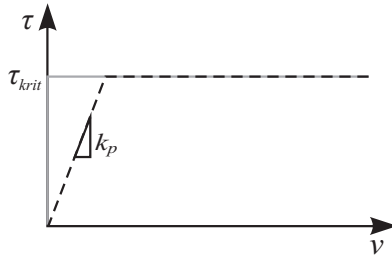


Abbildung 4.7: Graphischer Vergleich des Coulombschen Reibungsmodells (—) und des aufgrund des Penalty-Verfahrens regularisierten Modells (---).

laufrandes aus der Kontaktzone an. Positive Mikroschlupfwerte im Haftbereich bedeuten, dass bei der FE-Lösung im strengen Sinne kein Haften vorliegt. Dies lässt sich mit der durch das Penalty-Verfahren bedingten Regularisierung des Tangentialkontaktproblems erklären. In Abbildung 4.7 ist das Coulombsche Modell dem regularisierten Modell graphisch gegenüber gestellt. Beim regularisierten Modell gilt im "Haftgebiet"

$$\tau = k_p v, \quad (4.3)$$

wobei  $k_p$  die Penalty-Steifigkeit bezeichnet. Im "Haftgebiet" kann demnach auch durch Wahl einer sehr hohen Steifigkeit nur unendlich langsames Kriechen realisiert werden. Berücksichtigt man dies, so ist der in Abbildung 4.6 dargestellte Verlauf des Mikroschlupfes plausibel. Da für die Berechnung des Verschleißes nur die Mikroschlupfwerte im Gleitgebiet verwendet werden, stehen gemeinsam mit der Tangentialspannung nun alle benötigten Größen zur Verschleißbewertung zur Verfügung.

#### 4.4 Einfluss der Elementgröße auf die Lösung

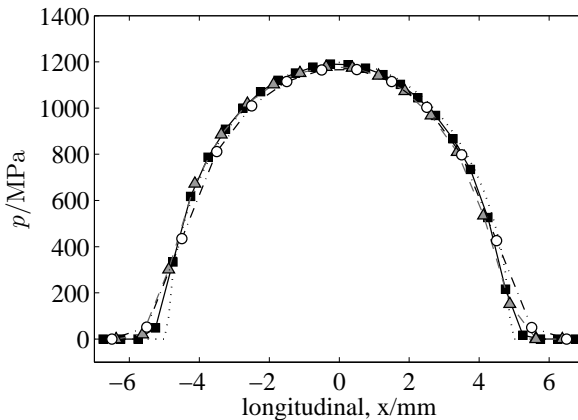
Im vorherigen Abschnitt konnte die Zuverlässigkeit des FE-Modells für das  $0,5 \times 0,5$ -Netz gezeigt werden. Ein solch feines Netz ist sowohl bei der Berechnung als auch bei der anschließenden Datenauswertung sehr rechenintensiv. Denn neben der zurückgelegten Strecke und der Fahrgeschwindigkeit beeinflussen vor allem die folgenden beiden Faktoren die Rechenzeit und den Aufwand der Auswertung:

1. Die Anzahl der Elemente, die mit sinkender Elementgröße zunimmt. Je mehr Elemente, desto länger die Rechenzeit und desto größer die Anzahl der Daten, die zur Mittelung zu extrahieren sind.
2. Der Zeitschritt, der bei der expliziten FE-Simulation in etwa proportional zur Größe des kleinsten Elementes ist. Je kleiner die Elementgröße, desto kleiner der Zeitschritt, desto länger die Rechendauer.

Deshalb sollte wenn immer möglich ein gröberes Netz verwendet werden. In diesem Abschnitt werden drei verschieden feine Netze verglichen, um den Einfluss der Elementgröße auf die Genauigkeit der Lösung zu untersuchen. Dazu wurde das Rollkontaktproblem mit einem Traktionskoeffizienten von  $t = 0,34$  für alle drei Netze gelöst. Die Ergebnisse der Rechnungen sind in Tabelle 4.3 zusammengefasst.

Tabelle 4.3: Vergleich der Lösungen des Kontaktproblems ( $t = 0,34$ ) für verschiedene feine Netze.

Parameter/Einheit	Elementkantenlänge/mm			$\Delta 0,75$	$\Delta 1$
	0,5	0,75	1		
Halbachse a/mm	5,25	5,625	5,5	7,1%	4,8%
Halbachse b/mm	5	5,25	6	5,0%	20,0%
Kontaktfläche $A_K$ /mm <sup>2</sup>	86,4	92,8	103,7	7,4%	20,0%
Haftgebietsfläche $A_H$ /mm <sup>2</sup>	49,5	47,7	49,5	-3,6%	0%
max. Kontaktdruck/MPa	1190	1177,9	1166,4	-1,0%	-2,0%
Flächenverhältnis $A_H/\Delta_K$ /%	57,3	51,4	47,7	-10,3%	-16,7%
max. Kontaktschubspannung/MPa	555,8	540	513,2	-2,8%	-7,7%
max. Mikroschlupf/m s <sup>-1</sup>	0,12	0,095	0,1	-20,8%	-16,7%

Abbildung 4.8: Vergleich der Kontaktdruckverteilung  $p$  entlang der longitudinalen Achse für verschiedene Elementkantenlängen; 0,5 mm (—■—); 0,75 mm (---▲---); 1 mm (·-○-·); Hertz (· · ·).

#### 4.4.1 Lösung des Normalkontaktproblems

Anhand von Tabelle 4.3 und durch Vergleich von Abbildung 4.3a und 4.9 ist zu erkennen, dass die Elementgröße einen wesentlichen Einfluss auf die Größe des Kontaktgebietes hat. Außerdem kann die Größenänderung des

Kontaktgebietes auch die Druckverteilung, besonders am Rand des Kontaktgebietes, beeinflussen. Dieser Einfluss ist aufgrund des steilen Kontaktdruckgradienten am Rand des Kontaktgebietes jedoch vergleichsweise gering. Die Verteilungen des Kontaktdrucks entlang der  $y_0$ -Achse sind in Abbildung 4.8 zu sehen. Auch wenn die Abweichung von der Hertzschen Lösung mit steigender Elementgröße vor allem am Rand der Kontaktzone zunimmt, stimmen die Verläufe der drei Lösungen in der Mitte des Kontaktgebietes gut überein. So beträgt beispielsweise die Abweichung der Lösung des 0,75x0,75- bzw. 1x1-Netzes von der Lösung des 0,5x0,5-Netzes für den maximalen Kontaktdruck nur -1% bzw. -2%. Dies entspricht einer Abweichung von der Hertzschen Lösung von -1,6% bzw. -2,6% für die Lösung des 0,75x0,75- bzw. 1x1-Netzes. Ein Grund für die Abweichung von der Hertzschen Lösung ist die leichte longitudinale Abweichung der Knoten von der  $x = 0$ -Position. Für die Lösung des 1x1-Netzes beträgt der Fehler bezüglich der Hertzschen Lösung entlang der longitudinalen Achse bis zu -10,1% an der Stelle  $x = 4,5$ . Da dies jedoch die maximale Abweichung darstellt, ist das 1x1-Netz für viele ingenieurtechnische Anwendungen der Rad-Schiene-Kontaktmodellierung ausreichend. Diese Erkenntnis ist in Übereinstimmung mit den verwendeten Elementgrößen von 1-2 mm in vergleichbaren Studien [38, 11, 78].

#### 4.4.2 Lösung des Tangentialkontaktproblems

Abbildung 4.9 zeigt die für das 0,75x0,75-Netz und das 1x1-Netz berechneten Haft- und Gleitgebiete. Vergleicht man die Abbildungen mit Abbildung 4.3a, zeigt sich, dass Form und Größe der Haft- und Gleitgebiete gut übereinstimmen. Anhand von Tabelle 4.3 ist zu sehen, dass die Abweichungen der relativen Größen der Haft- und Gleitgebiete noch akzeptabel sind. Außerdem sind in Abbildung 4.10 die Verteilungen der Kontaktschubspannungen entlang der  $y_0$ -Achse dargestellt, welche für alle drei Netze sehr gut übereinstimmen. Im Gleitgebiet beträgt die Abweichung der maximalen Kontaktschubspannung 7,7%, wenn die Elementgröße von 0,5 mm auf

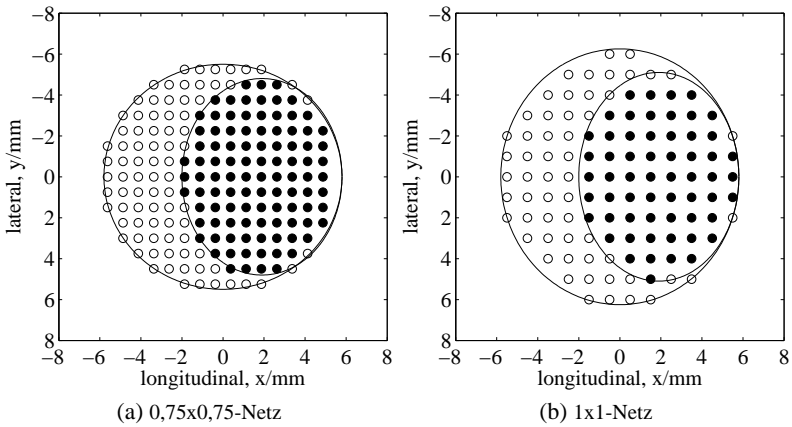


Abbildung 4.9: Vergleich der Aufteilung der Haft-Gleitgebiete für zwei verschiedene Netze ( $t = 0,34$ ); Knoten haftend (●); Knoten gleitend (○).

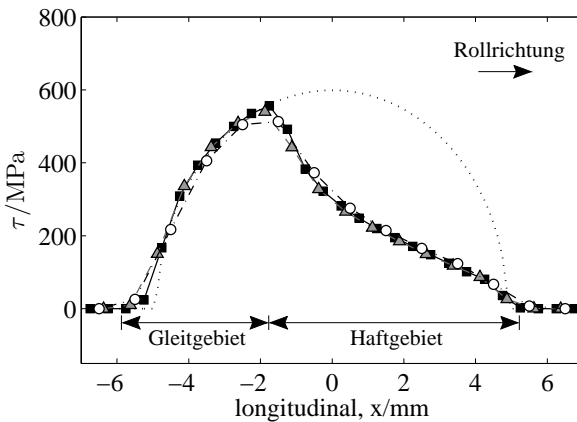


Abbildung 4.10: Vergleich der Kontaktschubspannungsverteilung  $\tau$  (Betrag) entlang der longitudinalen Achse für verschiedene Elementkantenlängen; 0,5 mm (—■—); 0,75 mm (—▲—); 1 mm (—○—); Hertzischer Druck  $\times \mu$  (· · ·).

1 mm erhöht wird (vergl. Tabelle 4.3). Diese Abweichung ist teilweise auch dadurch bedingt, dass die maximale Kontaktschubspannung aller drei Lö-

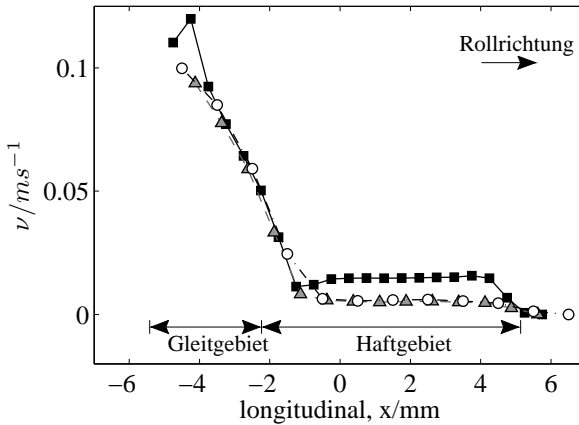


Abbildung 4.11: Vergleich der Mikroschlupfverteilung  $v$  (Betrag) entlang der longitudinalen Achse für verschiedene Elementkantenlängen; 0,5 mm (—■—); 0,75 mm (---▲---); 1 mm (·-○-·).

sungen vernetzungsbedingt nicht an derselben  $x$ -Position liegt.

In Abbildung 4.11 sind die Verteilungen des Mikroschlupfes der drei Netze entlang der  $y_0$ -Achse dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Verläufe, mit Ausnahme des Auslaufrandes aus der Kontaktzone, im Gleitgebiet sehr gut übereinstimmen. Die Abweichung der Lösung des 0,75x0,75- bzw. 1x1-Netzes von der Lösung des 0,5x0,5-Netzes für den maximalen Mikroschlupf beträgt 16,7 % bzw. 20,8 %. Allerdings liegt der maximale Mikroschlupf bei allen drei Lösungen ebenfalls nicht an derselben  $x$ -Position und der maximale Wert der Lösung des 0,5x0,5-Netzes ist als Ausreißer nahe des Auslaufrandes des Kontaktgebietes zu erkennen. Alle anderen Knotenwerte folgen jedoch dem gleichen Kurvenverlauf.

Im Folgenden wird der Mikroschlupf im Gleitgebiet verwendet, um durch Multiplikation mit der Kontaktschubspannung die lokale Reibleistungsdichte zu berechnen. Unter Berücksichtigung dessen, dass die Kontaktschubspannung am Auslaufrand aus dem Kontaktgebiet sehr klein ist, hat der Fehler des Mikroschlupfes dort nur einen geringen Einfluss auf die Reibleistungsdichte. Im Haftgebiet weicht die Lösung des 0,5x0,5-Netzes



deutlich von den beiden anderen Lösungen ab. Da die Mikroschlupfwerte des Haftgebietes jedoch nicht verwendet werden, ist die Abweichung hier nicht von Bedeutung.

## 4.5 Beurteilung

Die obigen Auswertungen haben gezeigt, dass die Lösungen des FE-Modells gut mit den Lösungen nach der Hertzschen Theorie und CONTACT übereinstimmen. Dies gilt sowohl für die Größe und Form der Kontaktgebiete sowie deren Aufteilung in Haft- und Gleitgebiet als auch für die Verteilung der normalen und tangentialen Kontaktspannungen und des Mikroschlupfes. Daher ist das FE-Modell geeignet, um den Rollkontakt zwischen Lauffläche und Rad zuverlässig abzubilden. Da die FEM bei ausreichender Diskretisierung keinen geometrischen Einschränkungen unterliegt, kann zudem davon ausgegangen werden, dass die Gültigkeit des Modells auch an der Fahrkante gegeben ist.

Es soll nochmals darauf hingewiesen werden, dass in der Lösung Schwankungen enthalten sind. Deren Einfluss ist vor allem im Mikroschlupf so stark, dass stets eine Mittelung der Ergebnisse über die Dauer einer Überrollung erfolgt. Wie die Validierung gezeigt hat, ist durch die Mittelung die Betrachtung quasi-stationärer Zustände möglich. Soll das Modell jedoch verwendet werden, um lokale Kontaktgrößen für transiente bzw. dynamische Betriebssituation bereitzustellen, müssten diese Schwankungen und ihr Einfluss auf die Lösung genauer untersucht werden.

Die Untersuchung des Einflusses der Elementgröße auf die Lösung hat gezeigt, dass das 1x1-Netz für die meisten ingenieurmäßigen Fragestellungen bezüglich des Rad-Schiene-Kontaktes ausreichend ist, zumal es einen deutlichen Zeitvorteil bietet. Da beim Fahrkantenkontakt die Kontaktflächen im potentiellen Kontaktgebiet jedoch um eine Größenordnung stärker gekrümmt sind als beim Laufflächenkontakt, wurde für die weiteren Untersuchungen innerhalb der vorliegenden Arbeit ein 0,5x0,5-Netz gewählt. Der Zeitaufwand für die Rechnungen und die AuswerteprozEDUREN ist bei

einem solchen Netz gerade noch akzeptabel, weshalb das Netz nicht weiter verfeinert wurde. Außerdem erfüllte das 0,5x0,5mm-Netz für eine erste Beispielrechnung eines Fahrkantenkontaktes (siehe Tabelle 5.3, Simulation 6), mit einem Wert von  $1/15$ , das von [84] aufgestellte Kriterium, dass das Verhältnis der Elementgröße zur kleineren der beiden Kontaktflächenachsen kleiner  $1/10$  sein sollte. Die in dieser Arbeit gewählte Elementkantenlänge von 0,5 mm liegt damit deutlich unter der vergleichbarer Arbeiten [38, 11, 78], die sich mit dem Verschleiß Nicht-Hertzscher Flächen beschäftigen.

## 5 Ergebnisse

In den vorangegangenen Kapiteln wurde die entwickelte Simulationstechnik beschrieben, sowie die Eignung des implementierten Rad-Schiene-Modells zur Kontaktanalyse festgestellt. Damit sind die Voraussetzungen für das zweite Kernziel der Arbeit, die erstmalige Durchführung von Simulationsstudien zum Verschleißverhalten bei Straßenbahnen, geschaffen.

Bisher konnten zuverlässige Verschleißsimulationen lediglich für Bogenradien von mindestens 300 m durchgeführt werden. Im vorliegenden Kapitel werden erstmals Simulationsergebnisse für Bogenradien von 30 – 300 m diskutiert, die mit einer dafür geeigneten Methodik berechnet wurden.

Zunächst wird in Abschnitt 5.1 eine Übersicht über die durchgeführten Simulationen gegeben. Danach werden in Abschnitt 5.2 die Auswertung und Darstellungsweise der Verschleißergebnisse erläutert. Da zur besseren Vergleichbarkeit der Ergebnisse ein Referenzfall definiert wurde, werden in Abschnitt 5.3 zuerst die Ergebnisse dieses Referenzfalls präsentiert. Im Anschluß daran erfolgt im Abschnitt 5.4 eine Betrachtung des Einflusses des Bogenradius auf den Verschleiß. Daran schließt sich in den folgenden Abschnitten die Analyse des Einflusses der Fahrgeschwindigkeit (Abschnitt 5.5), der Fahrzeugbelastung (Abschnitt 5.6) und des Reibwertes (Abschnitt 5.7) an. Das Kapitel schließt in Abschnitt 5.8 mit einer Zusammenfassung der zentralen Ergebnisse.

### 5.1 Übersicht der Simulationen

Die im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten FE-Simulationen wurden auf dem universitären Hochleistungsrechner InstitutsCluster II (IC2) des Steinbuch Centre for Computing (SCC) in Karlsruhe durchgeführt. Die Rechen-

Tabelle 5.1: Eigenschaften des Höchstleistungsrechners IC2.

	IC2
Anzahl Prozessorkerne	6560
Theoretische Spitzenleistung	135,5 TFlop/s
Prozessortyp	Intel Xeon E5-2670
Kerne pro Prozessor (Taktfrequenz)	8 (2.6 GHz)
Hauptspeicher	28,3 TByte
Netzwerkverbindung (Bandbreite)	InfiniBand 4X QDR (32 GByte/s)

Tabelle 5.2: Gegenüberstellung der minimalen und maximalen Rechenzeiten.

