

Der Rad-Schiene Kraftschluss unter Berücksichtigung
von Temperatur, fluiden Zwischenschichten
und mikroskopischer Oberflächenrauheit

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der technischen Wissenschaften (Dr. techn.)

verfasst und vorgelegt von
Dipl.Ing.(FH) Christoph Tomberger

eingereicht an der
Technischen Universität Graz
Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Graz, Dezember 2009

1. Begutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Walter Sextro
2. Begutachter: Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Dietmaier

Diese Arbeit unterliegt einer Veröffentlichungssperre bis Jänner 2012

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Kompetenzzentrum - Das virtuelle Fahrzeug Forschungsgesellschaft mbH in Graz. Sie wurde im Rahmen des Projektes „Rad/Schiene Kontakt - Verschleiß“ (A5S01) abgeschlossen. Das Projekt wurde gemeinsam mit der Siemens AG, voestalpine Schienen GmbH, VAE Eisenbahnsysteme GmbH, ÖBB Infrastruktur Betrieb AG, dem Institut für Mechanik und dem Institut für Eisenbahnwesen und Verkehrswirtschaft, Technische Universität Graz, durchgeführt. Das Projekt wurde finanziell mit Mitteln des Kplus Kompetenzzentren-Programms des Österreichischen Bundesministeriums für Verkehr und Technologie (BMVIT), der Österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG), des Landes Steiermark und der Steirischen Wirtschaftsförderung (SFG) unterstützt.

Besonderen Dank möchte ich an dieser Stelle Prof. Peter Dietmaier aussprechen, der mit vielen fruchtbaren Diskussionen eine sehr wertvolle Unterstützung bei der Lösung vieler Problemstellungen dieser Arbeit war.

Die Arbeiten zu dem vorliegenden Thema von Prof. Walter Sestro waren im weiteren eine wichtige Basis für die Entwicklung des hier vorgestellten Modells. Dieser Grundstein war für die vorliegende Arbeit von essentieller Bedeutung. Die sehr produktive Zusammenarbeit mit allen Industriepartnern war ebenfalls ein wichtiger Baustein für die Forschungstätigkeiten in diesem Projekt. Die vielen Anregungen und Diskussionen mit Dr. Klaus Six haben im weiteren sehr zum Verständnis der Thematik beigetragen. Nicht zu vergessen seien auch meine Arbeitskollegen, die ebenfalls mit vielen Diskussionen zu mathematischen und physikalischen Problemstellungen zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Am Ende möchte ich mich noch bei allen Freunden, bei meiner Familie und vor allem bei Lisa dafür bedanken, dass ich trotz der vielen Wochenenden im Büro keine Beschwerden vernahm.

Kurzfassung

Der Rad-Schiene Kraftschluss mit seiner thermischen und mechanischen Komponente ist als Koppelstelle zwischen Fahrzeug und Fahrweg ein wichtiger Baustein zur Optimierung des Schädigungsverhaltens, Reduktion der Betriebskosten und Sicherstellung der Fahr-sicherheit und des Fahrkomforts von Schienenfahrzeugen. Für die Simulation eingesetzte Rad-Schiene Kraftschlussmodelle können jedoch viele in Messungen zu beobachtende Effekte nicht reproduzieren. Im Rahmen dieser Arbeit wurde daher, basierend auf den Arbeiten von Prof. Sextro, ein innovatives Rad-Schiene Kraftschlussmodell unter Berücksichtigung von Temperatur, fluiden Zwischenschichten und mikroskopischer Oberflächenrauheit entwickelt.

Um den Rad-Schiene Kraftschluss gesamtheitlich abzubilden, werden Größenskalen der nominellen Rad- und Schienengeometrien bis zur mikroskopischen Oberflächenrauheit berücksichtigt. Zur Beschreibung der lokalen Reibkräfte wird das Adhäsionsprinzip angewendet, welches die lokalen Reibkräfte den realen, metallischen Kontaktflächen der rauhen Oberflächenstruktur proportional setzt. Die realen Kontaktflächen werden aus einem statistischen Mikrokontaktansatz ermittelt, welcher die Oberflächentopographie anhand weniger Parameter beschreibt und elastisch-plastische Deformationen der Oberflächenrauheiten, den Asperiten, berücksichtigt. Für die Beschreibung von geschmierten Kontaktbedingungen wird ein integriertes Modell entwickelt, wobei eine Fluid-Struktur Kopplung über das Mikrokontaktmodell realisiert ist. Die metallischen Kontakttemperaturen werden über einen allgemein gültigen Ansatz berechnet um die Temperaturabhängigkeit der Materialparameter zu berücksichtigen. Die quantitative Festlegung der Materialparameterwerte muß dabei aufgrund fehlender Materialmodelle für den Mikrokontakt größtenteils heuristisch erfolgen.

Mit dem Modell können erstmalig aus Messungen bekannte Effekte, wie die Abhängigkeit des Kraftschlusses von der Fahrgeschwindigkeit, der Normalkraft bzw. der Pressung, der Oberflächenrauheit und dem Schmierungs-zustand des Kontaktes, kombiniert abgebildet werden. Die Möglichkeit, Kraftschluss-Schlupf Kurven unter Einbeziehung von real auftretenden Parameterabhängigkeiten zu berechnen kann z.B. für die Entwicklung und Optimierung von Antriebs- oder Bremsregelungen bzw. -steuerungen genutzt werden. Das Modell liefert lokal aufgelöste, mechanische und thermische Lastverteilungen, welche in weiterführenden Schädigungsmodellen verwendet werden können.

Abstract

The wheel-rail contact is the link between vehicle and track and has a major influence on the damage behaviour, operational costs and the running stability of the railway vehicle-track system. Very high mechanical and thermal loads, presence of interfacial fluids on and changes of the rail surface structure lead to traction-altering effects originating in the wheel-rail contact zone. These effects are not represented by current wheel-rail contact models. Based on the research of Prof. Sestro, a novel model is developed in this thesis. It accounts for the resulting contact temperature distribution, interfacial fluids and microscopic surface roughness.

The presented, holistic approach to the wheel-rail contact problem comprehends length scales from the nominal wheel and rail geometries down to the microscopic surface roughness. Local frictional forces are modeled with the adhesion principle, that sets the local frictional forces proportional to the real area of metallic contact. The real area of metallic contact is modeled with an existing, statistical approach that describes the surface topography with few statistical parameters. Elastic and plastic deformation of the surface roughness heights is considered. For the description of lubricated contacts, an integrated model is developed that accounts for a fluid-structure coupling via the microcontact model. Metallic contact temperatures are calculated with an universal approach for the temperature dependent material parameters. The quantitative determination of the material parameter values has to be done mostly heuristically due to a lack of microscopic material models.