Simulation	Prozessorkerne	Rechenzeit/CPUh
2	32	≈ 448
11	32	≈ 2656

dauer belief sich je nach Randbedingungen auf bis zu 2656 CPUh (siehe Tabelle 5.2). Tabelle 5.1 fasst die wichtigsten Eigenschaften des Höchstleistungsrechners zusammen.

**Parametervariationen** Besonders großen Einfluss auf das Verschleißverhalten bei Straßenbahnen haben die Betriebsparameter

- Gleisbogenradius,
- Fahrgeschwindigkeit,
- Achslast bzw. Fahrzeugbeladung und
- Reibwert.

Deshalb wurden diese Parameter für die Simulationsstudien variiert. Die konstruktiven Fahrzeugparameter blieben hingegen konstant.

Einen wesentlichen Unterschied des Straßenbahnbetriebs gegenüber dem Vollbahnbetrieb stellen die sehr kleinen Bogenradien dar. Um einen Ver-

gleich von Verschleißergebnissen solch kleiner Bogenradien mit bisher untersuchten Strecken bzw. Bogenradien zu ermöglichen, wurden die folgenden drei Streckenszenarien definiert:

- Szenario 1: Geradeausfahrt
- Szenario 2: Bogenlauf, Radius  $R = 300\text{m}$
- Szenario 3: Bogenlauf, Radius  $R = 30\text{m}$ .

Für jedes dieser Streckenszenarien wurden Fahrten mit drei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten  $v$  simuliert. Während die Fahrgeschwindigkeiten bei der Geradeausfahrt direkt vorgegeben wurden, ergaben sie sich beim Bogenlauf aus der Querbesehleunigung  $a_q$ . Die Geschwindigkeiten  $v = \sqrt{a_q \cdot R}$  wurden jeweils so gewählt, dass sich Querbesehleunigungen von  $a_q = 0,2 \text{ m s}^{-2}$ ,  $a_q = 0,65 \text{ m s}^{-2}$  und  $a_q = 2 \text{ m s}^{-2}$  einstellen. Dabei liegt der Wert  $0,2 \text{ m s}^{-2}$  deutlich unterhalb der nach der Straßenbahn-Bau- und Betriebsordnung (BOStrab) [1] maximal zulässigen Querbesehleunigung von  $0,65 \text{ m s}^{-2}$ ; der Wert  $2 \text{ m s}^{-2}$  deutlich darüber. Eine Querbesehleunigung von  $2 \text{ m s}^{-2}$  mag zunächst als übertrieben hoch gewählt erscheinen. Bei Messungen im realen Straßenbahnbetrieb konnte dieser Wert jedoch vereinzelt festgestellt werden [74].

Bei der Geradeausfahrt wurden als Geschwindigkeiten  $70 \text{ km h}^{-1}$ , die minimale Entwurfsgeschwindigkeit nach den BOStrab-Trassierungsrichtlinien bei unabhängigen Bahnkörpern [1], sowie  $50,3 \text{ km h}^{-1}$  und  $15,9 \text{ km h}^{-1}$  gewählt. Letztere entsprechen den maximal zulässigen Fahrgeschwindigkeiten ( $v = \sqrt{0,65 \text{ m s}^{-2} \cdot R}$ ) der beiden Bogenlaufszzenarien.

Zur Variation der Achslast wurden ein leeres und ein beladenes Fahrzeug modelliert. Beim leeren Fahrzeug ist die Achslast der ersten Achse mit 6,5 Tonnen um ca. 20% geringer als beim beladenen Fahrzeug [62].

Zur Untersuchung des Reibwerteeinflusses wurden zwei verschiedene Reibwerte,  $\mu = 0,3$  (trocken) und  $\mu = 0,15$  (geschmiert), betrachtet.

Diese Rechnungen wurden um weitere Variationen des Bogenradius ergänzt, um dessen Einfluss für Radien von weniger als 300m genauer zu

Tabelle 5.3: Simulationsplan der durchgeführten Simulationen und zugehörigen Parameter; Bogenradius  $R$ , Beladung, Geschwindigkeit  $v$  bzw. Querbeschleunigung  $a_q$  und Reibwert  $\mu$ .

	Simulation	$R/m$	Beladung/-	$v/\text{kmh}^{-1}$	$a_q/\text{ms}^{-2}$	$\mu/-$
Szenario 1	1	$\infty$	leer	70	0	0,3
	2	$\infty$	beladen	70	0	0,3
	2a	$\infty$	beladen	70	0	0,15
	3	$\infty$	beladen	15,9	0	0,3
	4	$\infty$	beladen	50,3	0	0,3
Szenario 2	5	300	leer	50,3	0,65	0,3
	6	300	beladen	50,3	0,65	0,3
	6a	300	beladen	50,3	0,65	0,15
	7	300	beladen	27,9	0,2	0,3
	8	300	beladen	88,2	2	0,3
Szenario 3	9	30	leer	15,9	0,65	0,3
	10	30	beladen	15,9	0,65	0,3
	10a	30	beladen	15,9	0,65	0,15
	11	30	beladen	8,8	0,2	0,3
	12	30	beladen	27,9	2	0,3
	16	60	beladen	31,8	0,65	0,3
	17	120	beladen	22,5	0,65	0,3

betrachten. Der vollständige Simulationsplan ist in Tabelle 5.3 zusammengefasst.

## 5.2 Kenngrößen und Darstellung der Ergebnisse

Zur Verschleißberechnung wurde in Abschnitt 3.2 eine lokale energetische Betrachtungsweise gewählt, wonach für jeden Verschleißprozess Energie aufgewandt werden muss. Diese Energie wird in Form von Reibenergie ins Material eingetragen. Deshalb erfolgte eine erste Beurteilung des Verschleißverhaltens anhand der skalaren Kennzahl Gesamtreibleistung

$$\dot{E}_{R_{ges}} = \sum_{i=1}^{n_G} T_{ni} v_{ni} , \quad (5.1)$$

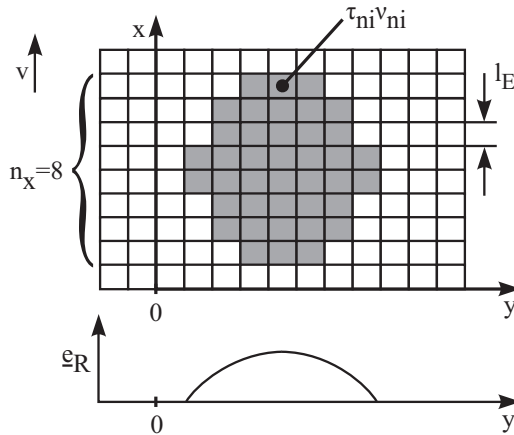


Abbildung 5.1: Schematische Darstellung der Zusammenhänge zur Ermittlung der akkumulierten Energiedichte  $e_R$  aus den Kontaktschubspannungen  $\tau_{ni}$  und den Mikroschlüpfen  $v_{ni}$  der  $n_x$  gleitenden Knoten  $i$  mit gleicher  $y$ -Position in Abhängigkeit der Elementkantenlänge  $l_E$  und der Fahrgeschwindigkeit  $v$ .

der über alle  $n_G$  Knoten im Gleitgebiet eingebrachten Reibleistung. Dabei ergibt sich die Reibleistung eines Knotens aus der Tangentialkraft  $T_{ni}$  und dem Mikroschlupf  $v_{ni}$  des Knoten. Um außerdem eine lokale Verschleißbeurteilung zu ermöglichen, wurde die akkumulierte Energiedichte

$$e_R = \frac{l_E}{v} \sum_{i=1}^{n_x} \tau_{ni} v_{ni} \quad (5.2)$$

eines Überrollvorgangs entlang der Profilkontur analysiert. Aus der zu überrollenden Strecke  $l_E$  (der Elementkantenlänge) und der Fahrgeschwindigkeit  $v$  ergibt sich die Zeit, für die ein Profilabschnitt der auf eine Elementfläche wirkenden Reibleistung ausgesetzt ist. Die Reibleistung pro Elementfläche bzw. Reibleistungsdichte ergibt sich dabei aus der Tangentialspannung  $\tau_{ni}$  und dem Mikroschlupf  $v_{ni}$  des der Elementfläche zugeordneten Knotens  $i$ . Je nach Kontaktgebietslänge erfolgen bei einem Überrollvorgang  $n_x$  Energieeinträge in den jeweiligen Profilabschnitt. Zum besseren

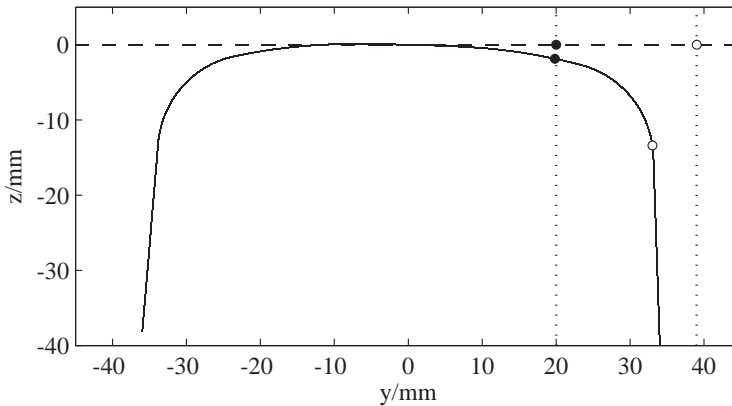


Abbildung 5.2: Schema der zur Ergebnisdarstellung verwendeten abgewickelten Profilkontur  $y$  (---) des Schienenprofil (—); Beginn Fahrkante (●), Ende Fahrkante (○).

Verständnis sind die Zusammenhänge zur Ermittlung der akkumulierten Energiedichte in Abbildung 5.1 schematisch dargestellt.

Da der Verschleiß im Gleisbogen am bogenäußeren Rad der ersten Achse am größten ist, wurde die entwickelte Methodik auf dieses Beispiel angewandt. Dabei wurde eine Rechtskurve betrachtet, sodass der Verschleiß zwischen dem linken Rad der ersten Achse und der Schiene analysiert wurde. Im Folgenden werden stets die Ergebnisse der Schiene gezeigt, wobei deren Darstellung in einem kartesischen Koordinatensystem erfolgt. Dieses wurde aus einem gekrümmten Koordinatensystem abgeleitet, dessen Ursprung in der Schienenkopfmittle liegt. Die  $y$ -Koordinate folgt dem Profilverlauf, entspricht also der gestrichelt dargestellten Linie in Abbildung 5.2. Die  $x$ -Koordinate folgt dem Schienenverlauf, wobei  $x = 0$  stets in der Mitte des Kontaktgebietes liegt. Sofern es sinnvoll war, wurde in den Abbildungen zur Orientierung der Bereich zwischen Beginn ( $y = 20\text{ mm}$ ) und Ende ( $y = 39\text{ mm}$ ) der Fahrkante durch zwei Gitterlinien kenntlich gemacht (siehe Abbildung 5.2).



### 5.3 Referenzfall

Zur besseren Vergleichbarkeit der Ergebnisse wurde die Geradeausfahrt eines beladenen Fahrzeuges bei maximal zulässiger Fahrgeschwindigkeit (siehe Tabelle 5.3, Simulation 2) als Referenzsimulation definiert und alle Verschleißergebnisse auf diese Simulation normiert. Dabei wurde die Gesamtreibleistung in Gleichung 5.1 auf die Gesamtreibleistung des Referenzfalls  $\dot{E}_{Rges,ref}$  normiert:

$$\dot{E}_{Rges} = \frac{\dot{E}_{Rges}}{\dot{E}_{Rges,ref}}. \quad (5.3)$$

Ebenso wurde die Energiedichte in Gleichung 5.2 auf die maximale Energiedichte des Referenzfalls  $e_{Rmax,ref}$  normiert.

$$e_R = \frac{e_R}{e_{Rmax,ref}}. \quad (5.4)$$

In Abbildung 5.3 ist die Verteilung der akkumulierten Energiedichte  $e_R$  des Referenzfalls entlang der Profilkontur  $y$  aufgetragen. Es sind bei  $y = -1,5$  mm und  $y = 9,5$  mm zwei lokale Maxima zu erkennen. Da Reibenergie eingebracht wird, muss folglich ein Gleitgebiet mit Mikroschlupfwerten größer Null vorliegen. Mit einem Traktionskoeffizienten von  $t = 0,09$  handelt es sich dabei um partielles Gleiten, wobei der Gleitgebietsanteil 19% des Kontaktgebietes beträgt.

Für die beiden verschleißrelevanten Kontaktgrößen, die Kontaktschubspannungen  $\tau$  und den Mikroschlupf  $v$ , sind in Abbildung 5.4 die Konturen der Verteilung über dem Kontaktgebiet dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die  $y$ -Koordinaten der Orte mit hohen Kontaktgrößenwerten mit den  $y$ -Koordinaten der Orte mit hoher Energiedichte  $e_R$  in Abbildung 5.3 übereinstimmen. Außerdem liegt das globale Maximum sowohl der Schubspannungen als auch des Mikroschlupfes bei  $y = 9,5$  mm und erklärt somit das globale Maximum der Energiedichteverteilung an dieser Stelle. Der ver-

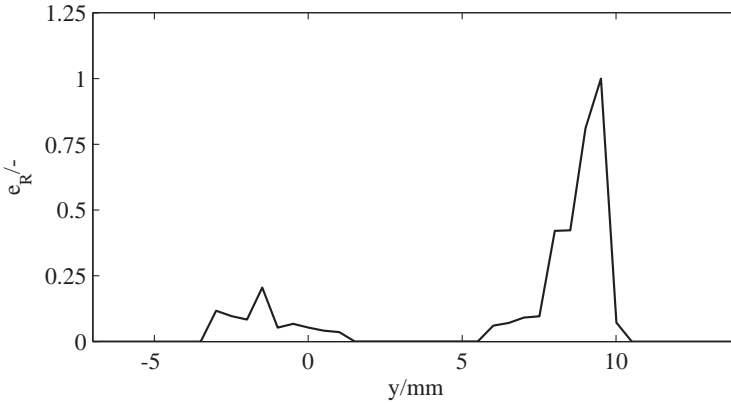


Abbildung 5.3: Verteilung der akkumulierten Energiedichte  $e_R$  des Referenzfalls entlang der Profilkontur  $y$ .

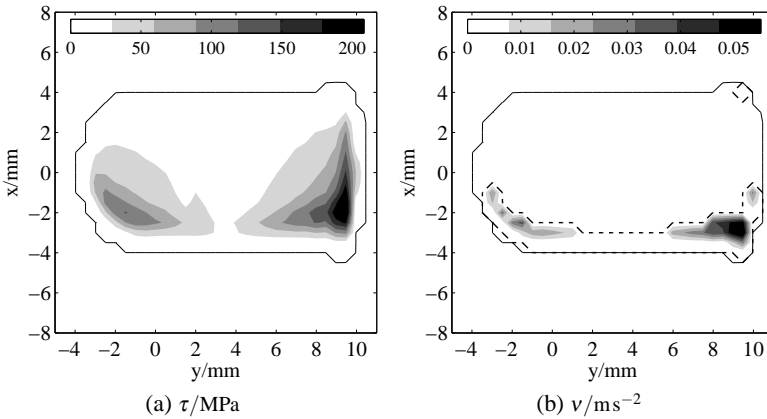


Abbildung 5.4: Konturdarstellung der Kontaktschubspannungen  $\tau$  und des Mikroschlupfes  $v$  des Referenzfalls; Rand des Kontaktgebietes (—), Rand des Gleitgebietes (---).

gleichsweise breite Bereich von  $y = -3$  bis  $y = 10$  mm, in dem Reibenergie in die Schiene eingebracht wird, resultiert aus der lateralen Ausrichtung des Kontaktgebietes. Das Gleitgebiet wird in Abbildung 5.4b von einer ge-

strichtelten Linie begrenzt.

## 5.4 Einfluss des Bogenradius

Aus der betrieblichen Praxis ist bekannt, dass der Verschleiß im Gleisbogen größer ist als auf gerader Strecke und mit abnehmendem Bogenradius zunimmt. Der Grund hierfür sind die bedingt durch die Kontaktpunktlage höheren Kontaktdrücke. Denn der Radsatz wandert mit abnehmendem Bogenradius lateral nach Bogenaußen, um eine geeignete Rollradiendifferenz zu erreichen. Dadurch bewegt sich das Kontaktgebiet in Richtung Schienenflanke und Spurkranz, wo die Tangentenneigung ansteigt. In der Folge nehmen die Normalkraft bzw. der Normaldruck zu und damit auch die Schubspannungen. Bei sehr geringen Radien ist aufgrund des Spurkranzes schließlich keine weitere laterale Verschiebung mehr möglich. Die Abrollbedingung kann nicht mehr erfüllt werden und es kommt zu großem Längsschlupf. Außerdem müssen die zunehmenden Profelseitenkräfte am bogenäußeren Rad durch steigende Querreibkräfte am bogeninneren Rad kompensiert werden, wodurch es zu immer größeren negativen Anlaufwinkeln kommt. Die mittels MKS für die betrachteten Bogenradien ermittelten Anlaufwinkel  $\psi$  in Abbildung 5.5 zeigen diesen Trend deutlich. Der Anlaufwinkel von ca.  $-2^\circ$  beim 30m-Bogen entspricht dabei den Ergebnissen aus Messungen im Karlsruher Netz [50].

Wie sich die Gesamtreibleistung und damit der Verschleiß bei den betrachteten Bogenradien verändert, ist für Simulationen mit maximal zulässiger Fahrgeschwindigkeit in Abbildung 5.6 dargestellt. Darin ist die Gesamtreibleistung  $\dot{E}_{Rges}$  in Abhängigkeit des Bogenradius  $R$  aufgetragen.

Wie zu erwarten, nimmt die Gesamtreibleistung mit abnehmendem Bogenradius zu. So liegt die Gesamtreibleistung bei einem Radius von  $R = 300\text{m}$  um den Faktor 92 und bei einem Radius von  $R = 30\text{m}$  um den Faktor 765 über der bei Geradeausfahrt.

Die lokalen Auswirkungen der auftretenden Reibleistungen zeigen die Ver-

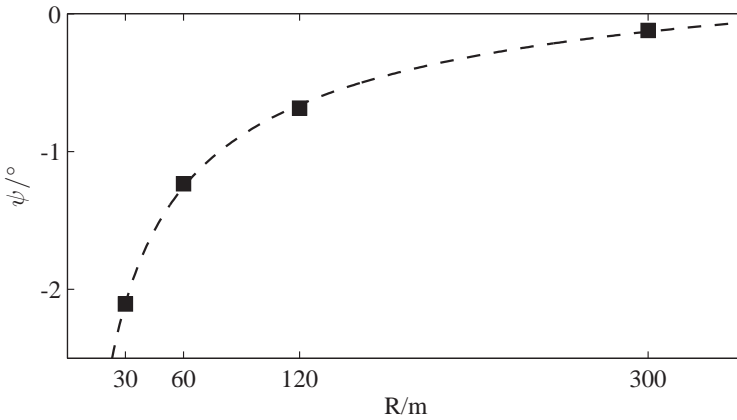


Abbildung 5.5: MKS-Ergebnisse des Anlaufwinkels  $\psi$  in Abhängigkeit des Kurvenradius  $R$ ; approximierter Verlauf (---).