With the developed model it is possible for the first time to reproduce effects known from measurements that have an important influence on the simulation of railway vehicles in general, on the development of traction- and braking-control strategies and for the calculation of wheel-rail damage. The dependence of the friction on the rolling velocity, normal load, surface roughness and the lubrication state of the contact can be reproduced. The developed model provides traction coefficients as well as locally resolved thermal and mechanical load distributions that can be used for e.g. further damage analysis of the vehicle-track system.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Vorbemerkungen	1
1.2	Anmerkungen zu Rollkontakten	2
1.3	Besonderheiten des Rad-Schiene Kontaktes	3
1.4	Annahmen bestehender Rad-Schiene Kraftschlussmodelle	5
2	Erweiterungen bestehender Rad-Schiene Kraftschlussmodelle	7
2.1	Allgemeines	7
2.2	Modell von Häse und Menth	7
2.3	Modell von Polach	8
2.4	Modell von Viereck	9
2.5	Schlußfolgerungen	11
3	Erweiterte Modellbildung des Rad-Schiene Kraftschlusses	12
3.1	Reibungsmechanismen und Modellreduktion	12
3.2	Modellüberblick	14
3.3	Nomineller Normalkontakt	16
3.4	Nominelles Tangentialkontaktmodell	18
3.4.1	Allgemeines	18
3.4.2	Modellbildung	19
3.4.3	Berechnung der nominellen Gleitgeschwindigkeiten	20
3.4.4	Anmerkungen zur Berechnung der nominellen Gleitgeschwindigkeiten	22
3.4.5	Zusammenfassung	22
3.5	Temperaturmodell	22
3.5.1	Allgemeines	22
3.5.2	Stand der Technik	23
3.5.3	Motivation für ein eigenes Temperaturmodell	27
3.5.4	Modellbildung	27
3.5.5	Anmerkungen zum instationären Temperaturverlauf	33
3.6	Mikrokontaktmodell	35
3.6.1	Allgemeines	35
3.6.2	Das ZMC-Modell	35
3.6.3	Anmerkungen zur einskaligen Oberflächenbeschreibung	38

3.6.4	Ergebnisse des Mikrokontaktmodells	40
3.7	Zwischenschichtmodell	41
3.7.1	Allgemeines	41
3.7.2	Stand der Technik	44
3.7.3	Modellbildung	46
3.7.4	Temperatur der Zwischenschicht	55
3.7.5	Ergebnisse des Zwischenschichtmodells	56
3.8	Materialparameter	58
4	Kraftschlussmessungen aus der Literatur	60
4.1	Allgemeines	60
4.2	Mikroschlupf und erstes Kraftschlussmaximum	65
4.3	Zweites Kraftschlussmaximum	67
4.4	Einfluss der Fahrgeschwindigkeit	71
4.5	Einfluss der Pressung	71
4.6	Einfluss der Oberflächenrauheit	72
4.7	Kraftschlussstreuung	72
4.8	Einfluss von fluiden Zwischenschichten und Sandung	73
4.9	Zusammenfassung	73
5	Ergebnisse des erweiterten Rad-Schiene Kraftschlussmodells	75
5.1	Allgemeines	75
5.2	Kraftschlussmodifizierende Mechanismen	79
5.2.1	Temperatur	79
5.2.2	Mikroschmierung	83
5.2.3	Fluiddruck	88
5.2.4	Mikroplastizität	89
5.3	Mikroschlupf, erstes und zweites Kraftschlussmaximum	92
5.3.1	Allgemeines	92
5.3.2	Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf den Transitionsschlupf	92
5.3.3	Einfluss der Normalkraft auf den Transitionsschlupf	95
5.3.4	Einfluss des Rauheitsparameters auf den Transitionsschlupf	95
5.4	Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf den Kraftschluss	96
5.4.1	Allgemeines	96
5.4.2	Trockene Kontaktbedingungen	96
5.4.3	Mit Wasser geschmierte Kontaktbedingungen	98
5.5	Einfluss der Normalkraft auf den Kraftschluss	101
5.5.1	Allgemeines	101
5.5.2	Trockene Kontaktbedingungen	101
5.5.3	Mit Wasser geschmierte Kontaktbedingungen	103
5.6	Einfluss des Rauheitsparameters auf den Kraftschluss	107
5.6.1	Allgemeines	107
5.6.2	Trockene Kontaktbedingungen	108

5.6.3 Mit Wasser geschmierte Kontaktbedingungen	109
6 Zusammenfassung	112

Nomenklatur

Symbole

Symbol	Beschreibung	SI - Einheit
A_a	metallische Kontaktfläche eines Asperiten	[m ²]
A_m	metallische Kontaktfläche	[m ²]
A_m^{geom}	geometrische Schnittfläche	[m ²]
A_n	nominelle Kontaktfläche	[m ²]
$A_{x,y}$	freie Querschnittsfläche, x- bzw. y-Richtung	[m ²]
a_h	Hertz'sche Ellipsenhalbachsenlänge, x-Richtung	[m]
b_h	Hertz'sche Ellipsenhalbachsenlänge, y-Richtung	[m]
C	Wärmekapazität	[J/(kg·m ³)]
c_s	fahrgeschwindigkeitsnormierter Bohrschlupf	[1/m]
$c_{x,y}$	fahrgeschwindigkeitsnormierter Längs-, Querschlupf	[-]
$C_{11,22,23}$	Kalkerkoeffizienten	[-]
d	Separation des Mikrokontaktes	[m]
d_b	Kammerbasishöhe	[m]
D_r	Raddurchmesser	[m]
E	E-Modul	[Pa]
E_u	Euler-Zahl	[-]
f	Kraftschlusskoeffizient	[-]
f_{max}	Erstes Kraftschlussmaximum	[-]
f_{max}''	Zweites Kraftschlussmaximum	[-]
F_f	Fluidnormalkraft	[N]
F_n	nominelle Normalkraft	[N]
F_R	Reibkraft	[N]
h_o	charakteristische Kammerhöhe	[m]
$h_{x,y}$	Diskretisierungsschrittweite in x- bzw. y-Richtung	[m]
H	Asperitenhärte	[Pa]
H_0	charakteristische Höhe der Oberflächenrauheit	[m]
H_f	approximierte Zwischenschichthöhe	[m]
k_b	Versagensspannungs-Reduktionskoeffizient	[-]

k_r	Rauheitsparameter	[-]
k_{zmc}	Interferenzparameter, $k_{zmc} = 0.4$	[-]
l_0, b_0	charakteristische Kontaktlänge, -breite	[m]
l_f	Fluidhöhe	[m]
l_c	Kammerhöhe	[m]
l_m	äquivalente Metallvolumenhöhe	[m]
L_P	Péclet-Zahl	[-]
l_x	x-Koordinate der Ellipsenvorderkante	[m]
\dot{m}_f	Fluidmassenstrom	[kg/s]
n	Anzahl an kontaktierenden Asperiten	[-]
N	Gesamtanzahl an Asperiten	[-]
p_a	Asperitennormalspannung	[Pa]
\hat{p}_f	Fluiddruck	[Pa]
p_m	nominelle, metallische Normalspannung	[Pa]
\hat{p}_m	metallische Normalspannung	[Pa]
p_n	nominelle Normalspannung	[Pa]
$\dot{q}_{r,s}$	spezifischer Wärmeeintrag in Rad bzw. Schiene	[W/m ²]
$\dot{Q}_{r,s}$	Wärmeeintrag in Rad bzw. Schiene	[W]
R	Radradius	[m]
R_a	mittlerer Asperitenkopfradius	[m]
Re	Reynolds-Zahl	[-]
$R_{x,y}$	nominelle Kontaktradien, x- bzw. y-Richtung	[m]
s	fahrgeschwindigkeitsnormierter, nomineller Schlupf	[-]
T	Temperatur	[°C]
u	Fluidgeschwindigkeit	[m/s]
u_0, v_0, w_0	charakteristische Fluidgeschwindigkeiten	[m/s]
u_e	nominelle, elastische Verformungen	[m]
u_r	nominelle Starrkörperrelativposition von Rad zu Schiene	[m]
$v_{r,x}$	Rotationsgeschwindigkeit des Rades	[m/s]
$v_{s,x}$	Fahrgeschwindigkeit	[m/s]
V_m	metallisches Volumen	[m ³]
w	Asperiteninterferenz	[m]
z	Asperitenhöhe	[m]
z_s	Standardabweichung der Asperitenhöhenverteilung	[m]
α	Wärmeaufteilungskoeffizient	[-]
β	thermischer Eindringkoeffizient $\beta = \sqrt{\lambda\rho c}$	[kg s ^{-2.5} K ⁻¹]
γ'	Oberflächenparameter, $\gamma' = z_s/R_a$	[-]
γ''	Oberflächenparameter, $\gamma'' = z_s R_a$	[m ²]
Γ	dimensionsloser Term der Temperaturlösung	[-]
ϵ	Kraftschluss-Reduktionsfaktor	[-]
ζ	Strömungswiderstandsfaktor aus rauher Struktur	[-]

η	dynamische Viskosität	[Pa·s]
η_a	Asperitendichte	[m ⁻²]
θ	lokaler Schlupfwinkel	[RAD]
κ	Temperaturleitfähigkeit	[m ² /s]
λ	Wärmeleitfähigkeit	[W/(K·m)]
μ	nomineller Reibkoeffizient	[-]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
ρ_0	charakteristische Fluidichte	[kg/m ³]
σ_y	Fließspannung	[Pa]
τ_l	nominelle Haftgrenze	[Pa]
$\hat{\tau}_m$	generische Versagensspannung der Asperitenkontakte	[Pa]
$\tau_{x,y}$	nominelle Tangentialspannung, x- bzw. y-Richtung	[Pa]
φ	Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion	[1/m]
Φ	Asperitenauftrittswahrscheinlichkeit auf Kammer- basishöhe d_b	[-]
χ	nominelle Tangentialsteifigkeit	[Pa]
χ_e	äquivalente, nominelle Tangentialsteifigkeit	[Pa]
ω	Winkelgeschwindigkeit	[s ⁻¹]

Indizierungen

< * >	arithmetisches Mittel
$\bar{*}$	gewichtetes Mittel
$\hat{*}$	Auf reale Fläche bezogen
*	Auf nominelle Fläche bezogen (ohne Indizierung)
$\tilde{*}$	Entdimensioniert
$\underline{*}$	Vektor
$\underline{\underline{*}}$	Matrix

Indizes

<i>*_a</i>	Asperit
<i>*_e</i>	Ertz, äquivalent
<i>*_f</i>	Fluid
<i>*_{ini}</i>	initial
<i>*_p</i>	punktförmig
<i>*_r</i>	Rad
<i>*_R</i>	Reibung
<i>*_s</i>	Schiene, Standardabweichung, spin
<i>*^e</i>	elastisch
<i>*^{ep}</i>	elasto-plastisch
<i>*^{geom}</i>	geometrisch
<i>*^{lin}</i>	linearisiert
<i>*^p</i>	plastisch
<i>*^{tanh}</i>	mit Tangens-Hyperbolicus approximiert

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Vorbemerkungen

Obwohl der Rad-Schiene Kontakt, ein scheinbar einfach zu beschreibendes Problem, bereits seit Ende des 19. Jahrhunderts Gegenstand von zahlreichen Untersuchungen ist, treten bis heute ungeklärte Effekte, Kraftschlussänderungen, im alltäglichen Betrieb von Schienenfahrzeugen auf. Der Kraftschluss ist eine maßgebliche Einflussgröße für Fahrdynamik, Fahrstabilität und Schädigungsverhalten von Fahrzeug und Fahrweg, wobei unter Schädigung kontinuierlicher Materialabtrag, Verschleiß, sowie Materialermüdung durch zyklische Belastung im Rad-Schiene Kontakt, Rollkontaktermüdung, zu verstehen sind. Eine korrekte Beschreibung, abhängig von in der Bahnpraxis auftretenden Umgebungsvariablen wie z.B. Kontaktschmierung, variierende Oberflächenrauheiten der Rad-Schiene Paarung, Fahrgeschwindigkeit, Normalkraft, etc. hat somit eine wirtschaftlich-ökonomische Relevanz für Fahrzeughersteller und Bahnbetreiber. Die für erhöhte Transportleistungen und verkürzte Transportzeiten in den letzten Jahren notwendigerweise angestiegenen Fahrgeschwindigkeiten und Achslasten der Schienenfahrzeuge haben zu einem deutlichen Anstieg der Schädigungen von Rad und Schiene geführt. Bedingt durch die hohen Instandhaltungskosten von Fahrzeug und Fahrweg sowie den damit verbundenen Sicherheitsaspekten ergibt sich die Notwendigkeit, das Schädigungsverhalten des Gesamtsystems zu optimieren. Der Kraftschluss mit seiner thermischen und mechanischen Komponente ist als Koppelstelle zwischen Fahrzeug und Fahrweg ein wichtiger Baustein zur Optimierung des Schädigungsverhaltens, Reduktion der Betriebskosten und Sicherstellung der Fahrsicherheit.