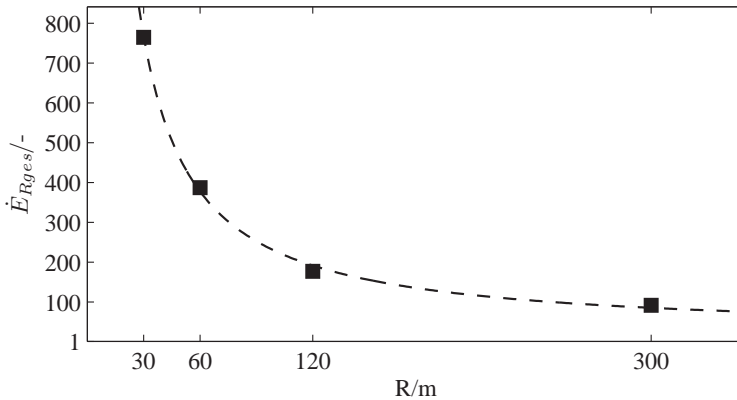


Abbildung 5.6: Gesamtreibleistung  $\dot{E}_{Rges}$  in Abhängigkeit des Kurvenradius  $R$ ; approximierter Verlauf (---).

teilungen der akkumulierten Energiedichte  $e_R(y)$  in Abbildung 5.7. Es ist zu erkennen, dass das Verschleißgebiet bei allen betrachteten Bogenradien im Bereich der Fahrkante zwischen  $y = 20$  und  $y = 39\text{mm}$  liegt. Wie zuvor beschrieben, wandert es mit abnehmendem Bogenradius jedoch zu-

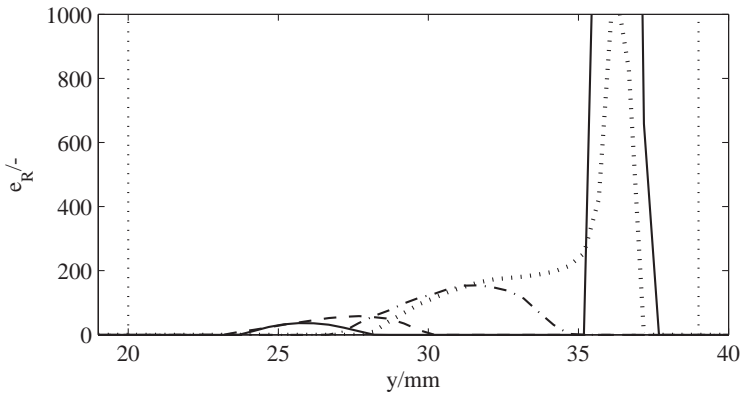


Abbildung 5.7: Akkumulierte Energiedichte  $e_R$  entlang der Profilkontur  $y$  für verschiedene Bogenradien  $R$ ; 300 m (---), 120 m (- · - · -), 60 m (· · ·), 30 m (—). Die gepunkteten Linien bei  $y = 20$  mm und  $y = 39$  mm markieren Beginn und Ende der Fahrkante.

nehmend in Richtung der Schienenflanke. Mit der Verlagerung der Kontaktgebiete verändern sich auch die Verteilungen und Maxima der Energieeinträge (siehe Abbildung 5.7). So sind bei Radien von 300 m bzw. 120 m Bereiche mit vergleichsweise flachen  $e_R$ -Gradienten zu sehen. Die Maxima betragen das 57- bzw. 154-fache des Maximums der Geradeausfahrt. Beim 60-m-Radius folgt in Richtung höherer  $y$ -Werte auf einen Bereich mit niedrigem Gradienten ab  $y = 35$  mm ein Bereich mit zunächst sehr steil ansteigendem und anschließend steil abfallendem Gradienten. Dabei trägt das Maximum der relativen Energiedichte dieser Simulation 1118. Beim kleinsten betrachteten Radius ( $R = 30$  m) liegt das Maximum mit 5116 nochmals deutlich darüber. Außerdem gibt es bei dieser Simulation in Richtung Schienenkopfmittle zwischen  $y = 24$  und  $y = 28$  mm ein zweites örtlich abgegrenztes Gebiet, in dem eine Energie in der Größenordnung der 300-m-Simulation eingebracht wird.

Die deutlichen Unterschiede in der Lage, dem Verlauf und den Maxima der Energiedichteverteilungen lassen sich zum einen anhand der Form und Lage der Kontaktgebiete, zum anderen anhand der Verteilungen der Kontakt-

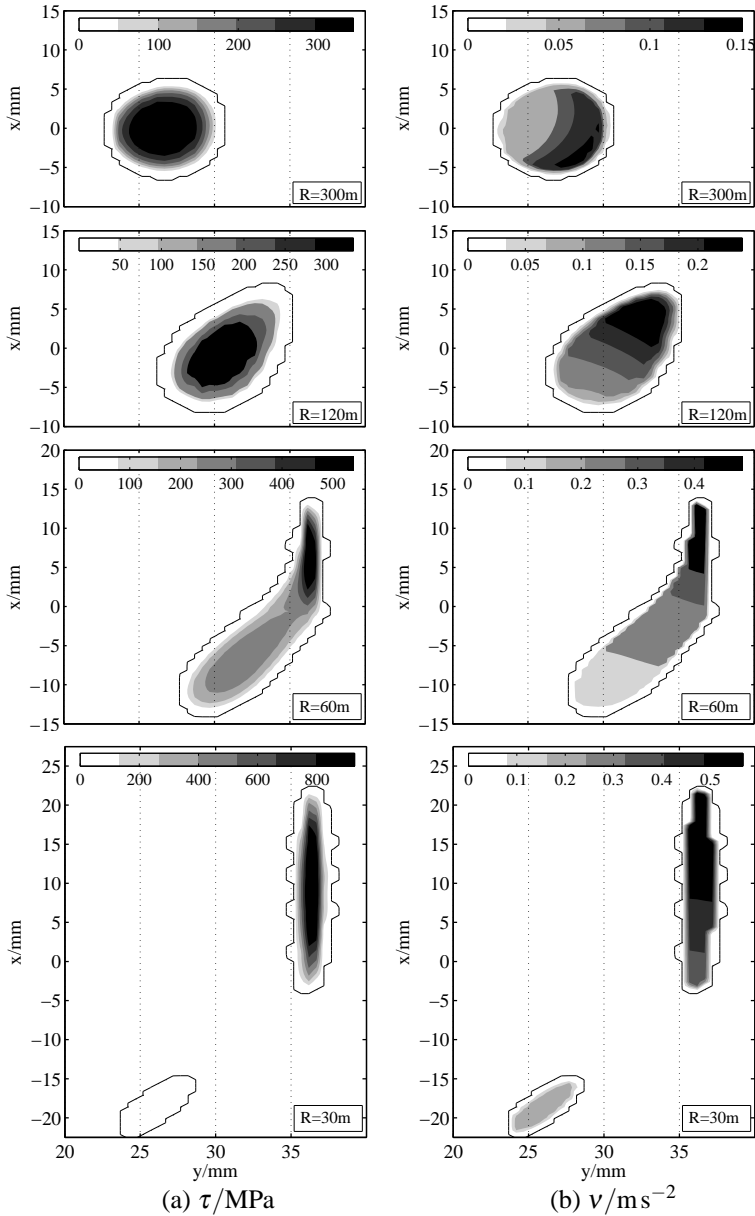


Abbildung 5.8: Konturdarstellung der Kontaktschubspannungen  $\tau$  und des Mikroschlupfes  $v$  für verschiedene Kurvenradien  $R$ ; Rand des Kontakt- und Gleitgebietes (—).

schubspannungen  $\tau$  und des Mikroschlupfes  $v$  im Kontaktgebiet erklären. Diese sind für alle vier Bogenradien in Abbildung 5.8 dargestellt. Dabei ist zu beachten, dass die  $x$ -Achsen um den Faktor Zwei verkürzt gegenüber den  $y$ -Achsen dargestellt sind. In Abbildung 5.8 ist zu sehen, dass das Verschleiß- bzw. Kontaktgebiet mit abnehmendem Bogenradius in Richtung höherer positiver  $y$ -Werte, also in Richtung Schienenflanke wandert (siehe auch Abbildung 5.7). Während das Kontaktgebiet beim 300m-Bogen eine elliptische Form hat, ist es beim 60m-Bogen in Fahrtrichtung und zur Bogeninnenseite verzerrt. Diese Verformung und Verlagerung in Richtung Schienenflanke ist für den 60m-Bogen noch stärker ausgeprägt. Beim 30m-Bogen sind schließlich zwei separate Kontaktgebiete zu erkennen. Eines liegt zwischen  $y = 35$  und  $y = 37,5$  mm und ist in Schienenlängsrichtung ausgerichtet. Das zweite, deutlich kleinere Kontaktgebiet liegt zwischen  $y = 24$  und  $y = 28$  mm. Dieses zweite Gebiet ist für den zweiten, geringeren Energieeintrag in Abbildung 5.7 verantwortlich.

An dieser Stelle soll betont werden, dass die in der gewählten Darstellung teilweise elliptische Form der Kontaktgebiete keine Begründung für die Anwendbarkeit der Hertzschen Theorie darstellt. Denn, wie bereits erläutert, liegen die Kontaktgebiete alle im Bereich der Fahrkante. Der Radius der Schienenoberfläche beträgt dort 13 mm und ist damit von derselben Größenordnung wie die Abmessungen der Kontaktgebiete, sodass die Halbraumannahme, welche der Hertzschen Theorie, FASTSIM und CONTACT zugrunde liegt, unzulässig ist.

Für alle betrachteten Bogenradien ist mit einem Traktionskoeffizienten von  $t = 0,3$  die Haftgrenze im gesamten Kontaktgebiet erreicht, sodass reines Gleiten vorliegt und die Ränder der Gleitgebiete mit denen der Kontaktgebiete (durchgezogene Linie) zusammenfallen. Da in allen Fällen also die maximal übertragbaren Schubspannungen erreicht sind, entstehen die betragsmäßigen Unterschiede der Energieeinträge nicht aufgrund unterschiedlicher Traktionszustände. Vielmehr lassen sie sich anhand der Unterschiede der Kontaktgeometrie, welche von der Kontaktpunktlage abhängig

sind, erklären.

In Übereinstimmung mit den gezeigten Verschleißergebnissen (siehe Abbildung 5.6 und 5.7) nehmen die in Abbildung 5.8 gezeigten Kontaktschubspannungen und die Mikroschlüpfе mit abnehmendem Bogenradius und der damit verbundenen Verlagerung des Kontaktgebietes in Richtung Schienenflanke zu. Da die Tangentenneigung in Schienenflanken- bzw. Spurkranznähe stark ansteigt, nimmt die Normalkraft und damit der Kontaktdruck zu. Folglich steigen auch die Kontaktschubspannungen an (siehe Abbildung 5.8a). Je stärker das Kontaktgebiet in Richtung Schienenflanke wandert, desto größer sind infolge der Tangentenneigung außerdem die Unterschiede der lokalen Rollradien innerhalb des Kontaktgebietes. Dies führt dazu, dass der Mikroschlupf innerhalb des Kontaktgebietes in Richtung Schienenflanke ansteigt (siehe Abbildung 5.8b).

Neben den Kontaktgrößen beeinflusst auch die Überrolldauer die in eine Fläche eingetragene Reibenergie. Da bei kleineren Kurvenradien die maximal zulässigen Fahrgeschwindigkeiten geringer sind, ist das gleiche Schienenstück länger der Beanspruchung durch Spannungen und Mikroschlupf ausgesetzt. Die Beanspruchungsdauer erhöht den Energieeintrag somit zusätzlich zu den ohnehin höheren verschleißrelevanten Kontaktgrößen.

**Fazit** Mit abnehmendem Bogenradius steigen die Werte des Mikroschlupfes und der Kontaktschubspannungen aufgrund der zunehmenden Nähe des Kontaktgebietes zur Schienenflanke an und erhöhen so die Reibleistung bzw. den Verschleiß. Zusätzlich erhöht die geringere zulässige Höchstgeschwindigkeit in engen Gleisbögen die Beanspruchungsdauer und mit ihr den Verschleiß. Dabei liegt das Maximum der Energiedichte im sehr engen 30m-Bogen um zwei Größenordnungen über dem Maximum im 300m-Bogen. Wie aus der Praxis bekannt, nimmt der Verschleiß mit abnehmendem Bogenradius also zu und ist in sehr engen Gleisbögen besonders gravierend.



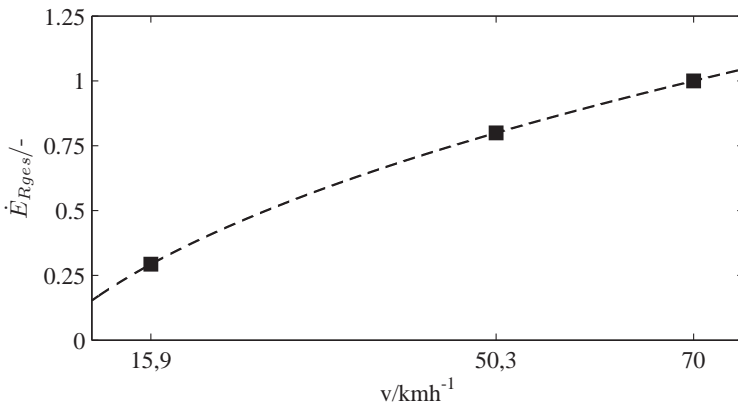


Abbildung 5.9: Gesamtreibleistung  $\dot{E}_{Rges}$  bei Geradeausfahrt in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit  $v$ ; approximierter Verlauf (---).

## 5.5 Einfluss der Fahrgeschwindigkeit

Im vorliegenden Abschnitt wird der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf den Verschleiß untersucht. Hierzu werden zunächst die Ergebnisse bei Geradeausfahrt diskutiert. Anschließend werden der Bogenlauf im 300-m- und 30-m-Bogen betrachtet und die Ergebnisse mit denen der Geradeausfahrt verglichen.

### 5.5.1 Geradeausfahrt

In Abbildung 5.9 ist die Gesamtreibleistung  $\dot{E}_{Rges}$  in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit  $v$  bei Geradeausfahrt dargestellt. Die Gesamtreibleistung steigt mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit an. So erhöht sich die Gesamtreibleistung bei einem Anstieg der Fahrgeschwindigkeit von  $15,9 \text{ kmh}^{-1}$  auf  $50,3 \text{ kmh}^{-1}$  um 272% und bei einem Anstieg auf  $70 \text{ kmh}^{-1}$  um 345%. Der Grund hierfür sind die höheren Relativgeschwindigkeiten  $v$  im Gleitgebiet. Dies zeigt der Vergleich der Kontaktgrößenkonturen zweier Geradeausfahrten ( $v = 15,9 \text{ kmh}^{-1}$  und  $v = 50,3 \text{ kmh}^{-1}$ ) in Abbildung 5.10 exemplarisch. In Abbildung 5.10b sind die Konturen der Mikroschlupf-

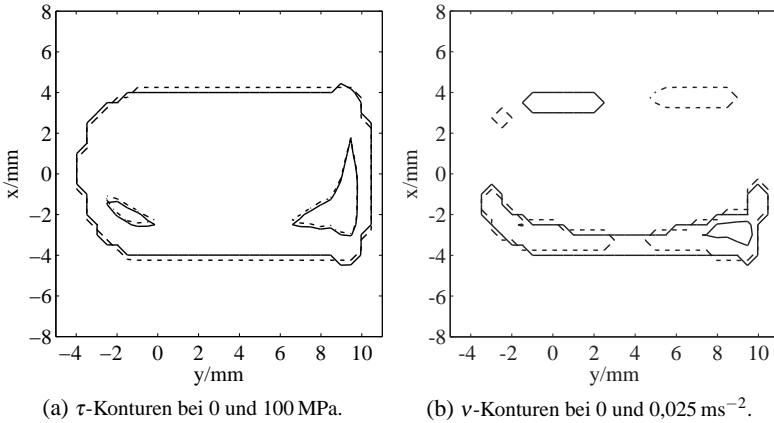


Abbildung 5.10: Vergleichende Konturdarstellungen der Kontaktschubspannungen  $\tau$  und des Mikroschlupfes  $v$  bei Geradeausfahrt für die Fahrgeschwindigkeiten  $v = 15,9 \text{ kmh}^{-1}$  (---) und  $v = 50,3 \text{ kmh}^{-1}$  (—).

verteilungen der beiden Simulationen dargestellt, wobei die  $v$ -Konturen bei  $v = 0 \text{ ms}^{-1}$  und  $v = 0,025 \text{ ms}^{-1}$  liegen. Während das Ergebnis der Simulation mit  $50,3 \text{ kmh}^{-1}$  auch die zweite  $v$ -Kontur für  $0,025 \text{ ms}^{-1}$  zeigt, fehlt diese für das Simulationsergebnis mit  $15,9 \text{ kmh}^{-1}$ . Bei einer Fahrgeschwindigkeit von  $v = 50,3 \text{ kmh}^{-1}$  existieren demnach Mikroschlupfwerte, die höher als  $0,025 \text{ ms}^{-1}$  sind. Bei einer Fahrgeschwindigkeit von  $v = 15,9 \text{ kmh}^{-1}$  liegen die Werte hingegen zwischen  $v = 0 \text{ ms}^{-1}$  und  $v = 0,025 \text{ ms}^{-1}$  und sind demnach niedriger.

Dem gegenüber zeigen die Ergebnisse der Kontaktschubspannungen in Abbildung 5.10a keine Unterschiede in Anzahl und Verlauf der Konturen. Die Zunahme der Fahrgeschwindigkeit hat demnach keine Auswirkungen auf die Kontaktschubspannungen. Dies liegt daran, dass sich die relative Radposition bei quasi-stationärer Geradeausfahrt nicht ändert, und die Fahrzeugbeladung sowie der Reibwert in allen drei Fällen gleich gewählt wurden. Somit bleiben die Kontaktdruckverteilung und die Haftgrenze gleich,

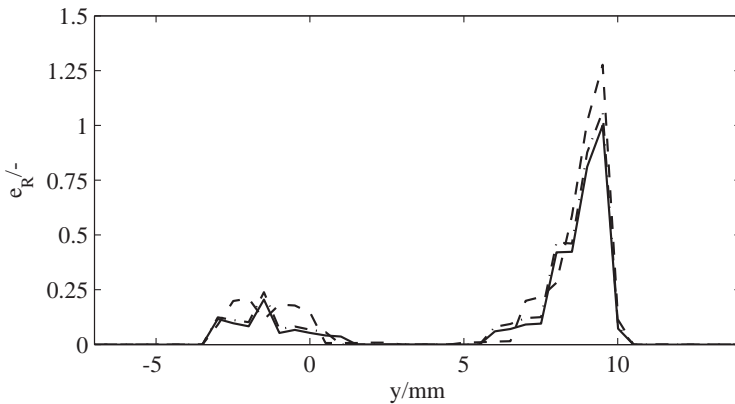


Abbildung 5.11: Verteilung der akkumulierten Energiedichte  $e_R$  über der Profilkontur  $y$  für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten  $v$ ;  $15,9 \text{ kmh}^{-1}$  (---);  $50,3 \text{ kmh}^{-1}$  (- · - · -);  $70 \text{ kmh}^{-1}$  (—).

sodass sich auch die Schubspannungen nicht ändern. Die vollständigen Konturdarstellungen aller Simulationen sind im Anhang B aufgeführt.