Ein vertieftes Verständnis für den Rad-Schiene Kraftschluss ist auch für die Optimierung von Antriebs- bzw. Bremssteuerungen oder -regelungen notwendig. Unter Kenntnis des Kraftschluss - Schlupf Verlaufes bei Einbeziehung der realen Umgebungsvariablen lassen sich die Brems- und Antriebsvorgänge hinsichtlich unterschiedlicher Prioritätsvorgaben optimieren. Im täglichen Betrieb kann dies ein optimales Verhältnis von Verschleiß zu Rollkontaktermüdung sein, bei einer Schnellbremsung z.B. die maximal erreichbare Reibkraft.

Im weiteren kann die Auswirkung von Kontaktschmierungen auf Fahrverhalten oder Schädigung z.B. im Bogenlauf oder bei der Weichenüberfahrt, genauer und realitätsnäher

untersucht werden.

Um den Kraftschluss zu beschreiben, müssen sowohl Normal- wie auch Tangentialkontakt behandelt werden. Die auf die Kontaktzone normal wirkenden Kräfte ergeben sich aus den Strukturspannungen in Rad und Schiene. Es existieren entsprechend detaillierte Modelle unter Einbeziehung des makroskopischen Materialverhaltens. Die Ermittlung der tangential wirkenden Reibkräfte ist grundlegend problematischer, da die Mechanismen, welche zur Entstehung der Reibkräfte führen, auf atomistische Größenskalen zurückzuführen und bis heute nicht vollständig verstanden sind [1]. Der rein empirische, makroskopische, Coulomb'sche Ansatz, welcher die global entstehenden Reibkräfte den Normalkräften proportional setzt, ist für viele Anwendungsfälle nicht ausreichend. Der Coulomb'sche Reibkoeffizient, welcher vorgegeben werden muss, ist in der Realität von vielen Parametern, wie z.B. Relativgeschwindigkeit der kontaktierenden Körper, Vorhandensein einer Schmierung, Oberflächenrauheit oder Normalkraft, um nur einige zu nennen, abhängig. Es sind gerade diese Parametereinflüsse, welche für die Beschreibung des Rad-Schiene Kontaktes relevant sind, es wird daher im Sinne eines physikalischen und prediktiven Rad-Schiene Kraftschlussmodells von der Anwendung eines konstanten Coulomb'schen Reibkoeffizienten in der Kontaktzone abgesehen. Schwerpunkt dieser Arbeit ist es, basierend auf den spezifischen Gegebenheiten des Rad-Schiene Kontaktes, ein angemessene Modellierungstiefe zu definieren und darauf aufbauend ein Kraftschlussmodell abzuleiten. Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte, speziell auf den Rad-Schiene Kontakt zugeschnittene Kraftschlussmodell beruht auf den Arbeiten von Sextro [2], dessen Buch die Grundlage zur Beschreibung von dynamischen Kontaktproblemen im allgemeinen und von Rollkontakten im speziellen bildet.

1.2 Anmerkungen zu Rollkontakten

Abbildung 1.1 zeigt einen Rad-Schiene Rollkontakt. Das Rad bewegt sich mit $v_{s,x}$ fort, was bei reinem Rollen ωR entspricht. Um beim Rollkontakt von elastischen Körpern Tangentialkräfte zu übertragen, muss jedoch $\omega R \neq v_{s,x}$ gelten. Im rollenden Kontakt bauen sich nur bei globalen Geschwindigkeitsdifferenzen der kontaktierenden Körper lokale Verformungen und somit Tangentialspannungen auf. Bei reinem Rollen kontaktieren beim Kontaktzonenenddurchlauf unter Vernachlässigung der Rollradiendifferenz immer dieselben Teilchen von Rad und Schiene. Bei einer Steigerung der Rotationsgeschwindigkeit, Aufbringen von Längsschlupf, würde sich ein Referenzteilchen des Rades unter reibungsfreien Bedingungen ($\mu \equiv 0$) schneller durch die Kontaktzone bewegen als sein Pendant der Schiene. Unter realen, reibungsbehafteten Bedingungen wird die globale Relativgeschwindigkeit vorerst durch Verformungen der nominellen Körper aufgenommen, Rad- und Schieneteilchen haften aneinander. Es bauen sich lokale, nominelle Tangentialspannungen auf, welche als globale Tangentialkräfte messbar sind. Sie sind von der Reaktion der nominellen Körper auf die lokalen Verformungen abhängig. Die lokalen, nominellen Tangentialspannungen bauen sich solange auf, bis das lokale, nominelle Haftvermögen nicht mehr ausreicht um ein Haftvermögen der Teilchen zu gewährleisten. Wenn die lokalen, nominellen Tangentialspannungen

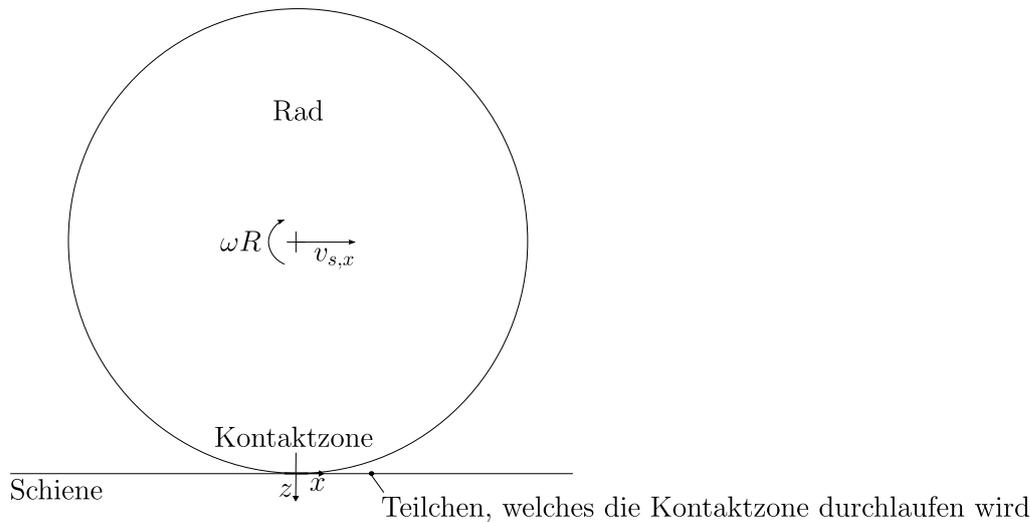


Abbildung 1.1: Skizze eines Rad-Schiene Rollkontaktes

diese nominelle Haftgrenze erreichen, tritt lokales Gleiten ein. Je höher die globale Relativgeschwindigkeiten zwischen Rad und Schiene, desto schneller bauen sich die lokalen Verformungen und damit die lokalen, nominellen Tangentialspannungen im Kontakt auf, die global messbare Tangentialkraft steigt. Solange Rad- und Schiene in Teilen der Kontaktzone aneinander haften, befindet sich der Kontakt im Mikroschlupf, Abbildung 1.2. Sobald die gesamte Kontaktzone gleitet, befindet sich der Kontakt im sogenannten Makroschlupf. Makroschlupf tritt ein, wenn der Gradient der nominellen Tangentialspannungen den Gradient der nonminellen Haftgrenze am Kontaktzoneneinlauftrand übersteigt.

1.3 Besonderheiten des Rad-Schiene Kontaktes

Der Rad-Schiene Kontakt zeichnet sich durch die sehr hohen Flächenpressungen aus, welche durch hohe Radlasten im Bereich von hundert Kilonewton in Kombination mit kleinen, nominellen Kontaktflächen in der Größenordnung von einem Quadratzentimeter, verursacht werden. Die anhand ideal-elastischer Rechnungen ermittelten Flächenpressungen können einen Gigapascal überschreiten, wobei hohe Schienenkopf- und Radhärten durch Kaltverfestigung im Betrieb dafür verantwortlich gemacht werden, dass es nicht sofort zu betriebshinderlichen Schädigungen kommt.

Bedingt durch diese hohen Pressungen ergeben sich bei Übertragung von Tangentialkräften, was mit lokalen Relativgeschwindigkeiten zwischen Rad und Schiene verbunden ist, Reibleistungen, welche bereits unter üblichen Betriebsbedingungen 200 [°C] erreichen können [3]. Bei starken Bremsungen oder Traktionsvorgängen kann, wie später gezeigt wird, dieser Temperaturwert um ein vielfaches überschritten werden. Diese Temperaturüberhöhungen sind lokal auf die Kontaktzone beschränkt und aufgrund der hohen Temperaturgradienten durch Wärmeleitung in Sekundenbruchteilen wieder reduziert. Es

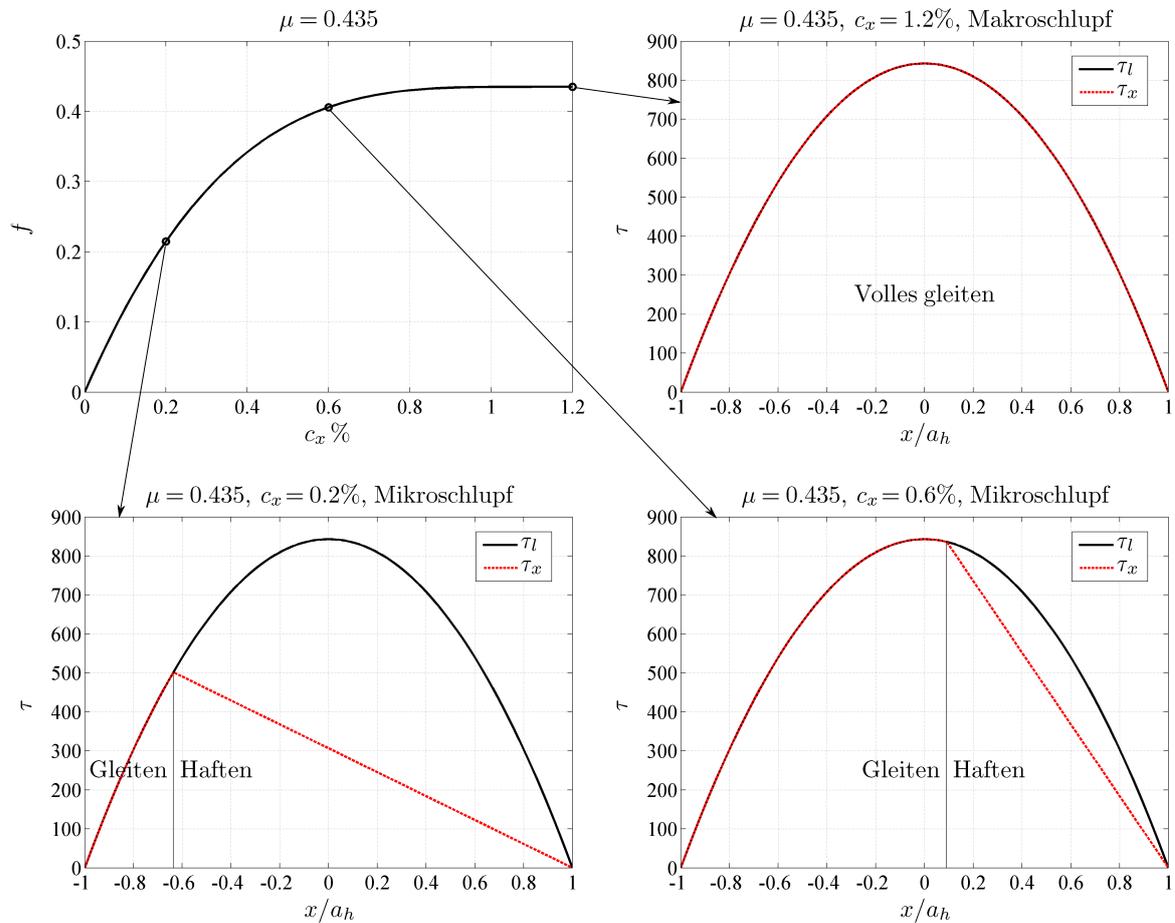


Abbildung 1.2: Kraftschluss-Schlupf Kurve und Verteilung von nomineller Tangentialspannung τ_x und nomineller Haftgrenze τ_l im Längsschnitt des Kontaktes. Annahme eines konstanten Reibkoeffizienten innerhalb der Kontaktzone.

ist jedoch davon auszugehen, dass die den lokalen Kontakt bestimmenden Materialparameter von diesen Temperaturüberhöhungen beeinflusst werden und somit den Kontaktprozess bestimmen.