Zwar sind die Mikroschlupfwerte für höhere Fahrgeschwindigkeiten höher, allerdings ist ein Schienenstück der Beanspruchung aufgrund der kürzeren Überrolldauer weniger lange ausgesetzt. Dies führt in den betrachteten Betriebssituationen dazu, dass die akkumulierte Energiedichte bei niedrigen Geschwindigkeiten größer ist als bei höheren. Dies ist in Abbildung 5.11 anhand der Verteilungen der Energiedichte  $e_R(y)$  zu sehen. Die Flächen unterhalb der  $e_R$ -Kurven nehmen mit steigender Fahrgeschwindigkeit ab.

### 5.5.2 Bogenlauf

Beim Bogenlauf nimmt die Gesamtreibleistung mit steigender Fahrgeschwindigkeit bzw. Querbeschleunigung ebenfalls zu. In Abbildung 5.12 ist für die beiden Bogenlaufszenarien die Gesamtreibleistung  $\dot{E}_{Rges}$  in Abhängigkeit der Querbeschleunigung  $a_q$  aufgetragen. Die Ergebnisse werden im Folgenden ausgehend von der maximal zulässigen Querbeschleunigung  $a_q = 0,65 \text{ ms}^{-2}$  diskutiert, um die Bedeutung einer Über- bzw. Unterschrei-

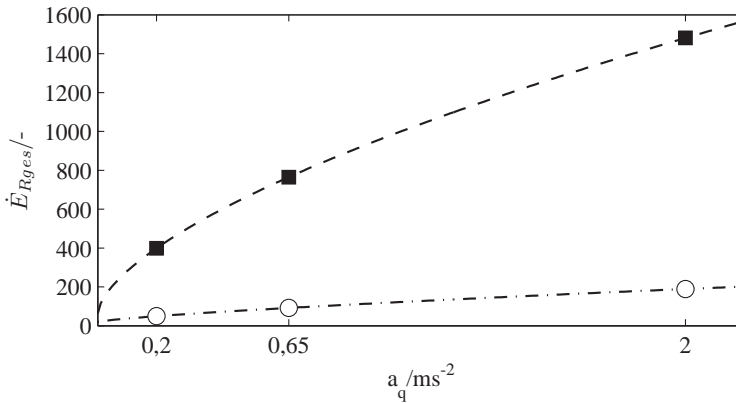


Abbildung 5.12: Gesamtreibleistung  $\dot{E}_{Rges}$  der beiden Bogenlaufsznarien in Abhängigkeit der Querbeschleunigung  $a_q$ ;  $R = 300\text{m}$  (- · - · -),  $R = 30\text{m}$  (- - -).

tung des Normwertes besser zu veranschaulichen.

Im 300m-Gleisbogen hat eine Verringerung der Querbeschleunigung von  $0,65\text{ms}^{-2}$  auf  $0,2\text{ms}^{-2}$  eine Reduktion der Gesamtreibleistung um 47% zur Folge. Dementsprechend nimmt die Gesamtreibleistung im 30m-Bogen um 48% ab. Analog dazu hat eine deutliche Überschreitung der zulässigen Querbeschleunigung eine Erhöhung der Gesamtreibleistung um 105% im 300m-Bogen bzw. um 94% im 30m-Bogen zur Folge. Somit ist die relative Erhöhung der Gesamtreibleistung bei Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit bzw. Querbeschleunigung im 300m-Bogen größer als im 30m-Bogen.

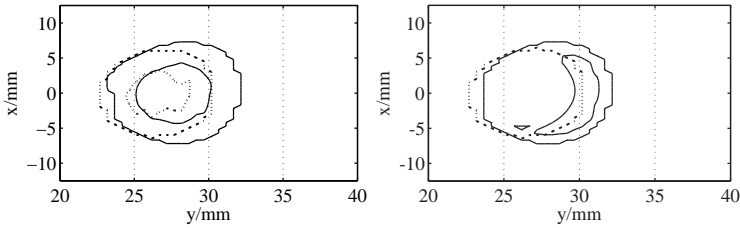
Eine Betrachtung der absoluten Werte der Gesamtreibleistungen macht jedoch deutlich, dass eine Reduktion der Querbeschleunigung im 30m-Bogen die Gesamtreibleistung und damit den Verschleiß stärker reduziert als im 300m-Bogen. Eine von  $0,65\text{ms}^{-2}$  auf  $0,2\text{ms}^{-2}$  reduzierte Querbeschleunigung führt im 30m-Bogen auf eine Reduktion der Gesamtreibleistung die dem 8,5-fachen Wert der Reduktion im 300m-Bogen entspricht. Desweiteren hat eine Erhöhung der Querbeschleunigung von  $0,65\text{ms}^{-2}$  auf  $2\text{ms}^{-2}$  im 30m-Bogen einen 7,3-fach so hohen Anstieg der Gesam-

treibleistung zur Folge wie im 300m-Bogen. Der Grund hierfür sind die bereits in Abbildung 5.8 gezeigten höheren Schubspannungen und Mikroschlüpfen im 30m-Bogen aufgrund der schienenflankennahen Lage der Kontaktgebiete.

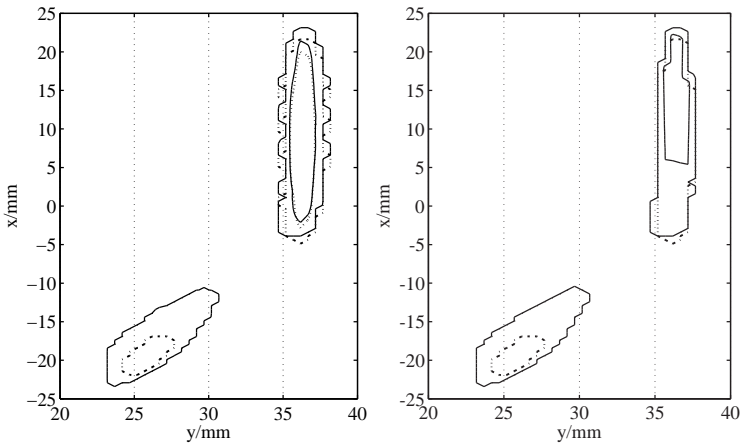
Zur Analyse der lokalen Auswirkungen der Fahrgeschwindigkeit auf die verschleißrelevanten Kontaktgrößen werden erneut vergleichende Konturdarstellungen der Kontaktschubspannungen und des Mikroschlupfes betrachtet. In Abbildung 5.13 sind für beide Bogenlaufszenerarien die Konturdarstellungen der Simulationen mit einer Querbeschleunigung von  $a_q = 0,2 \text{ ms}^{-2}$  und  $a_q = 2 \text{ ms}^{-2}$  gegenübergestellt. Für das Szenario des 300m-Bogens liegen die  $v$ -Konturen bei  $v = 0 \text{ ms}^{-1}$  und  $v = 0,2 \text{ ms}^{-1}$  (siehe Abbildung 5.13a (rechts)). Während das Ergebnis der Simulation mit  $0,2 \text{ ms}^{-2}$  nur die erste  $v$ -Kontur zeigt, ist für die Simulation mit  $2 \text{ ms}^{-2}$  auch die zweite  $v$ -Kontur zu sehen. Demnach treten bei höheren Querbeschleunigungen höhere Mikroschlupfwerte auf. Die Ergebnisse der Kontaktschubspannungen in Abbildung 5.13a (links) zeigen, dass auch die Kontaktschubspannungen mit steigender Querbeschleunigung zunehmen. Zwar sind für beide Simulationen jeweils die beiden  $\tau$ -Konturen bei  $\tau = 0 \text{ MPa}$  und  $\tau = 300 \text{ MPa}$  zu sehen, jedoch ist die Fläche innerhalb der Konturen bei der höheren Querbeschleunigung größer als bei der niedrigen. Dies bedeutet einerseits, dass das Kontaktgebiet insgesamt größer ist und andererseits, dass die Kontaktschubspannungen höher sind.

Während bei der Geradeausfahrt also nur die Werte des Mikroschlupfes mit steigender Fahrgeschwindigkeit zunehmen, ist dies beim Bogenlauf sowohl für den Mikroschlupf als auch für die Kontaktschubspannungen der Fall. Dies ist plausibel, da eine höhere Querbeschleunigung zu einer höheren Radlast am bogenäußeren Rad führt. Dadurch steigt der Kontaktdruck und somit die Haftgrenze, was zu höheren Kontaktschubspannungen im Gleitgebiet führt.

Für den 30m-Bogen sind die Zusammenhänge ähnlich, jedoch sind die Kontaktschubspannungen und Mikroschlüpfen größer als im 300m-Bogen



(a)  $R=300\text{m}$ :  $\tau$ -Konturen bei 0 und 300 MPa (links),  $v$ -Konturen bei 0 und  $0,2\text{ms}^{-2}$  (rechts).



(b)  $R=30\text{m}$ :  $\tau$ -Konturen bei 0 und 300 MPa (links),  $v$ -Konturen bei 0 und  $0,8\text{ms}^{-2}$  (rechts).

Abbildung 5.13: Vergleichende Konturdarstellungen der Kontaktschubspannungen  $\tau$  und des Mikroschlupfes  $v$  für die Querbeschleunigungen  $a_q = 0,2\text{ms}^{-2}$  (---) und  $a_q = 2\text{ms}^{-2}$  (—).

(siehe auch Anhang B). In Abbildung 5.13b (rechts) ist zu sehen, dass für den Mikroschlupf bei einer Querbeschleunigung von  $2\text{ms}^{-2}$  im bogeninneren Kontaktgebiet ebenfalls eine zweite  $v$ -Kontur existiert, welche bei der niedrigeren Querbeschleunigung fehlt. Der Mikroschlupf ist demnach bei der höheren Querbeschleunigung ebenfalls höher als bei der niedrigeren. Die Schubspannungen des bogeninneren Kontaktgebietes sind zwar für beide Querbeschleunigungen gleich, jedoch sind sie im zweiten, zwischen

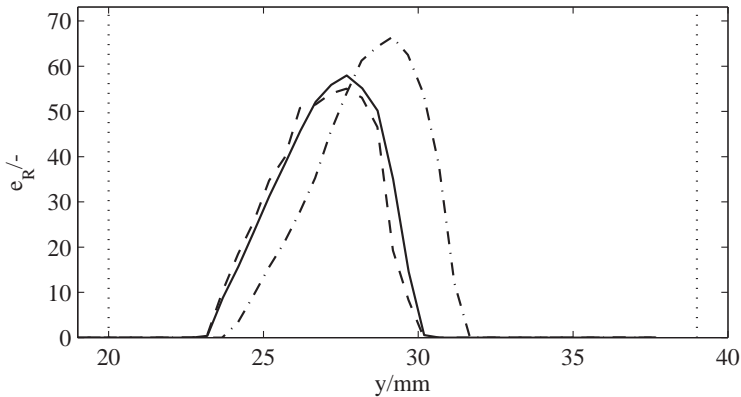
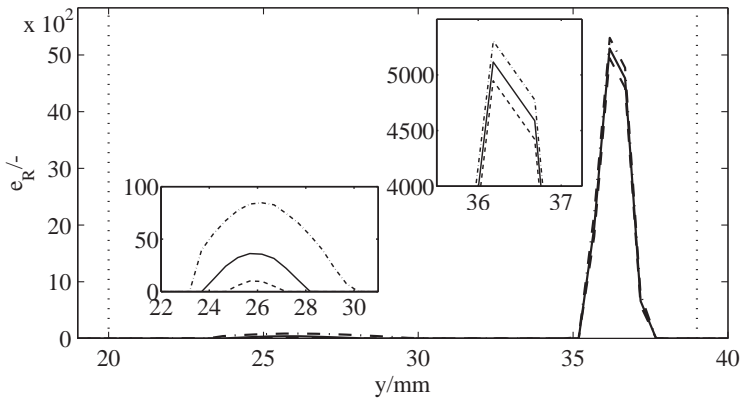
(a)  $R=300$  m(b)  $R=30$  m

Abbildung 5.14: Verteilung der akkumulierten Energiedichte  $e_R$  über der Profilkontur  $y$  für verschiedene Querbeschleunigungen  $a_q$ :  $0,2 \text{ ms}^{-2}$  (---);  $0,65 \text{ ms}^{-2}$  (—);  $2 \text{ ms}^{-2}$  (- · - · -).

$y = 23 \text{ mm}$  und  $y = 30 \text{ mm}$  gelegenen, Kontaktgebiet größer. Dies ist in Abbildung 5.13b (links) erneut an der größeren Fläche innerhalb der ersten  $\tau$ -Kontur zu erkennen.

In Abbildung 5.14 sind für alle drei Querbeschleunigungen die aus den Spannungs- und Mikroschlupfverteilungen resultierenden Energiedichte-

verteilungen  $e_R(y)$  der beiden Bogenlaufszenarien dargestellt. Sowohl im 300m-Bogen als auch im 30m-Bogen nimmt der Energieeintrag und damit der Verschleiß mit steigender Fahrgeschwindigkeit bzw. Querbeschleunigung zu. Dabei liegen die Maxima bei 55 ( $a_q = 0,2 \text{ m s}^{-2}$ ), 58 ( $a_q = 0,65 \text{ m s}^{-2}$ ) und 66 ( $a_q = 2 \text{ m s}^{-2}$ ) für den 300m-Bogen bzw. bei 4947, 5116 und 5303 für den 30m-Bogen. Somit ist die Änderung des Maximums bei einer Über- bzw. Unterschreitung der maximal zulässigen Querbeschleunigung im sehr engen 30m-Gleisbogen um zwei Größenordnungen größer als im 300m-Gleisbogen.

Interessant ist außerdem, dass bei der Simulation des Bogenlaufs mit einer Querbeschleunigung von  $a_q = 2 \text{ m s}^{-2}$  im 30m-Bogen der zweite Kontaktpunkt zwischen  $y = 23$  und  $y = 30 \text{ mm}$  zu einem höheren Energieeintrag führt, als der Einpunktkontakt beim 300m-Bogen an gleicher Stelle (vergleiche Abbildungen 5.14a und 5.14b).

**Fazit:** Bei beiden Bogenlaufszenarien nehmen im Gegensatz zur Geradeausfahrt nicht nur der Mikroschlupf sondern auch die Kontaktschubspannungen mit steigender Fahrgeschwindigkeit bzw. Querbeschleunigung zu. Der Grund hierfür ist die infolge der Querbeschleunigung im Bogen höhere Radlast am bogenäußeren Rad. Außerdem führt die aufgrund der höheren Fahrgeschwindigkeit kürzere Überrolldauer in den betrachteten Bogenlaufszenarien zudem nicht wie bei der Geradeausfahrt dazu, dass die akkumulierte Energiedichte bei hohen Fahrgeschwindigkeiten geringer ist. Die Auswertungen haben gezeigt, dass die Einhaltung der maximal zulässigen Fahrgeschwindigkeiten im Gleisbogen von großer Bedeutung ist, um den Verschleiß zu reduzieren. Durch eine Herabsetzung der Geschwindigkeit unter diese Werte kann der Verschleiß weiter reduziert werden. Da die Werte des Mikroschlupfes und der Kontaktschubspannungen im 30m-Bogen deutlich höher sind als im 300m-Bogen, wirkt sich eine verschleißminimierende Fahrgeschwindigkeit hier besonders positiv aus.



Tabelle 5.4: Vergleich der Lösungen der Gesamtreibleistungsdichte  $\dot{E}_{Rges}$  in Abhängigkeit der Fahrzeugbeladung.

Simulation	R/m	Beladung/-	$\dot{E}_{Rges}/-$	$\Delta$ bzgl. beladen/%
1	$\infty$	leer	0,86	-14,0
2	$\infty$	beladen	1	
5	300	leer	79,64	-13,3
6	300	beladen	91,84	
9	30	leer	623,70	-18,4
10	30	beladen	764,74	

## 5.6 Einfluss der Fahrzeugbeladung

Die Achslast ist ein wichtiger Parameter um den Verschleiß zu reduzieren. Deshalb gewinnt der Leichtbau heute auch bei Schienenfahrzeugen zunehmend an Bedeutung. Einen ersten Eindruck bezüglich des Einflusses des Fahrzeuggewichtes bzw. der Beladung auf den Verschleiß bei Straßenbahnen vermitteln die Simulationsergebnisse der zwei betrachteten Beladungszustände (leer und beladen).

In Tabelle 5.4 sind für alle drei Streckenszenarien bei maximal zulässiger Fahrgeschwindigkeit die Gesamtreibleistungen der Simulationen des leeren und des beladenen Fahrzeug gegenübergestellt. Die Gesamtreibleistung nimmt sowohl bei Geradeausfahrt als auch beim Bogenlauf mit sinkender Achslast ab. Dabei sind die relativen Reduktionen der drei Streckenszenarien mit -13,3 bis -18% ähnlich. Die detaillierten lokalen Auswirkungen einer reduzierten Achslast auf den Verschleiß bei Geradeausfahrt und beim Bogenlauf werden im Folgenden wieder getrennt analysiert.

### 5.6.1 Geradeausfahrt

In Abbildung 5.15 sind die Mikroschlupf- und Kontaktschubspannungsverteilungen der Simulationen der beiden Beladungszustände als Konturdarstellung gegenübergestellt. Sowohl für den Mikroschlupf als auch für die Kontaktschubspannungen sind bei beiden Simulationen jeweils beide

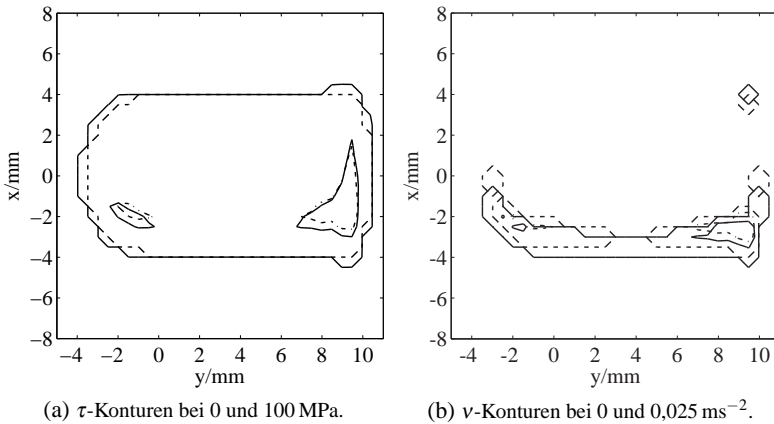


Abbildung 5.15: Vergleichende Konturdarstellungen der Kontaktschubspannungen  $\tau$  und des Mikroschlupfes  $v$  für verschiedene Beladungszustände bei Geradeausfahrt; leer (---), beladen (—).