Der metallische Kontakt zwischen Rad und Schiene findet im weiteren nicht auf der gesamten, nominellen Kontaktfläche, wie die Kontaktflächenbegrenzung im weiteren genannt wird, statt, sondern konzentriert sich auf die Rauheitsspitzen der Oberflächenstruktur, den sogenannten Asperiten. Die sich ausprägenden Reibkräfte sind maßgeblich von der realen, metallischen Kontaktfläche abhängig, in welchen sich die adhäsiven Reibspannungen ausbilden.

Zur Beschreibung des Rad-Schiene Kontaktes ist im weiteren zu berücksichtigen, dass trockene wie auch geschmierte Bedingungen auftreten können. Das auf Rad und Schiene vorhandene Fluid wird bei einem Überrollvorgang zwischen der rauhen Oberflächenstruktur ausgequetscht. Da die zu erwartenden Fluiddrücke in der Größenordnung der mechanischen Spannungen liegen, ist neben der Herabsetzung der adhäsiven Reibspannungen der Aspe-

ritenkontakte die Auswirkung des sich aufbauenden Fluiddruckes auf den mechanischen Kontakt der rauhen Oberflächen zu berücksichtigen.

1.4 Annahmen bestehender Rad-Schiene Kraftschlussmodelle

Die Modellierung des Rad-Schiene Kontaktes hat seine Ursprünge am Ende des 19. Jahrhunderts. Heinrich Hertz leistete mit seiner Arbeit „Über die Berührung fester, elastischer Körper“ einen wichtigen Beitrag zur Ermittlung der nominellen Kontaktfläche zwischen Rad und Schiene [4]. Die zugrundegelegten Annahmen, die nominellen Rad- und Schienenkörper durch ideal-elastische Halbräume und Oberflächen zweiten Grades abbilden und Reibung vernachlässigen zu können, sind nicht für alle Rad-Schiene Kontaktbedingungen bzw. streng genommen gar nicht erfüllt. Die mit diesem Modell berechneten Kontaktflächen und -pressungen stellen jedoch eine gute Näherung für den Fahrflächenkontakt dar.

Die Tatsache, dass die tangentialen Reibkräfte bei Rollkontakten von elastischen Festkörpern zunächst linear mit dem Längsschlupf ansteigen, Abbildung 1.2 links oben, war bekannt. Frederick William Carter und Hans Fromm leiteten jeweils um 1926 ein Modell für den eindimensionalen Walzenkontakt ab. Die Modelle können den Mechanismus hinter dem linearen Kraftschlussgesetz, der im vorigen Abschnitt beschriebene Aufbau von nominellen Tangentialspannungen bis zu einer definierten, nominellen Haftgrenze, erklären. Eine Erweiterung auf den zweidimensionalen Flächenkontakt einer Kugel mit einer Ebene führte 1958 K.L. Johnson durch. J. Vermeulen und K.L. Johnson erweiterten 1964 dieses Modell auf den Kontakt von nicht-sphärischen, ellipsoiden Körpern [5].

Kalker entwickelte 1967 im Rahmen seiner Dissertation ein Kraftschlussmodell, welches auf Basis der ideal-elastischen Halbraumannahme von ideal-glaten Körpern die instationäre Lösung des Kontaktproblems ermöglicht [6]. Daraus leitete er 1973 ein stationäres, elastisches Bettungsmodell mit entkoppelten, elastischen Verformungen ab [7].

Diese „klassischen“ Kraftschlussmodelle basieren dabei auf folgenden, einschränkenden Annahmen, welche im Rahmen des in dieser Arbeit entwickelten Kraftschlussmodells fallen gelassen werden:

- Isothermer bzw. temperaturunabhängiger Reibprozess
- Ideal glatte Oberflächen von Rad und Schiene
- Trockenreibung ohne Zwischenschichten nach Coulomb

Aufgrund dieser Vereinfachungen kann es zu signifikanten Abweichungen der berechneten Reibkräfte zu gemessenen Reibkräften kommen, siehe Kapitel 4. Im weiteren werden für „klassische“ Kraftschlussmodelle noch die folgenden Annahmen getroffen, welche auch für das in dieser Arbeit entwickelte Kraftschlussmodell gelten:

- Stationärer Kontaktprozess

- Linear-elastischer Halbraum für den makroskopischen Kornverbund
- Homogenes und isotropes Material
- Getrennte Betrachtung von Struktur- und Kontaktmechanik
- Substantiell gleiches Material von Rad und Schiene mit nur geringen Abweichungen der Materialparameter
 - Erlaubt die entkoppelte Betrachtung von nominellem Tangential- und Normalkontakt

Kapitel 2

Erweiterungen bestehender Rad-Schiene Kraftschlussmodelle

2.1 Allgemeines

„Klassische“ Rad-Schiene Kraftschlussmodelle, wie im vorigen Abschnitt erwähnt, vernachlässigen die Einflüsse von Oberflächenrauheit, Zwischenschichten und Temperaturentwicklungen im Kontakt. Im folgenden werden Erweiterungen dieser Rad-Schiene Kraftschlussmodelle vorgestellt, welche diese Einflüsse durch Reduktionsfaktoren für den Kraftschlusskoeffizienten abbilden.

2.2 Modell von Häse und Menth

Häse und Menth leiten in [8], basierend auf einer Publikation von Kraft [9], ein Modell ab, welches den Einfluss von Temperatur, fluiden Zwischenschichten und Oberflächenrauheit in Form eines punktförmigen Reduktionsfaktors für den Kraftschlusskoeffizienten abbildet. Die Modellierung anhand eines Reduktionsfaktors macht die Bereitstellung eines Basiswertes für den Kraftschlusskoeffizienten notwendig. Für die Änderung des Reduktionskoeffizienten wird ein Tiefpass erster Ordnung eingeführt, was physikalisch mit zeitbehafteten Änderungen in der Kontaktzone, der Konditionierung, erklärt wird. Damit können bei rapider Änderung der Eingangsparameter wie Zwischenschichtviskosität, Oberflächenrauheit oder Schlupf Positionen in der Kraftschluss-Schlupf Kurve erreicht werden, welche neben dem stationären Hauptast liegen. Damit können Kraftschluss-Schlupf Kurven mit Hysterese reproduziert werden, welche bei Messungen auf Wälzprüfständen auftreten können [10]. Im folgenden eine kurze, vereinfachte Zusammenfassung der relevanten Gleichungen des Modells. Der trockene Kraftschlusskoeffizient, welcher aus einem beliebigen, „klassischen“ Kraftschlussmodell erhalten wird, wird um den Faktor ϵ_{haese} reduziert:

$$f_{red} = f_{trocken} \epsilon_{haese} \quad (2.1)$$

Die im Kontaktpunkt auftretende Temperatur beeinflusst ausschließlich die Viskosität des Fluids, mit welchem der Kontakt vollständig geschmiert ist. Der skalare Temperaturwert wird dem reduzierten Kraftschlusskoeffizienten proportional angenommen:

$$T \propto f_{red} \quad (2.2)$$

Die Viskosität der fluiden Zwischenschicht wird als Funktion des skalaren Kontakttemperaturwertes festgesetzt:

$$\eta = \eta(T) \quad (2.3)$$

Ein skalarer Wert für die approximierte Höhe der Zwischenschicht wird dann aus einer Ableitung von Kraft [9] ermittelt:

$$H_f = \sqrt{v_{s,x} \frac{6\eta a_h}{p_0}} \quad (2.4)$$

Ebenfalls von Kraft stammt die Idee, den Kraftschluss proportional mit H_f/H_0 zu reduzieren, wobei H_0 eine festzulegende, charakteristische Höhe der Oberflächenrauheit darstellt. Der Reduktionsfaktor wird mit einem Tiefpass erster Ordnung erweitert, um zeitbehaftete Konditionierungseffekte nachzubilden:

$$\epsilon_{haese} = \left(1 - \left(\frac{H_f}{H_0}\right)\right) \underbrace{f(t)}_{\text{Tiefpass erster Ordnung}} \quad (2.5)$$

Das Modell ist aufgrund der Einfachheit sehr effizient und mit kurzen Rechenzeiten einzusetzen und gibt bestimmte Mechanismen wieder, welche unter geschmierten Kontaktbedingungen auftreten. Es ist jedoch ausschließlich für vollständige Mischschmierung gültig und im weiteren von der Bereitstellung eines Basiswertes für den Kraftschluss abhängig. Die physikalisch motivierte und heuristisch umgesetzte Modellierung der Kraftschlussreduktion auf Basis von Gleichung 2.5 kann ohne nachgeschaltete Beschränkung negative Kraftschlusskoeffizienten ergeben. Die Auswirkung der Oberflächenrauheit in Form des Parameters H_0 kann nur unter vollständiger Mischschmierung untersucht werden.

2.3 Modell von Polach

Das ursprüngliche Kraftschlussmodell von Polach [11] ist ein analytisches, punktförmiges Modell, welches Längs-, Quer- und Bohrschlupf berücksichtigt. Es ist den klassischen Kraftschlussmodellen zuzuschreiben, da es von ideal glatten Oberflächen, Trockenreibung, Temperaturunabhängigkeit und einer stationären Betrachtungsweise ausgeht. Es liefert keine Informationen über lokale Spannungs- oder Gleitgeschwindigkeitsverteilungen. Die resultierenden Reibkräfte sind bei Verwendung der Tangentialsteifigkeiten von Kalker denen von FASTSIM ähnlich, die Rechenzeiten jedoch geringer. In einer Erweiterung werden empirische Konstanten zur analytischen Gleichung der resultierenden Reibkraft hinzugefügt um flachere Kraftschluss-Schlupf Verläufe zu erhalten [12]. Damit erhält Polach zur Abbildung

geschmierter Kontakte das Kraftschlussmaximum bei Längsschlupfwerten von etwa 10% und darüber, je nach Parameterwahl. Polach vergleicht dies mit grafischen Darstellungen von Messungen aus [13], siehe Abschnitt 4. Die dort ersichtlichen Kraftschlussmaxima sind nach Meinung des Autors jedoch bereits dem zweiten Kraftschlussmaximum zuzuordnen, der lineare Kraftschlussast im Mikroschlupf ist aufgrund der großen Streuung der Messergebnisse nicht abgebildet. Es kann davon ausgegangen werden, dass das erste Kraftschlussmaximum unter geschmierten Bedingungen, wie in Labormessungen ersichtlich, bereits bei sehr geringen Schlupfwerten von unter 1% auftritt [14, 15, 16]. Auch bei Messungen, in denen der Mikroschlupfbereich nicht detailliert untersucht wurde, ist eine Sättigung bei spätestens 1% Längsschlupf unter geschmierten Bedingungen zu erkennen [17, 18].

In dem Modell wird der Reibkoeffizient heuristisch mit steigender Schlupfgeschwindigkeit reduziert, was mit steigenden Kontakttemperaturen argumentiert wird. Dadurch ergeben sich neben fallenden Kraftschluss-Schlupf Kurven im Makroschlupfbereich auch leicht fallende Kraftschlussmaxima mit steigender Fahrgeschwindigkeit. Die Oberflächenrauheit ist in der Modellierung nicht berücksichtigt. Vorhandene Zwischenschichten werden durch Anpassen der Parameter, welche u.a. den maximalen Kraftschluss und die Steigung der Kraftschluss-Schlupf-Kurve bestimmen, empirisch abgebildet.

Das Modell bietet den Vorteil von sehr geringen Rechenzeiten und ist daher sehr effizient für Mehrkörpersimulationen einsetzbar. Die in Kapitel 4 beschriebenen Effekte und Einflüsse, wie das zweite Kraftschlussmaximum, Einfluss einer fluiden Zwischenschicht auf die Geschwindigkeitsabhängigkeit des Kraftschlusses oder die Auswirkung von Änderungen der Oberflächenrauheit, können nicht beschrieben werden.