Konturen zu sehen. In Abbildung 5.15a ist jedoch zu sehen, dass die Fläche innerhalb der  $\tau$ -Konturen beim leeren Fahrzeug kleiner ist als beim beladenen Fahrzeug. Die Kontaktschubspannungen sind beim leeren Fahrzeug also geringer. Denn die geringere Fahrzeugbeladung bzw. Achslast führt zu einem niedrigeren Kontaktdruck und damit auch zu niedrigeren Kontaktschubspannungen, was letztlich den Verschleiß reduziert.

Die Flächen innerhalb der Mikroschlupfkonturen sind für beide Beladungszustände nahezu identisch (siehe Abbildung 5.15b). Dies ist plausibel, da die Fahrgeschwindigkeit in beiden Simulationen gleich gewählt wurde und sich der Mikroschlupf demnach nicht ändern sollte.

Dass eine Zunahme der Fahrzeugbeladung bei gleicher Fahrgeschwindigkeit eine Erhöhung der Beanspruchung und damit des Verschleißes zur Folge hat, zeigt sich auch anhand der Energiedichteverteilungen  $e_R(y)$ . In Abbildung 5.16 ist der Verlauf der Energiedichte entlang der Profilkontur für beide Beladungszustände dargestellt. Die Fläche unterhalb der Energiedichtekurve und damit der Verschleiß ist für die Simulation des leeren

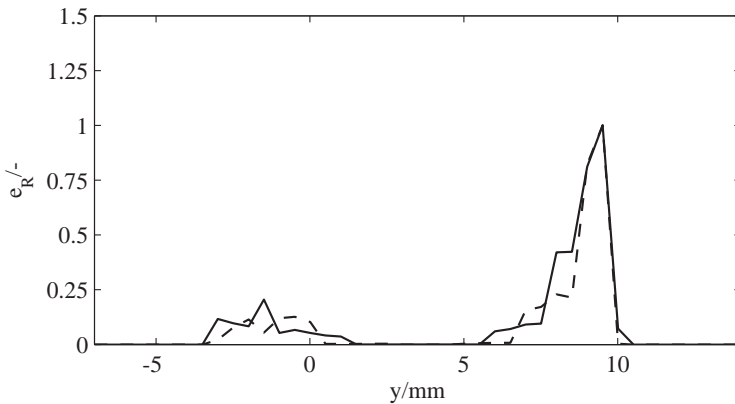


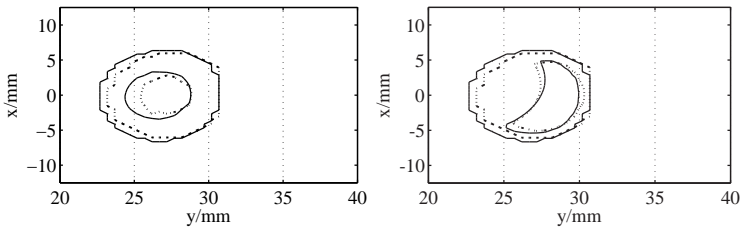
Abbildung 5.16: Verteilung der akkumulierten Energiedichte  $e_R$  über der Profilkontur  $y$  für verschiedene Beladungszustände bei Geradeausfahrt; leer (---), beladen (—).

Fahrzeuges um 14 % kleiner als für die Simulation des beladenen Fahrzeuges.

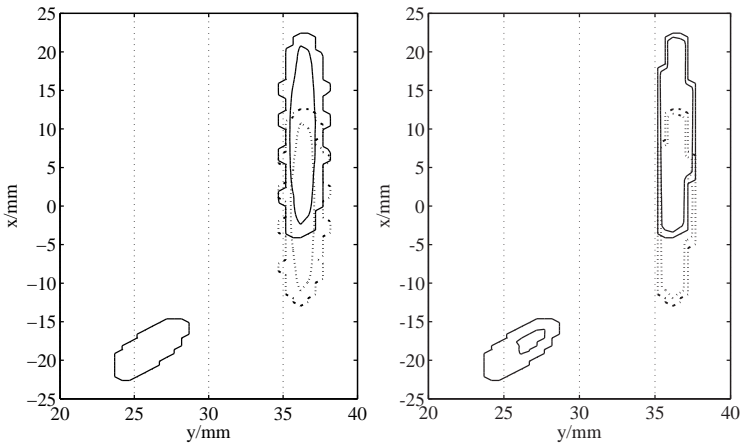
### 5.6.2 Bogenlauf

Auch bei den Bogenlaufszenerien sind die Kontaktschubspannungen beim leeren Fahrzeug geringer. Dies ist anhand der vergleichenden Konturdarstellungen in Abbildung 5.17 zu sehen. Für die Simulationen des 300m-Bogens sind in Abbildung 5.17a (links) die beim leeren Fahrzeug geringeren Kontaktschubspannungen anhand der kleineren Fläche innerhalb der  $\tau$ -Konturen zu erkennen.

In der  $\tau$ -Konturdarstellung des 30m-Bogens in Abbildung 5.17b (links) existiert für den Fall des beladenen Fahrzeuges ein zweites Kontaktgebiet zwischen  $y = 23\text{mm}$  und  $y = 29\text{mm}$ , welches die höheren Normal- bzw. Tangentialspannungen überträgt. Da bei den Bogenlaufszenerien die Fahrgeschwindigkeit in beiden Beladungsfällen ebenfalls gleich gewählt wurde, ändert sich der Mikroschlupf auch hier nicht. Dies wird anhand der in beiden Beladungsfällen ähnlich verlaufenden  $v$ -Konturen in Abbildun-



(a)  $R=300\text{m}$ :  $\tau$ -Konturen bei 0 und 300 MPa (links),  $v$ -Konturen bei 0 und  $0,1\text{ms}^{-2}$  (rechts).



(b)  $R=30\text{m}$ :  $\tau$ -Konturen bei 0 und 300 MPa (links),  $v$ -Konturen bei 0 und  $0,2\text{ms}^{-2}$  (rechts).

Abbildung 5.17: Vergleichende Konturdarstellungen der Kontaktschubspannungen  $\tau$  und des Mikroschlupfes  $v$  für verschiedene Beladungszustände beim Bogenlauf; leer (---), beladen (—).

gen 5.17 (rechts) deutlich. Der einzige Unterschied besteht in der Existenz des zweiten Kontaktgebiets bei der Simulation des beladenen Fahrzeuges im 30-m-Bogen, in dem ebenfalls Relativgeschwindigkeiten auftreten.

In Abbildung 5.18 sind die aus den jeweiligen Kontaktgrößenverteilungen resultierenden Energiedichteverteilungen  $e_R(y)$  der beiden Bogenlaufsznarien dargestellt. Bei beiden Szenarien sind die Flächen unterhalb der Kurven der Simulationen des leeren Fahrzeuges kleiner als die der Simu-

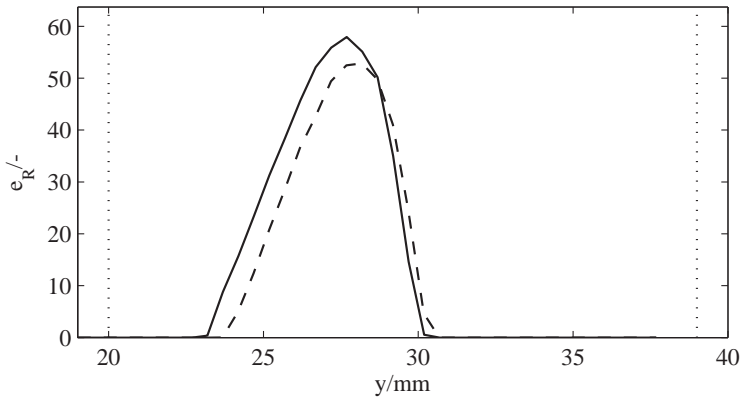
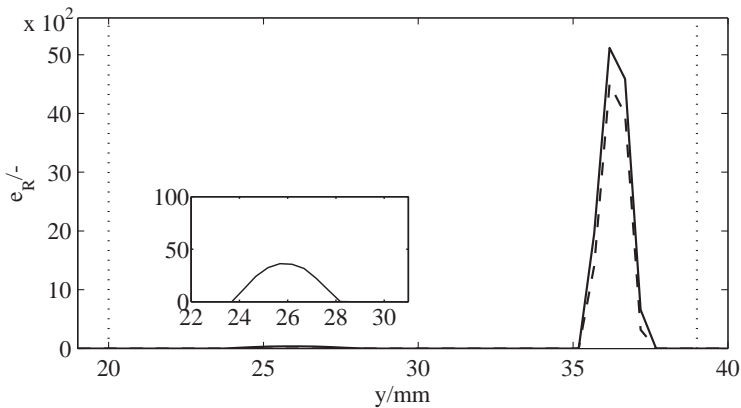
(a)  $R=300\text{ m}$ (b)  $R=30\text{ m}$ 

Abbildung 5.18: Verteilung der akkumulierten Energiedichte  $e_R$  über der Profilkontur  $y$  für verschiedene Beladungszustände beim Bogenlauf; leer (---), beladen (—).

lationen des beladenen Fahrzeuges. Wie zu erwarten, ist der Verschleiß beim leeren Fahrzeug also geringer. Dabei liegen die Maxima der Energiedichteverteilungen im 300m-Bogen bei 53 (leer) bzw. 58 (beladen) und im 30m-Bogen bei 4501 (leer) bzw. 5116 (beladen). Demnach ist die Änderung des Maximums im 30m-Bogen um zwei Größenordnungen größer

als im 300m-Bogen. Desweiteren sorgt bei der Simulation des beladenen Fahrzeugs im 30m-Bogen allein das zweite Kontaktgebiet für einen Energieeintrag in der Größenordnung des Energieeintrags der Simulationen des 300m-Bogens. Ein geringeres Fahrzeuggewicht wirkt sich also im sehr engen 30m-Gleisbogen besonders positiv auf den Verschleiß aus.

**Fazit:** Bei allen drei Streckenszenarien reduziert eine geringeres Fahrzeuggewicht die auftretenden Kontaktschubspannungen und damit die lokale Reibleistung. Die Mikroschlupfwerte ändern sich aufgrund gleichbleibenden Fahrgeschwindigkeit hingegen nicht.

Damit bestätigen die Ergebnisse die Erfahrungen aus der Praxis, wonach ein reduziertes Fahrzeuggewicht zu geringerem Verschleiß führt. Dabei haben die Auswertungen gezeigt, dass sich ein geringes Fahrzeuggewicht im sehr engen 30m-Gleisbogen besonders positiv auf den Verschleiß auswirkt.

## 5.7 Einfluss des Reibwertes

Im Straßenbahnbetrieb werden in engen Gleisbögen sogenannte Reibwertmodifizierer eingesetzt. Sie reduzieren den Reibwert  $\mu$ , senken so die Haftgrenze und damit den Verschleiß. Den Einfluss einer beispielhaften Reduzierung des Reibwertes um 50% zeigen die Ergebnisse in Tabelle 5.5. Dort sind für alle drei Streckenszenarien bei maximal zulässiger Fahrgeschwindigkeit die Gesamtreibleistungen bei einem Reibwert von  $\mu = 0,3$  und  $\mu = 0,15$  gegenübergestellt. Während die Gesamtreibleistung bei der Geradeausfahrt mit sinkendem Reibwert um 50% steigt, nimmt sie beim Bogenlauf um 52,3% (300m-Bogen) bzw. 54,7% (30m-Bogen) ab. Diese gegenläufigen Auswirkungen der Reibwertminderung sollen in den folgenden Abschnitten näher erläutert werden.

Tabelle 5.5: Vergleich der Lösungen der Gesamtreibleistung  $\dot{E}_{Rges}$  in Abhängigkeit des Reibwertes  $\mu$ .

Simulation	R/m	$\mu/-$	$\dot{E}_{Rges}/-$	$\Delta$ bzgl. 0,3/%
2	$\infty$	0,3	1	
2a	$\infty$	0,15	1,5	+50
6	300	0,3	91,8	
6a	300	0,15	43,8	-52,3
10	30	0,3	764,7	
10a	30	0,15	346,3	-54,7

### 5.7.1 Geradeausfahrt

In Abbildung 5.19 sind die Konturdarstellungen der Kontaktschubspannungen und des Mikroschlupfes der beiden Reibwertsimulationen einander gegenübergestellt. In Abbildung 5.19b ist zu sehen, dass das Gleitgebiet beim niedrigeren Reibwert ( $\mu = 0,15$ ) größer ist als beim höheren ( $\mu = 0,3$ ). Mit der Größe des Gleitgebietes geht außerdem ein Anstieg der Mikroschlupfwerte  $v$  einher. Dies ist anhand der größeren Flächen innerhalb der beiden  $v$ -Konturen zu erkennen und lässt sich mit dem kontinuierlichen Anstieg der Relativgeschwindigkeit im Gleitgebiet begründen (siehe Abschnitt 2.3.1). Wie in Abbildung 5.19a anhand der kleineren Fläche innerhalb der zweiten  $\tau$ -Kontur zu sehen, sind die Kontaktschubspannungen bei einem Reibwert von  $\mu = 0,15$  hingegen niedriger. Die niedrigeren Kontaktschubspannungen resultieren aus der bei niedrigerem Reibwert geringeren Haftgrenze. In beiden Simulationen sind bei gleicher Beladung (Radlast) mit  $t = 0,09$  und  $t = 0,08$  jedoch ähnliche Tangentialkräfte zu übertragen. Da bei einem niedrigeren Reibwert die Haftgrenze, ab der Gleiten einsetzt, bereits bei niedrigeren Tangentialspannungen erreicht ist, muss das Gleitgebiet größer sein. Dies führt dazu, dass trotz niedrigerer Schubspannungen im Gleitgebiet die Gesamtreibleistung zunimmt.

Da ein Profilabschnitt aufgrund der größeren Ausdehnung des Gleitgebietes in Fahrtrichtung außerdem länger einer Reibbeanspruchung ausgesetzt ist,

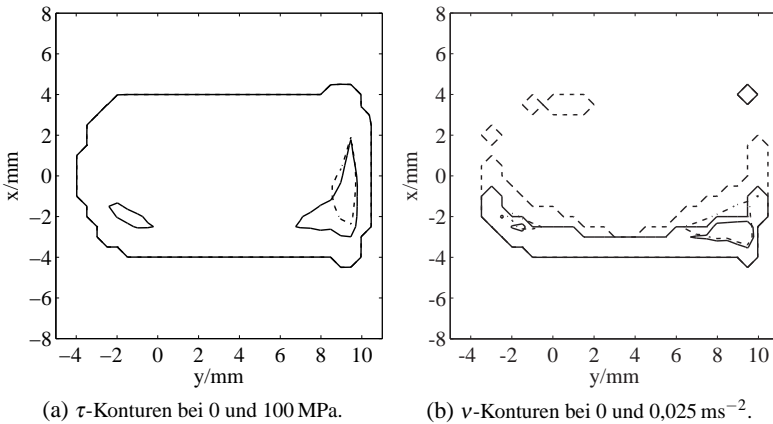


Abbildung 5.19: Vergleichende Konturdarstellung der Kontaktschubspannungen  $\tau$  und des Mikroschlupfes  $v$  für die Reibwerte  $\mu = 0,15$  (---) und  $\mu = 0,3$  (—).

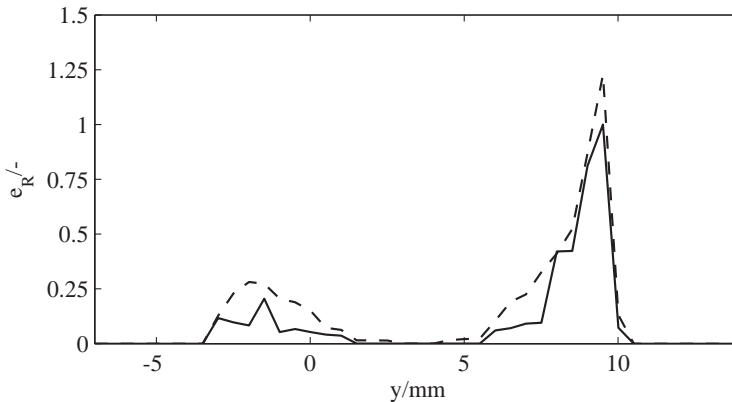


Abbildung 5.20: Verteilung der akkumulierten Energiedichte  $e_R$  über der Profilkontur  $y$  für die Reibwerte  $\mu = 0,15$  (---) und  $\mu = 0,3$  (—).

nimmt auch die Energiedichte  $e_R(y)$  zu. Deshalb ist in Abbildung 5.20 die Fläche unterhalb der  $e_R$ -Kurve der Simulation mit dem niedrigeren Reibwert  $\mu = 0,15$  größer als die Fläche unterhalb der  $e_R$ -Kurve der Simu-



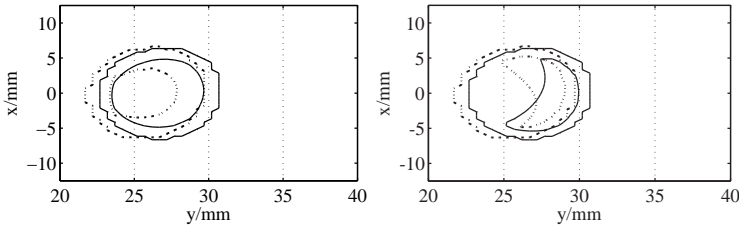
lation mit  $\mu = 0,3$ .

### 5.7.2 Bogenlauf

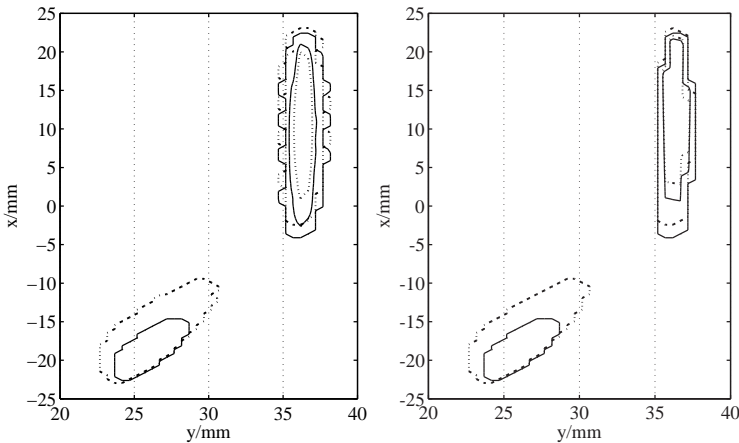
Die vergleichenden Konturdarstellungen der Bogenlaufszzenarien sind in Abbildung 5.21 zu sehen. Beim Bogenlauf im 300m-Bogen liegt unabhängig vom Reibwert reines Gleiten ( $t = 0,3$ ) vor. Die Gleitgebietsflächen, die in diesem Fall den Kontaktflächen entsprechen, sind daher gleich groß (siehe Abbildung 5.21a (links)). Da sich die Gleitgebietsfläche nicht ändert, sind die Mikroschlupfwerte  $v$  in beiden Simulationen ähnlich, was in Abbildung 5.21a (rechts) anhand der Anzahl der  $v$ -Konturen und der Fläche innerhalb der Konturen zu erkennen ist.

Die Konturdarstellung der Kontaktschubspannungen ist in Abbildung 5.21a (rechts) zu sehen. Wie zu erwarten, sind die Kontaktschubspannungen für die Simulation mit  $\mu = 0,15$  aufgrund der niedrigeren Haftgrenze geringer, was anhand der kleineren Fläche innerhalb der zweiten  $\tau$ -Kontur für  $\tau = 150\text{MPa}$  zu erkennen ist. Der niedrigere Reibwert senkt also die maximal übertragbaren Kontaktschubspannungen und damit die Gesamtreibleistung.

Da sich bei gleicher Gleitgebietsfläche die Beanspruchungsstrecke bzw. -dauer nicht ändert, reduziert ein um 50 % niedrigerer Reibwert folglich auch die Energiedichte deutlich. In Abbildung 5.22a ist dies gut anhand der Fläche unterhalb der gestrichelten  $e_R$ -Kurve der Simulation mit einem Reibwert von  $\mu = 0,15$  zu erkennen, die bedeutend kleiner ist als die Fläche unterhalb der durchgezogenen  $e_R$ -Kurve der Simulation mit  $\mu = 0,3$ . Das Energiedichtemaximum reduziert sich von 58 ( $\mu = 0,3$ ) auf 27 ( $\mu = 0,15$ ). Die gleichen Zusammenhänge gelten im 30m-Bogen für das kurveninnere Kontaktgebiet. Auch hier sind die auftretenden Kontaktschubspannungen für  $\mu = 0,15$  niedriger, was anhand der kleineren Fläche innerhalb der zweiten  $\tau$ -Kontur für  $\tau = 250\text{MPa}$  zu erkennen ist. Jedoch ist die Fläche innerhalb der  $\tau$ -Kontur des zweiten bogenäußeren Kontaktgebietes zwischen  $y = 23\text{mm}$  und  $y = 31\text{mm}$  deutlich größer. Dies liegt daran, dass



(a)  $R=300\text{ m}$ :  $\tau$ -Konturen bei 0 und  $150\text{ MPa}$  (links),  $v$ -Konturen bei 0 und  $0,1\text{ ms}^{-2}$  (rechts).



(b)  $R=30\text{ m}$ :  $\tau$ -Konturen bei 0 und  $250\text{ MPa}$  (links),  $v$ -Konturen bei 0 und  $0,4\text{ ms}^{-2}$  (rechts).

Abbildung 5.21: Vergleichende Konturdarstellung der Kontaktschubspannungen  $\tau$  und des Mikroschlupfes  $v$  für die Reibwerte  $\mu = 0,15$  (---) und  $\mu = 0,3$  (—).

das bogeninnere Kontaktgebiet aufgrund der niedrigeren Haftgrenze nicht ausreicht, damit sich ein Kräftegleichgewicht mit der in  $z$ -Richtung wirkenden Radkraft einstellen kann. Es muss ein größerer Anteil durch höhere Normalspannungen im zweiten Kontaktgebiet kompensiert werden, weshalb dieses größer ist. Somit reduziert ein niedriger Reibwert zwar die Reibleistung im bogeninneren Kontaktgebiet, führt aber zu einer höheren Reibleistung im zweiten bogenäußeren Kontaktgebiet.

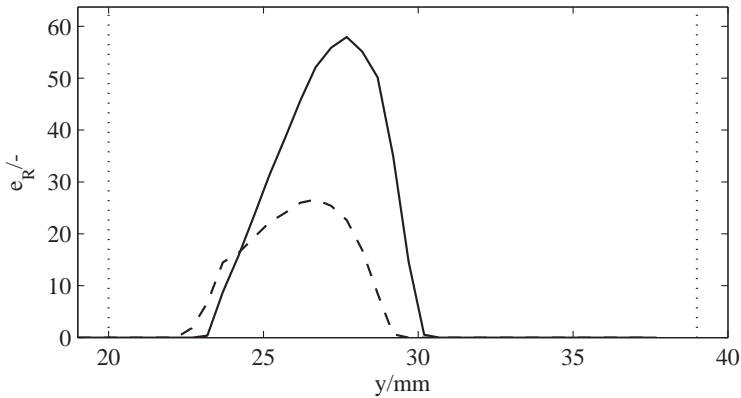
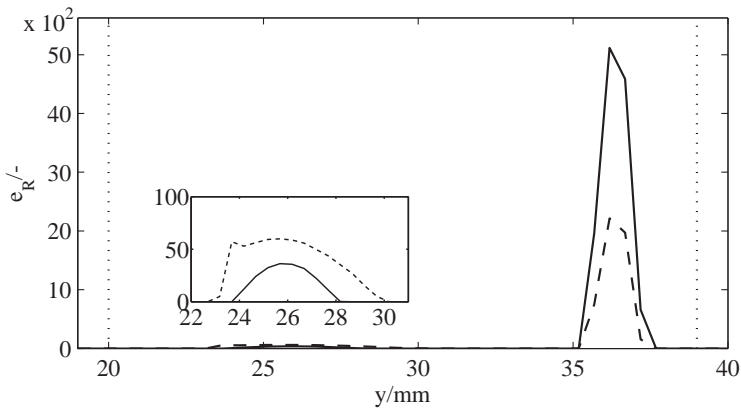
(a)  $R=300$  m(b)  $R=30$  m

Abbildung 5.22: Verteilung der akkumulierten Energiedichte  $e_R$  über der Profilkontur  $y$  für die Reibwerte  $\mu = 0,15$  (---) und  $\mu = 0,3$  (—).

Gleiches gilt für die Energiedichte, die in Abbildung 5.22b dargestellt ist. Für das bogeninnere Kontaktgebiet ist die Fläche unterhalb der  $e_R$ -Kurve der Simulation mit einem Reibwert von  $\mu = 0,15$  geringer als die unterhalb der  $e_R$ -Kurve der Simulation mit  $\mu = 0,3$ . Das Maximum der Energiedichte reduziert sich von 5116 ( $\mu = 0,3$ ) auf 2216 ( $\mu = 0,15$ ). Das bedeutet, dass

die Änderung des Maximums im 30m-Bogen um zwei Größenordnungen größer ist als im 300m-Bogen.

Im zweiten bogenäußeren Kontaktgebiet ist die Situation anders, ein geringerer Reibwert erhöht hier den Energieeintrag, was anhand der größeren Fläche unterhalb der  $e_R$ -Kurve zu erkennen ist. Ein niedriger Reibwert reduziert also die Energiedichte aufgrund des bogeninneren Kontaktgebietes, führt aber zu einer höheren Energiedichte aufgrund des bogenäußeren Kontaktgebietes. Denn zum einen sind die Kontaktschubspannungen im bogenäußeren Kontaktgebiet größer, zum anderen ist die Beanspruchungsdauer aufgrund der Größe des Kontaktgebietes länger. Da die Mikroschlupfwerte jedoch deutlich geringer sind als im bogeninneren Kontaktgebiet, ist die Erhöhung des Energieeintrags wesentlich geringer als die Minderung des Energieeintrags aufgrund des bogeninneren Kontaktgebietes. Ein niedriger Reibwert wirkt sich also auch im 30m-Bogen insgesamt verschleißmindernd aus.

**Fazit:** Ein reduzierter Reibwert erhöht bei der betrachteten Geradeausfahrt den Verschleiß trotz reduzierter Tangentialspannungen. Der Grund hierfür ist die Zunahme des Gleitgebietes, mit der auch ein Anstieg des Mikroschlupfes einhergeht. Beim Bogenlauf senkt ein reduzierter Reibwert den Verschleiß hingegen wie zu erwarten. Denn bei reinem Gleiten werden die Kontaktschubspannungen durch die niedrigere Haftgrenze reduziert, während die Mikroschlupfwerte unverändert bleiben. Dies entspricht den Erfahrungen aus der Praxis, wonach feuchtes Wetter oder eine gezielte Schmierung des Rad-Schiene-Kontaktes den Verschleiß in Gleisbögen stark reduziert.

## 5.8 Zusammenfassung Verschleißergebnisse

In Tabelle 5.6 sind die Simulationsergebnisse noch einmal zusammengefasst dargestellt. Basierend auf den durchgeführten Simulationen können folgende Kernergebnisse festgehalten werden:

Tabelle 5.6: Zusammenfassung der Simulationsergebnisse der Gesamtreibleistung  $\dot{E}_{Rges}$ , der maximalen Energiedichte  $e_{Rmax}$ , der Größe des Kontakt- und Gleitgebietes  $A_K$  bzw.  $A_G$  und des Traktionskoeffizienten  $t$ .

Simulation	$R/m$	Ergebnisgrößen				
		$\dot{E}_{Rges}/-$	$e_{Rmax}/-$	$A_K/mm^2$	$A_G/mm^2$	$t/-$
1	$\infty$	0,86	1	95,08	23,71	0,095
2	$\infty$	1	1	103,03	19,92	0,091
2a	$\infty$	1,50	1,23	103,03	34,11	0,081
3	$\infty$	0,29	1,28	104,53	24,65	0,091
4	$\infty$	0,80	1,06	100,04	18,68	0,091
5	300	79,64	52,86	66,93	66,93	0,3
6	300	91,84	57,94	75,87	75,87	0,3
6a	300	43,84	26,6	74,85	74,85	0,15
7	300	49,16	55,04	68,41	68,41	0,3
8	300	189,1	66,45	94,77	93,77	0,3
9	30	623,71	4501,0	53,37	53,37	0,3
10	30	764,74	5116,0	74,26	74,26	0,3
10a	30	346,34	2215,7	100,41	100,41	0,15
11	30	398,82	4947,1	63,06	63,06	0,3
12	30	1480,38	5303,5	100,62	100,62	0,3
16	120	387,38	1118,2	102,74	102,74	0,3
17	60	176,95	154,09	95,77	95,77	0,3

- Mit abnehmendem Bogenradius nimmt der Verschleiß zu, weil die Werte des Mikroschlupfes und der Kontaktschubspannungen aufgrund der zunehmenden Nähe des Kontaktgebietes zur Schienenflanke ansteigen. Das Maximum der Energiedichte liegt dabei im sehr engen 30m-Bogen um zwei Größenordnungen über dem Maximum im 300m-Bogen.
- Mit steigender Fahrgeschwindigkeit bzw. Querbeschleunigung nimmt der Verschleiß am bogenäußeren Rad zu, weil sich die Mikroschlupfwerte und die Kontaktschubspannungen dort erhöhen. Bei Geradeausfahrt nehmen hingegen nur die Mikroschlupfwerte zu, da die Radlast ohne Querbeschleunigung konstant bleibt.

- Bei allen drei Streckenszenarien reduziert eine verringerte Achslast den Verschleiß aufgrund der niedrigeren Kontaktspannungen.
- Ein von  $\mu = 0,3$  auf  $\mu = 0,15$  geminderter Reibwert senkt den Verschleiß durch die geringeren Kontaktschubspannungen in beiden Bogenlaufszuständen signifikant. Bei der betrachteten Geradeausfahrt erhöht sich der Verschleiß hingegen aufgrund der Zunahme des Gleitgebietes.
- Für alle betrachteten Parameter ist deren Einfluss auf die Gesamtleistung und die maximale Energiedichte im sehr engen 30m-Bogen um eine bzw. zwei Größenordnungen größer als im 300m-Bogen.
- In beiden Gleisbögen ist der Einfluss eines geminderten Reibwertes auf die Gesamtleistung größer als der Einfluss der Reduktion der Querbeschleunigung. Eine verringerte Achslast hat demgegenüber einen deutlich geringeren Einfluss.
- Im Bezug auf die maximale Energiedichte ist in beiden Gleisbögen der Einfluss eines geminderten Reibwertes größer als der Einfluss der Reduktion der Achslast. Die Reduktion der Querbeschleunigung hat hier den geringsten Einfluss.
- Aus diesen Ergebnissen folgt, dass die Analyse der Gesamtleistungen und der maximalen Energiedichten zu unterschiedlichen Rangfolgen bezüglich des Einflusses der betrachteten Betriebsparameter auf den Rad-Schiene-Verschleiß führen. Dies zeigt, dass zur korrekten Einschätzung der verschleißmindernden Maßnahmen eine lokale Auswertung erforderlich ist.

Diese Ergebnisse zeigen, dass es mit der entwickelten Simulationstechnik erstmals möglich ist auch für Straßenbahnen in sehr engen Gleisbögen detaillierte Verschleißaussagen zu treffen. Außerdem ermöglichen sie folgende Einschätzung bezüglich der Priorisierung der verschleißmindernden Maßnahmen bei Straßenbahnen:

1. Im Gleisbogen sollte der Reibwert gemindert werden, da dies den Verschleiß am deutlichsten reduziert. Hierzu könnten zumindest in sehr engen Gleisbögen entsprechende Einrichtungen zur Schienenschmierung installiert werden.
2. Die Achslast sollte soweit wie möglich reduziert werden. Somit sollte bei Neubeschaffungen von Fahrzeugen auf ein möglichst geringes Fahrzeugleergewicht geachtet werden.
3. Die Verringerung der Fahrgeschwindigkeit hat vergleichsweise geringe Auswirkungen auf den Verschleiß. Jedoch sollte durch Fahrerschulungen die Einhaltung der maximal zulässige Fahrgeschwindigkeit gewährleistet werden.





## 6 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde der Rad-Schiene-Verschleiß bei Straßenbahnen in Abhängigkeit betriebsrelevanter Einflussgrößen numerisch untersucht. Hierzu wurde eine Simulationsmethodik entwickelt, die auch in sehr engen Gleisbögen detaillierte Ergebnisse liefert.

In sehr engen Gleisbögen kommt es zum konformen Kontakt an der Fahrkante, für den die standardmäßig verwendeten Simulationsmethodiken ungeeignet sind. Der Grund dafür ist, dass diese Methodiken zur Kontaktanalyse FASTSIM bzw. CONTACT verwenden, welche auf der Halbraumannahme basieren und somit für konforme Kontakte keine zuverlässigen Ergebnisse liefern.

Deshalb wurde in der vorliegenden Arbeit die FEM zur Kontaktanalyse verwendet. Die entwickelte Simulationsmethodik betrachtet das Rad-Schiene-System dabei losgelöst vom Gesamtsystem Fahrzeug-Fahrweg. Eine Verknüpfung mit dem Gesamtsystem wird über die Definition von Randbedingungen erreicht. Diese Systemtrennung ermöglichte es, dass sowohl das Gesamtsystem als auch der Rad-Schiene-Kontakt mit eigenen problemspezifischen Berechnungsverfahren behandelt werden konnten.

Die Verschleißsimulation besteht aus drei sequentiellen Berechnungsblöcken. Zunächst wird für definierte Betriebsbedingungen eine Fahrtdynamiksimulation durchgeführt, um die Randbedingungen für die Kontaktanalyse zu bestimmen. Die bereitgestellten Randbedingungen sind der Lateralversatz, der Anlaufwinkel, die translatorische und rotatorische Geschwindigkeit des Rades, sowie die Radkraft. In der sich anschließenden lokalen Kontaktanalyse werden die Verteilungen der normalen und tangentialen Kontaktkräfte, der normalen und tangentialen Kontaktspannungen

und des Mikroschlupfes bestimmt und als Eingangsgrößen für die Verschleißberechnung in Matlab bereit gestellt. Das verwendete empirische Verschleißmodell folgt einer energetischen Betrachtungsweise, wonach der Verschleiß proportional zur Reibleistung bzw. Reibenergie im Kontaktgebiet ist. In dieser Arbeit wurden keine Verschleißkoeffizienten verwendet, um den quantitativen Materialabtrag zu berechnen. Vielmehr wurde der Verschleiß rein qualitativ bewertet. Einerseits standen für die verwendete Materialpaarung keine Verschleißkarten zur Verfügung, andererseits wird bisher auch bei vorhandenen Verschleißkarten mit Skalierungsfaktoren gearbeitet, um die Simulationsergebnisse nachträglich an gemessene Profile anzupassen.

Für die Verschleißstudien wurde die Niederflurstraßenbahn GT6-70D/N der Verkehrsbetriebe Karlsruhe GmbH als Referenzfahrzeug gewählt und in SIMPACK modelliert. Das Rad-Schiene-Modell zur Rollkontakanalyse wurde mittels des FE-Codes ABAQUS/Explicit simuliert. Dabei wurden Rad und Schiene als linear-elastische Körper betrachtet. Das Kontaktproblem wurde mittels des Penalty-Verfahrens gelöst, wobei für den Tangentialkontakt Coulombsche Reibung angenommen wurde.

Das implementierte FE-Modell des Rad-Schiene-Systems wurde für den Laufflächenkontakt mittels CONTACT validiert. Dabei zeigte die Validierung, dass die benötigten Kontaktgrößenverteilungen zuverlässig bestimmt werden und dass eine Elementkantenlänge von 0,5 mm für die Kontaktanalyse geeignet ist. Damit lag eine Simulationsmethodik vor, mit der bei Straßenbahnen erstmals auch in sehr enge Gleisbögen detaillierte Verschleißaussagen getroffen werden konnten.

Im Rahmen der durchgeführten Studien wurden die quasi-stationären Betriebssituationen der Geradeausfahrt und des Bogenlaufs in einer Rechtskurve simuliert. Die untersuchten Einflussparameter waren der Bogenradius, die Fahrgeschwindigkeit, der Beladungszustand und der Reibwert. Da der Verschleiß am bogenäußeren Rad der ersten Achse am größten ist, wurden die Untersuchungen exemplarisch für dieses Rad durchgeführt. Analy-

siert wurden zum einen die Gesamtreibleistung der Betriebssituation, zum anderen die lokale Energiedichteverteilung entlang der Profilkontur infolge eines Überrollvorgangs.

Die Ergebnisse haben gezeigt, dass die Gesamtreibleistung für die untersuchten sehr engen Gleisbögen (<300 m) eine Größenordnung über der im Vollbahnbereich (300 m) liegt. Der maximale Energieeintrag einer Überrollung ist im sehr engen 30 m-Gleisbogen sogar um zwei Größenordnungen höher als im vergleichsweise großen 300 m-Gleisbogen. Der Grund hierfür ist die mit abnehmendem Bogenradius zunehmende Verschiebung der Kontaktpunktlage in Richtung Schienenflanke, wodurch die Mikroschlüpfе und Kontaktspannungen signifikant ansteigen.

Außerdem ergab die Analyse der Parametervariationen, dass für alle betrachteten Parameter deren Einfluss auf die Gesamtreibleistung und die maximale Energiedichte im sehr engen 30 m-Bogen um eine bzw. zwei Größenordnungen größer ist als im 300 m-Bogen. In beiden Gleisbögen ist der Einfluss eines geminderten Reibwertes auf die maximale Energiedichte größer als der Einfluss der Reduktion der Achslast. Den geringsten Einfluss hat die Verringerung der Querschleunigung. Dies führte zu folgender Einschätzung bezüglich der Priorisierung der verschleißmindernden Maßnahmen: (1) Reduktion des Reibwertes im Gleisbogen, (2) Reduktion der Achslast und (3) Reduktion der Fahrgeschwindigkeit.

**Ausblick** Die vorliegende Arbeit bietet verschiedene Anknüpfungspunkte für eine Weiterentwicklung der entwickelten Simulationsmethodik und deren Verwendung in weiteren Forschungsarbeiten. Beispielsweise könnten weitere Einflussfaktoren, wie die Radprofilgeometrie und die Aufhängungseigenschaften untersucht werden. Außerdem gibt es für die im Straßenbahnbetrieb verwendete Materialpaarung derzeit keine Verschleißkarten, sodass der quantitative Materialabtrag bisher nicht berechnet werden kann. In einer weiterführenden Arbeit sollten deshalb solche Karten mittels Versuchen auf einem Rad-Schiene-Scheibenprüfstand [38] ermittelt wer-

den.

Für die Zuverlässigkeit der entwickelten Simulationsmethodik ist zudem die Genauigkeit der mittels MKS ermittelten Randbedingungen von zentraler Bedeutung. Deshalb sollte genauer untersucht werden, welchen Einfluss die nach wie vor in der MKS eingesetzte Kontaktmodellierung mittels FASTIM auf die ermittelten Lastrandbedingungen hat. Hierzu könnten Messungen mittels eines Messrades [46] durchgeführt werden.

## A Parameter des MKS-Modells

Tabelle A.1: Werte der verwendeten Modellparameter des MKS-Modells.

	Parameter	Wert	Einheit
Wagenkasten 1+3	Masse	16847	kg
	Trägheitsmoment $J_{xx}$	30000	kg m <sup>2</sup>
	Trägheitsmoment $J_{yy}$	150000	kg m <sup>2</sup>
	Trägheitsmoment $J_{zz}$	150000	kg m <sup>2</sup>
Wagenkasten 2	Masse	3017	kg
	Trägheitsmoment $J_{xx}$	6000	kg m <sup>2</sup>
	Trägheitsmoment $J_{yy}$	8000	kg m <sup>2</sup>
	Trägheitsmoment $J_{zz}$	5000	kg m <sup>2</sup>
Fahrwerksrahmen	Masse	4000	kg
	Trägheitsmoment $J_{xx}$	2000	kg m <sup>2</sup>
	Trägheitsmoment $J_{yy}$	2000	kg m <sup>2</sup>
	Trägheitsmoment $J_{zz}$	3500	kg m <sup>2</sup>
Starrachse	Masse	700	kg
	Trägheitsmoment $J_{xx}$	200	kg m <sup>2</sup>
	Trägheitsmoment $J_{yy}$	50	kg m <sup>2</sup>
	Trägheitsmoment $J_{zz}$	200	kg m <sup>2</sup>
Laufwerksrahmen	Masse	1000	kg
	Trägheitsmoment $J_{xx}$	1000	kg m <sup>2</sup>
	Trägheitsmoment $J_{yy}$	500	kg m <sup>2</sup>
	Trägheitsmoment $J_{zz}$	700	kg m <sup>2</sup>

Fortsetzung siehe nächste Seite

Fortsetzung von vorheriger Seite

Portalachse	Masse	642,6	kg
	Trägheitsmoment $J_{xx}$	200	$\text{kg m}^2$
	Trägheitsmoment $J_{yy}$	20	$\text{kg m}^2$
	Trägheitsmoment $J_{zz}$	200	$\text{kg m}^2$
Losrad	Masse	1	kg
	Trägheitsmoment $J_{xx}$	10	$\text{kg m}^2$
	Trägheitsmoment $J_{yy}$	10	$\text{kg m}^2$
	Trägheitsmoment $J_{zz}$	10	$\text{kg m}^2$
Wiege	Masse	150	kg
	Trägheitsmoment $J_{xx}$	60	$\text{kg m}^2$
	Trägheitsmoment $J_{yy}$	5	$\text{kg m}^2$
	Trägheitsmoment $J_{zz}$	60	$\text{kg m}^2$
Sekundäraufhängung	Steifigkeit $c_x$	200	$\text{kNm}^{-1}$
	Steifigkeit $c_y$	200	$\text{kNm}^{-1}$
	Steifigkeit $c_z$	800	$\text{kNm}^{-1}$
	Dämpfung $d_x$	50	$\text{Ns m}^{-1}$
	Dämpfung $d_y$	50	$\text{Ns m}^{-1}$
	Dämpfung $d_z$	100	$\text{Ns m}^{-1}$
Primäraufhängung	Steifigkeit $c_x$	10000	$\text{kNm}^{-1}$
	Steifigkeit $c_y$	10000	$\text{kNm}^{-1}$
	Steifigkeit $c_z$	2000	$\text{kNm}^{-1}$
	Dämpfung $d_x$	200	$\text{kNs m}^{-1}$
	Dämpfung $d_y$	40	$\text{kNs m}^{-1}$
	Dämpfung $d_z$	200	$\text{kNs m}^{-1}$
Traktionslenker	Steifigkeit $c_{Tl}$	10000	$\text{kNm}^{-1}$
	Dämpfung $d_{Tl}$	15000	$\text{Ns m}^{-1}$

## B Konturdarstellungen

### B.1 Streckenszenario 1: Geradeausfahrt

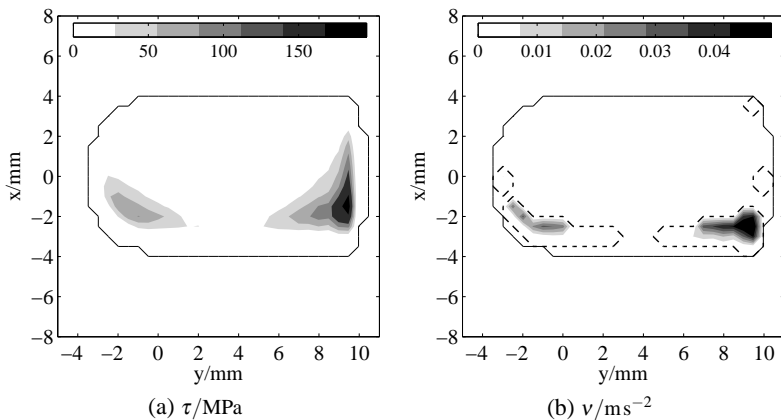


Abbildung B.1: Simulation 1: Konturdarstellung der Kontaktschubspannungen  $\tau$  und des Mikroschlupfes  $v$  des leeren Fahrzeuges; Rand des Kontaktgebietes (—), Rand des Gleitgebietes (---).

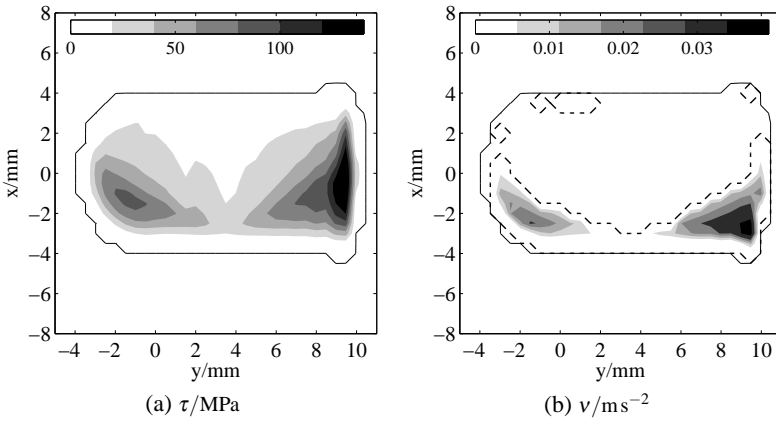


Abbildung B.2: Simulation 2a: Konturdarstellung der Kontaktschubspannungen  $\tau$  und des Mikroschlupfes  $v$  bei einem Reibwert von  $\mu = 0,15$ ; Rand des Kontaktgebietes (—), Rand des Gleitgebietes (---).

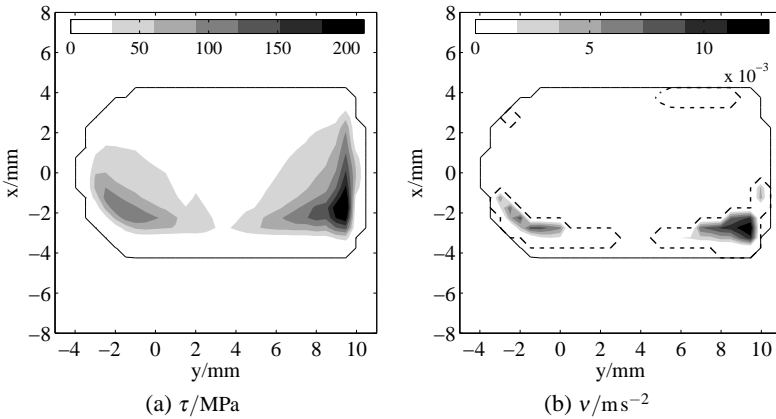


Abbildung B.3: Simulation 3: Konturdarstellung der Kontaktschubspannungen  $\tau$  und des Mikroschlupfes  $v$  für die Fahrgeschwindigkeit  $v = 15,9 \text{ kmh}^{-1}$ ; Rand des Kontaktgebietes (—), Rand des Gleitgebietes (---).



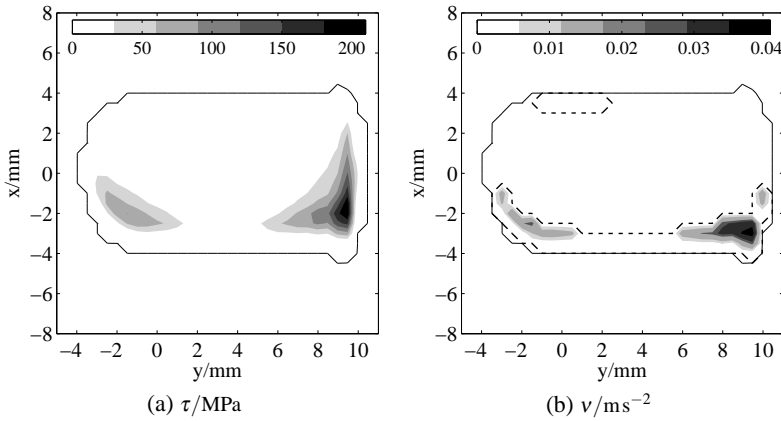


Abbildung B.4: Simulation 4: Konturdarstellung der Kontaktschubspannungen  $\tau$  und des Mikroschlupfes  $v$  für die Fahrgeschwindigkeit  $v = 50,3\text{ kmh}^{-1}$ ; Rand des Kontaktgebietes (—), Rand des Gleitgebietes (---).

**B.2 Streckenszenario 2: Bogenlauf  $R = 300\text{m}$**

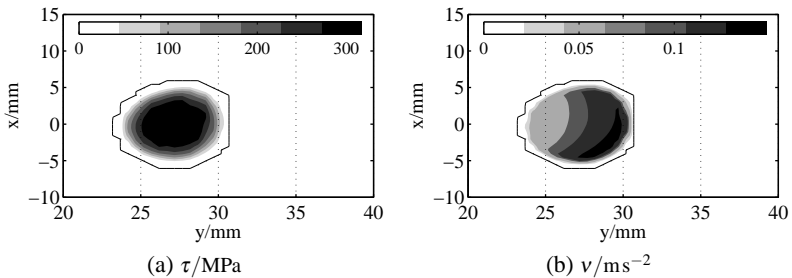


Abbildung B.5: Simulation 5: Konturdarstellung der Kontaktschubspannungen  $\tau$  und des Mikroschlupfes  $v$  des leeren Fahrzeuges; Rand des Kontakt- und Gleitgebietes (—).

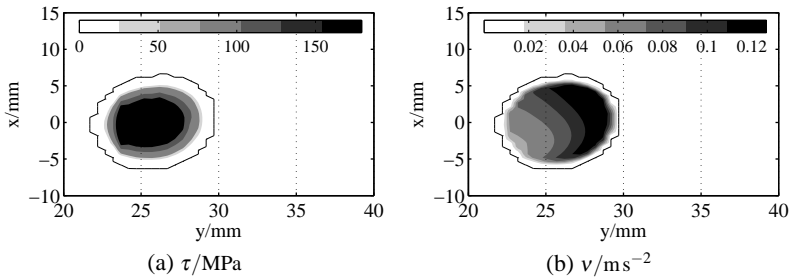


Abbildung B.6: Simulation 6a: Konturdarstellung der Kontaktchubspannungen  $\tau$  und des Mikroschlupfes  $v$  bei einem Reibwert von  $\mu = 0,15$ ; Rand des Kontakt- und Gleitgebietes (—).

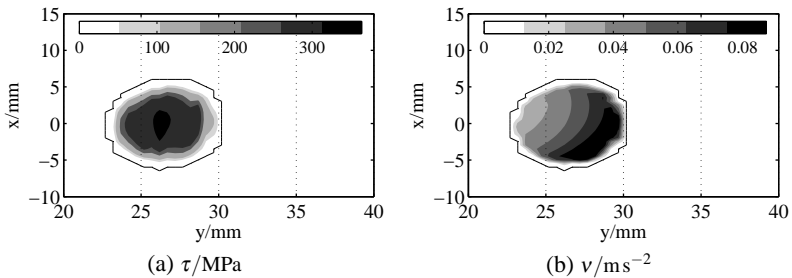


Abbildung B.7: Simulation 7: Konturdarstellung der Kontaktchubspannungen  $\tau$  und des Mikroschlupfes  $v$  bei einer Querbeschleunigung von  $a_q = 0,2 \text{ m s}^{-2}$ ; Rand des Kontakt- und Gleitgebietes (—).

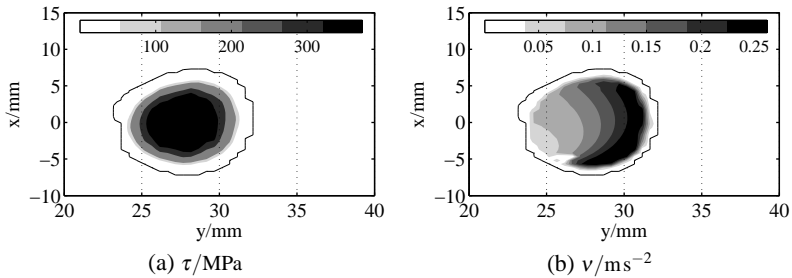


Abbildung B.8: Simulation 8: Konturdarstellung der Kontaktschubspannungen  $\tau$  und des Mikroschlupfes  $v$  bei einer Querbeschleunigung von  $a_q = 2\text{ m s}^{-2}$ ; Rand des Kontakt- und Gleitgebietes (—).

### B.3 Streckenszenario 3: Bogenlauf $R = 30\text{m}$

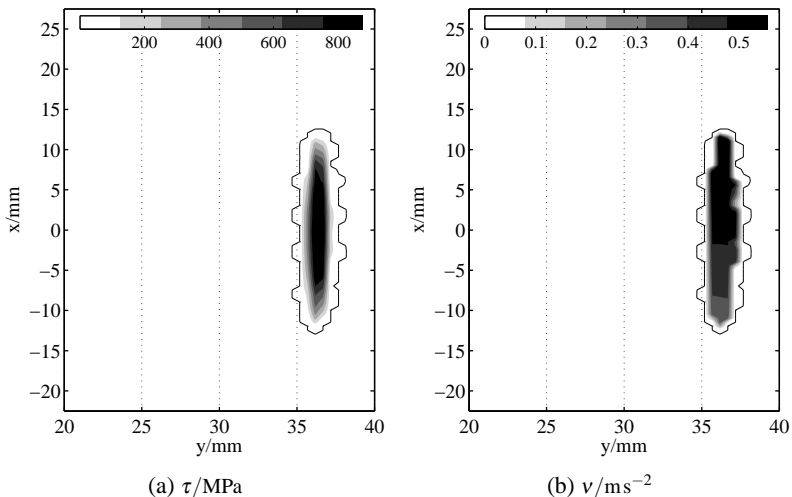


Abbildung B.9: Simulation 9: Konturdarstellung der Kontaktschubspannungen  $\tau$  und des Mikroschlupfes  $v$  des leeren Fahrzeuges; Rand des Kontakt- und Gleitgebietes (—).

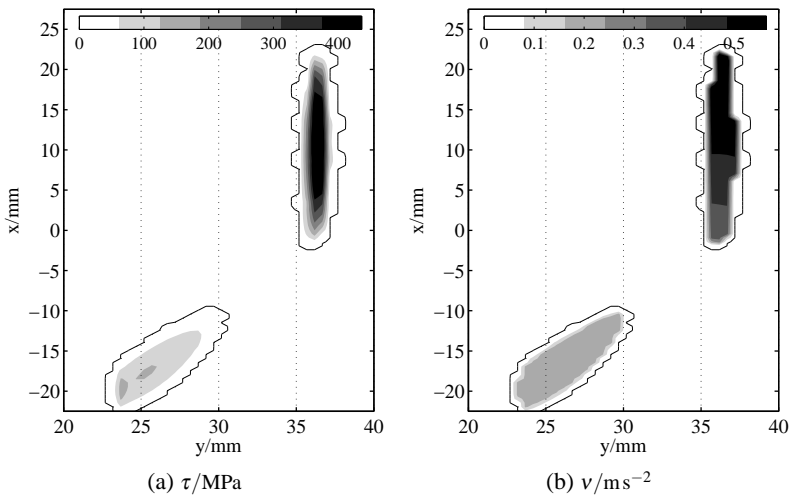


Abbildung B.10: Simulation 10a: Konturdarstellung der Kontaktschubspannungen  $\tau$  und des Mikroschlupfes  $v$  bei einem Reibwert von  $\mu = 0,15$ ; Rand des Kontakt- und Gleitgebietes (—).

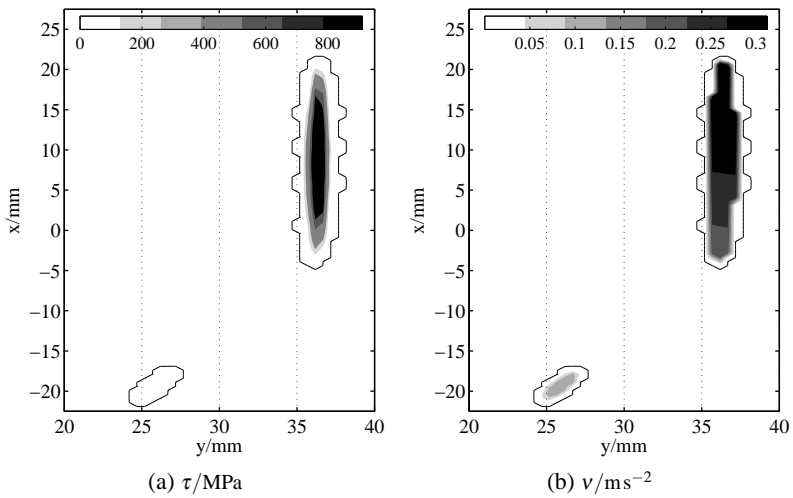


Abbildung B.11: Simulation 11: Konturdarstellung der Kontaktschubspannungen  $\tau$  und des Mikroschlupfes  $v$  bei einer Querbeschleunigung von  $a_q = 0,2 \text{ m/s}^{-2}$ ; Rand des Kontakt- und Gleitgebietes (—).

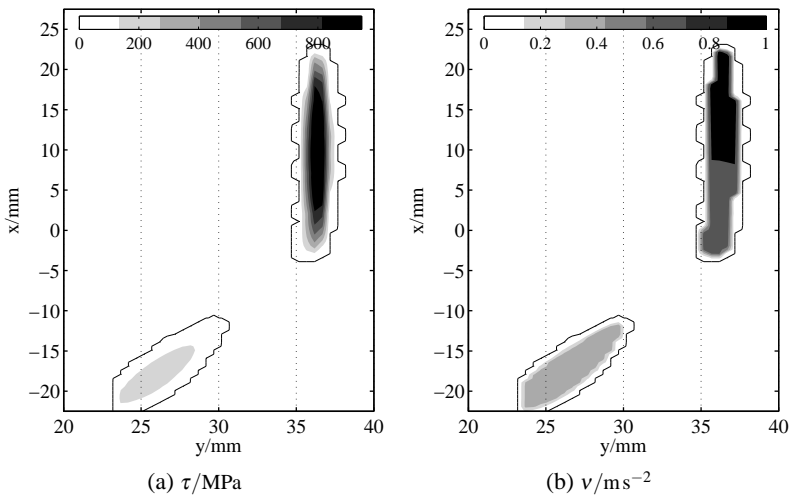


Abbildung B.12: Simulation 12: Konturdarstellung der Kontaktschubspannungen  $\tau$  und des Mikroschlupfes  $v$  bei einer Querbeschleunigung von  $a_q = 2 \text{ m s}^{-2}$ ; Rand des Kontakt- und Gleitgebietes (—).

## Literaturverzeichnis

- [1] *Richtlinien für die Trassierung von Bahnen nach der Verordnung über den Bau und Betrieb der Straßenbahnen ( BOStrab) (BOStrab-Trassierungsrichtlinien.* 1993
- [2] *DIN EN 13674-1 Bahnanwendungen - Oberbau - Schienen – Teil 1: Vignolschienen ab 46 kg/m.* 2011
- [3] ANDERSSON, S. : Friction and wear simulation of the wheel-rail interface. In: LEWIS, R. (Hrsg.) ; OLOFSSON, U. (Hrsg.): *Wheel-rail interface handbook.* Cambridge : Woodhead Publishing Limited, 2009, S. 93–124
- [4] ANSARI, M. ; HAZRATI, I. A. ; ESMailZADEH, E. ; AZADI, S. : Wear rate estimation of train wheels using dynamik simulations and field measurements. In: *Wear* 46 (2008), S. 739–759
- [5] ARCHARD, J. : Contact and Rubbing of Flat Surfaces. In: *Journal of Applied Physics* 24 (1953), S. 981–988
- [6] BRAGHIN, F. ; LEWIS, R. ; DYWER-JOYCE, R. ; BRUNI, S. : A mathematical model to predict railway wheel profile evolution due to wear. In: *Wear* 261 (2006), S. 1253–1264
- [7] BRUNI, S. ; COLLINA, A. ; CORRADI, R. : Numerical modelling of railway runnability and ballast settlement in railroad bridges. In: *Proceedings of EUROLYN International Conference, 2002*
- [8] BRUNI, S. ; COLLINA, A. ; DIANA, G. ; VANOLO, P. : Lateral dynamics of a railway vehicle in tangent track and curve: test and simulation. In: *Supplement Vehicle System Dynamics* 33 (2000), S. 464–477

- [9] BÖHMER, A. : *Auswirkung des Werkstoffverhaltens auf die rechnerisch ermittelte Belastbarkeit der Schiene*, Technische Universität Berlin, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 581, 2004
- [10] CARTER, F. W.: On the action of a locomotive driving wheel. In: *Proceedings of the Royal Society of London* Bd. A112, 1926, S. 151–157
- [11] CHONGYI, C. ; CHENGGUO, W. ; YING, J. : Study on numerical method to predict wheel/rail profile evolution due to wear. In: *Wear* 269 (2010), S. 167–173
- [12] CHUDZIKIEWICZ, A. : Prediction of Wheel Wear. In: *Proceedings of the 2nd Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*. Budapest, 1996, S. 207–214
- [13] CLAYTON, P. : Tribological aspects of wheel-rail contact: a review of recent experimental research. In: *Wear* 191 (1996), S. 170–183
- [14] CZICHOS, H. ; HABIG, K.-H. : *Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2010
- [15] DAMME, S. : *Zur Finite-Element-Modellierung des stationären Rollkontakts von Rad und Schiene*, Technischen Universität Dresden, Diss., 2006
- [16] DELTARAIL: *Vampire*. [www.vampire-dynamics.com](http://www.vampire-dynamics.com). Version: Mai 2014
- [17] DENNE, B. : *Experimentelle Analyse des zyklischen Verformungs- und Schädigungsverhaltens von im Hochgeschwindigkeitsverkehr eingesetzten Rad- und Schienenwerkstoffen*, Universität Karlsruhe (TH), Diss., 2002
- [18] EKBERG, A. : Fatigue of railway wheel. In: LEWIS, R. (Hrsg.) ; OLOFSSON, U. (Hrsg.): *Wheel-rail interface handbook*. Cambridge : Woodhead Publishing Limited, 2009, S. 211–244



- 
- [19] ENBLOM, R. : *On Simulation of Uniform Wear and Profile Evolution in the Wheel-Rail Contact*. Stockholm, Königlich Technische Hochschule (KTH), Diss., 2006
- [20] ENBLOM, R. : Deterioration mechanisms in the wheel-rail interface with focus on wear prediction: a literature review. In: *Vehicle System Dynamics* 47 (2009), S. 661–700
- [21] ENBLOM, R. ; BERG, M. : Simulation of railway wheel profile development due to wear - influence of disc braking and contact environment. In: *Wear* 258 (2005), S. 1055–1063
- [22] ERTZ, M. : *Temperatur, Materialbeanspruchung und Kraftschluss im Rad-Schiene-Kontakt*, Technische Universität Berlin, Diss., 2003
- [23] FLEISCHER, G. ; GRÖGER, H. ; THUM, H. : *Verschleiß und Zuverlässigkeit*. Berlin : VEB Verlag Technik, 1980
- [24] FLETCHER, D. ; FRANKLIN, F. ; KAPOOR, A. : Rail surface fatigue and wear. In: LEWIS, R. (Hrsg.) ; OLOFSSON, U. (Hrsg.): *Wheel-rail interface handbook*. Cambridge : Woodhead Publishing Limited, 2009, S. 280–310
- [25] FORCHER, P. : *Persönliches Gespräch, Verkehrsbetriebe Karlsruhe GmbH*. Karlsruhe, 2011
- [26] GENSY: [www.gensys.se](http://www.gensys.se). Mai 2014
- [27] GRUBE, R. : *Intermodalität und grenzüberschreitender Schienenverkehr (Vorlesungsskriptum)*. Karlsruher Institut für Technologie, 2012
- [28] HECHT, M. ; JÄNSCH, E. ; LANG, H. P. ; LÜBKE, D. ; MAYER, J. ; MITTMANN, W. ; PACHL, J. ; SIEGMANN, J. ; WEIGAND, W. : *Das System Bahn*. Hamburg : Eurail Press, 2008

- [29] HECK, J. ; GRATZFELD, P. : Ein Beitrag zur Simulation des Rad-Schiene-Verschleißes bei Straßenbahnen. In: *Straßenbahn Symposium 2012 - Fahrzeuge und Infrastruktur*. Berlin, 2012 (Bahntechnik Aktuell), S. 10–21
- [30] HERTZ, H. : Über die Berührung fester elastischer Körper. In: *Journal für reine und angewandte Mathematik* 92 (1881), S. 156–171
- [31] HETZLER, H. : *Dynamik mechanischer Systeme mit tribologischen Kontakten (Vorlesungsskriptum)*. Karlsruher Institut für Technologie, 2009
- [32] HOLM, R. : *Electric Contacts*. Stockholm : H. Gerbers, 1946
- [33] INSTITUT FÜR MOBILITÄTSFORSCHUNG (Hrsg.): *Öffentlicher Personennahverkehr: Herausforderungen und Chancen*. Berlin Heidelberg : Springer-Verlag, 2006
- [34] IWNICKI, S. ; BJÖRKLUND, S. ; ENBLÖM, R. : Wheel-rail contact mechanics. In: LEWIS, R. (Hrsg.) ; OLOFSSON, U. (Hrsg.): *Wheel-rail interface handbook*. Cambridge : Woodhead Publishing Limited, 2009, S. 58–92
- [35] JASCHINSKI, A. : Zur Schlupfkraftberechnung zwischen Rad und Schiene – Sichtung, Wertung und Ergänzungen existierender Verfahren und Rechenprogramme / Institut für Dynamik der Flugsysteme. Oberpfaffenhofen, 1983 (515 - 82/4). – Forschungsbericht
- [36] JENDEL, T. ; BERG, M. : Prediction of Wheel Profile Wear. In: *Vehicle System Dynamics Supplement* 37 (2002), S. 502–513
- [37] JENDEL, T. : Prediction of wheel profil wear - comparisons with field measurements. In: *Wear* 253 (2002), S. 89–99
- [38] JIN, Y. ; ISHIDA, M. ; NAMURA, A. : Experimental simulation and prediction of wear of wheel flange and rail gauge corner. In: *Wear* 271 (2011), Mai, Nr. 1-2, S. 259–267

- [39] JOHNSON, K. L.: *Contact Mechanics*. Cambridge : Cambridge University Press, 1985
- [40] KALKER, J. J.: *On the Rolling Contact of Two Elastic Bodies in the Presence of Dry Friction*. Delft, Delft University of Technology, Diss., 1967
- [41] KALKER, J. J.: *Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact*. Dordrecht : Kluwer Academic Publishers, 1990
- [42] KALKER, J. : Survey of Wheel-Rail Rolling Contact Theory. In: *Vehicle System Dynamics* 5 (1979), S. 317–358
- [43] KALKER, J. : A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact. In: *Vehicle System Dynamics* 11 (1982), S. 1–13
- [44] KALKER, J. : Rolling Contact Phenomena - Linear Elasticity. In: JACOBSON, B. (Hrsg.) ; KALKER, J. (Hrsg.): *Rolling Contact Phenomena*. Springer, 2000 (CISM courses and lectures 411), S. 1–87
- [45] KALKER, J. ; CHUDZIKIEWICZ, A. : Calculation of the evolution of the form of a railway wheel profile through wear. In: *International Series of Numerical Mathematics* 101 (1991), S. 71–84
- [46] KIENINGER, M. ; RUPP, A. ; RÜFFER, M. ; GERLACH, T. : Ein neuer Radsensor zur Ermittlung von Lastannahmen an schienengebundenen Nahverkehrsfahrzeugen. In: *Materials Testing* 50 (2008), S. 42–50
- [47] KIK, W. ; PIOTROWSKI, J. : A fast, approximate method to calculate normal load at contact between wheel and rail and creep forces during rolling. In: *Proceedings of the Second Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail-Wheel Systems*. Budapest, 1996, S. 52–61
- [48] KNOTHE, K. ; STICHEL, S. : *Schienefahrzeugdynamik*. Berlin Heidelberg New York : Springer-Verlag, 2003

- [49] KNOTHE, K. ; WESSELS, H. : *Finite Elemente*. Berlin Heidelberg : Springer, 2008
- [50] KRÜGER, F. : Wann tritt Kurvenquietschen auf? In: *Der Eisenbahningenieur* 62 (2011), S. 6–12
- [51] LEWIS, R. ; OLOFSSON, U. : Mapping rail wear regimes and transitions. In: *Wear* 257 (2004), S. 721–729
- [52] LI, Z. : *Persönliches Gespräch, CONTACT Course, Technische Universität Delft*. 2012
- [53] LI, Z. : *Wheel-Rail Rolling Contact and Its Application to Wear Simulation*, Technische Universität Delft, Diss., 2002
- [54] LIM, S. C. ; ASHBY, M. F.: Wear-Mechanism Maps. In: *Acta metall.* 35 (1987), S. 1–24
- [55] LINDER, C. ; BRAUCHLI, H. : Prediction of wheel wear. In: *Proceedings of the 2nd Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*. Budapest, 1996, S. 215–223
- [56] MIYAMOTO, H. ; MATSUO, M. : Simulation behaviour of wheelset in considering track irregularity. In: *Transactions on the JSME, Series B* 840-16 (1984), S. 17–20
- [57] OLOFSSON, U. ; TELLISKIVI, T. : Wear, plastic deformation and friction of two rail steels - a full-scale test and laboratory study. In: *Wear* 254 (2003), S. 80–93
- [58] ORVNÄS, A. : *Simulation of Rail Wear on th Swedish Light Rail Line Tvärbanan*. Königlich Technische Hochschule (KTH), Stockholm, Masterarbeit, 2005
- [59] OTTO, K. : Verschleiß zwischen Rad und Schiene. In: *Der Nahverkehr* 3 (2007), S. 28–32

- 
- [60] PEARCE, T. G. ; SHERRATT, N. D.: Prediction wheel profile wear. In: *Wear* 144 (1991), S. 343–351
- [61] POINTNER, P. : High strength rail steel - The importance of material properties in contact mechanics problems. In: *Wear* 265 (2008), S. 1373–1379
- [62] POLZER, R. : *Lastverteilung GT6-70D/N und GT8-70D/N, Verkehrsbetriebe Karlsruhe GmbH*. Karlsruhe, 1999
- [63] POLZER, R. : *Werkstoffblatt Radreifen, Verkehrsbetriebe Karlsruhe GmbH*. Karlsruhe, 2009
- [64] POLZER, R. : *Radreifenprofil Stadtbahn / Niederflur (GT6/8-80C / GT6/8-70D/N), Verkehrsbetriebe Karlsruhe GmbH*. Karlsruhe, 2010
- [65] POLZER, R. : *Persönliches Gespräch, Verkehrsbetriebe Karlsruhe GmbH*. Karlsruhe, 2011
- [66] POPOV, V. L.: *Kontaktmechnaik und Reibung*. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2009
- [67] RUST, W. : *Nichtlineare Finite-Elemente-Berechnungen: Kontakt, Geometrie, Material*. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2011
- [68] SCHATT, W. : *Einführung in die Werkstoffwissenschaften*. Leipzig : VEB Verlag Technik, 1958
- [69] SHAKHVOROSTOV, D. ; PÖHLMANN, K. ; SCHERGE, M. : An energetic approach to friction, wear and temperature. In: *Wear* 257 (2004), S. 124–130
- [70] SIMPACK AG: *Simpack Documentation, Release 8.94*, 2010
- [71] SIMPACK AG: *SIMPACK Multi-Body Simulation Software*. [www.simpack.com](http://www.simpack.com), Mai 2014
- [72] SIMULIA: *Abaqus Documentation, Release 6.12*, 2010

- [73] SIMULIA: *Abaqus FEA*. www.simulia.com, Mai 2014
- [74] SPORMEYEUR, E. : *Bewertung und Konzept zur Beschränkung der Querbeschleunigung im Straßenbahnheck bei der Kurvenausfahrt*. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe, Studienarbeit, 2011
- [75] STRASSER, A. : *Parameter eines Niederflurfahrzeuges*. LogoMotive GmbH, Nürnberg, 2011
- [76] STRASSER, A. : Bewertung von Fahrzeugkonzepten: Mehrkörpersimulationsmodelle bei der Auswahl neuer Straßenbahnen. In: *Straßenbahn Symposium 2012 - Fahrzeuge und Infrastruktur*. Berlin, 2012 (Bahntechnik Aktuell), S. 21–43
- [77] SZABÓ, A. ; ZOBORY, I. : On combined Simulation of Rail/Wheel Profile Wear. In: *Proceedings of the 2nd Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*. Budapest, 1996, S. 196–206
- [78] TELLISKIVI, T. ; OLOFSSON, U. : Contact mechanics analysis of measured wheel-rail profiles using the finite element method. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* 215 (2001), S. 65–72
- [79] U. OLOFSSON, R. an: Basic tribology of wheel-rail contact. In: LEWIS, R. (Hrsg.) ; OLOFSSON, U. (Hrsg.): *Wheel-rail interface handbook*. Cambridge : Woodhead Publishing Limited, 2009, S. 34–57
- [80] UEBEL, L. ; RICHTER, W.-D. : Der Avenio - ein Fahrzeug und seine Wechselwirkung mit der Infrastruktur. In: *Straßenbahn 2010 - Moderne Stadt- und Straßenbahnsysteme*. Berlin, 2010 (Bahntechnik Aktuell), S. 103–119
- [81] VOLLEBREGT, E. : *User guide for CONTACT, J.J. Kalker's variational contact model*. 1.23. Delft: VORtech Computing, Januar 2012

- 
- [82] WIEST, M. ; DAVES, W. ; FISCHER, F. ; OSSBERGER, H. : Deformation and damage of a crossing nose due to wheel passages. In: *Wear* 265 (2008), S. 1431–1438
- [83] WINKLER, E. : *Die Lehre von der Elasticitaet und Festigkeit: mit besonderer Rücksicht auf ihre Anwendung in der Technik für polytechnische Schulen, Bauakademien, Ingenieure, Maschinenbauer, Architekten, etc.* Dominicus, 1867
- [84] ZHAO, X. ; LI, Z. : The solution of frictional wheel-rail rolling contact with a 3D transient finite element model: Validation and error analysis. In: *Wear* 271 (2011), S. 444–452
- [85] ZOBORY, I. : Prediction of Wheel/Rail Profile Wear. In: *Vehicle System Dynamics* 28 (1997), S. 221–259