2.4 Modell von Viereck

Viereck kombiniert das Modell von Polach mit der Modellierung eines Reduktionsfaktors von Häse und Menth und erweitert es mit einem zeitlichen Gesetz der Oberflächenrauheitsentwicklung [19]. Durch die zeitliche Rauheitsentwicklung ergibt sich ein dynamisches Modell. Ein Flußdiagramm des Modells ist in Abbildung 2.1 ersichtlich. Eine mittlere Kontakttemperatur wird unter der Annahme einer konstanten Gleitgeschwindigkeitsverteilung und einer Gleichverteilung der Reibleistungen (50%-50%) in Rad und Schiene approximiert. Unter diesen Annahmen ergibt sich eine analytische Beschreibung für einen skalaren Temperaturwert im Kontaktpunkt. Im folgenden werden die bestimmenden Gleichungen des Modells vereinfacht zusammengefasst:

$$T \propto f_{red} c_x \sqrt{v_{s,x}} \quad (2.6)$$

$$\eta \propto \frac{1}{T} \propto \frac{1}{f_{red} c_x \sqrt{v_{s,x}}} \quad (2.7)$$

$$H_f \propto \sqrt{v_{s,x} \eta} \propto \frac{v_{s,x}^{1/4}}{\sqrt{f_{red} c_x}} \quad (2.8)$$

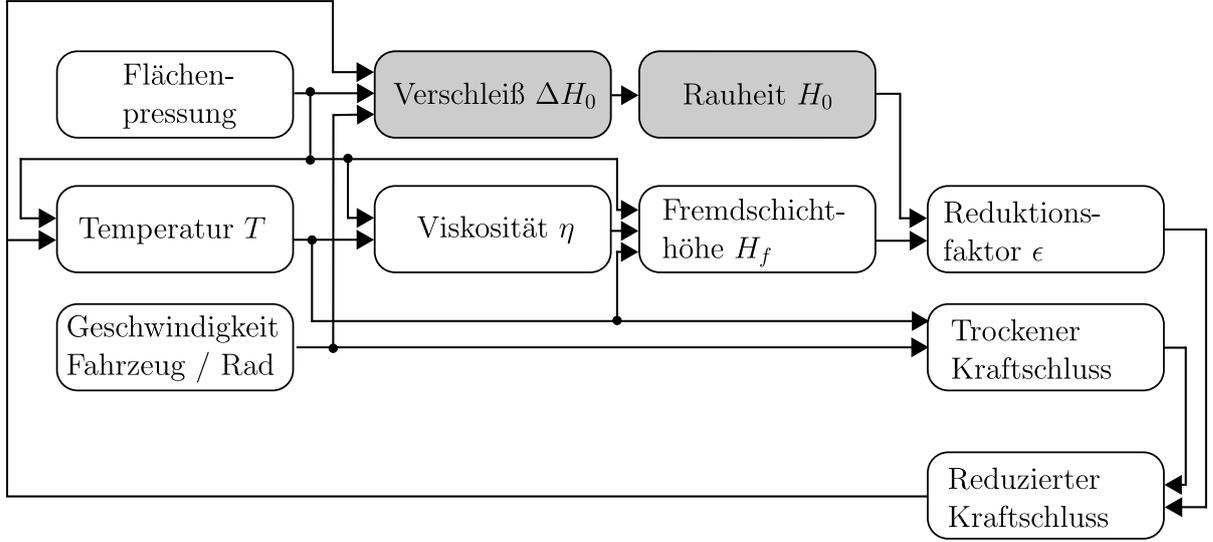


Abbildung 2.1: “Dynamisches Kraftschlussmodell zweiter Ordnung mit Verschleiß“, rekonstruiert aus [19].

$$H_{f,0}^{i+1} = H_{f,0}^i + \Delta H_{f,0}^i \quad (2.9)$$

$$\Delta H_{f,0}^i = \frac{1}{4b\pi D_r} \int_{\Delta t} \text{Verschleißvolumen} \, dt \quad (2.10)$$

$$\epsilon = 1 - \left(\frac{H_f}{H_0} \right)^n \dots n = 1, 2 \quad (2.11)$$

$$f_{red} = f_{Polach} \epsilon \quad (2.12)$$

Die exakte Reaktion des Modells auf Variationen der Eingangsparameter ist von der Wahl der Proportionalitätskoeffizienten von Gleichung 2.6 bis 2.8 abhängig. Die Modellierung des Reduktionsfaktors ist in diesem Modell wie auch in dem Modell von Häse und Menth ausschließlich für vollständig geschmierte Kontakte gültig. Als Basiswert des Kraftschlusskoeffizienten wird das Kraftschlussmodell von Polach verwendet. Im Rahmen der Anwendbarkeit dieses Modells bietet es eine sehr effiziente Möglichkeit mit geringen Rechenzeiten grundlegende Mechanismen im Rad-Schiene Kontakt zu beschreiben. Der Temperatureinfluss unter trockenen Bedingungen wird über den heuristischen Ansatz von Polach berücksichtigt. Unter geschmierten Bedingungen wird angenommen, dass sich das Fluid erwärmt und die Viskosität indirekt proportional mit der Kontakttemperatur abfällt. Der Einfluss der Oberflächenrauheit ist nur unter vollständig geschmierten Bedingungen modelliert. Grenzschröpfung, wie z.B. feuchte Schienen, der Einfluss der Oberflächenrauheit unter trockenen Bedingungen oder die Fahrgeschwindigkeitsabhängige Position des zweiten Kraftschlussmaximums können nicht abgebildet werden.

2.5 Schlußfolgerungen

Die bestehenden Erweiterungen der „klassischen“ Kraftschlussmodelle bilden teilweise die Einflussfaktoren Rauheit, Temperatur und Zwischenschicht ab. Die Auswirkungen auf den Kraftschluss sind teilweise heuristisch modelliert, was zu nicht mit den Messungen übereinstimmenden Ergebnissen führen kann. Aus diesen Gründen wurde die Entwicklung eines eigenen Kraftschlussmodells angestrebt. Modelltiefe und berücksichtigte Einflussgrößen ergeben sich anhand einer Analyse der Rad-Schiene Kontaktbedingungen und werden im folgenden Kapitel erläutert.

Kapitel 3

Erweiterte Modellbildung des Rad-Schiene Kraftschlusses

3.1 Reibungsmechanismen und Modellreduktion

Für eine vollständig physikalische Modellbildung des Rad-Schiene Kontaktes müssen die prinzipiellen Mechanismen der Reibung beschrieben werden. Es gibt jedoch bis heute keine vollständige, in sich schlüssige, physikalische Beschreibung der Reibung zwischen zwei Festkörpern [20], wengleich atomistische Reibmodelle existieren [1]. Für die Modellierung eines Reibkontaktes müssen daher vereinfachende Annahmen getroffen werden, wobei die betrachtete Größenordnung zu berücksichtigen ist. Eine umfassende Beschreibung des state-of-the-art von dynamischen Reibkontakten im allgemeinen und Rollkontakten im speziellen findet sich in [2]. Die hier vorgestellte Modellbildung basiert auf den Konzepten aus diesem Buch.

Die angestrebte Modellierung erfolgt bis zur Größenordnung der metallischen Asperitenkontakte physikalisch, die Mechanismen, die zu den dort übertragbaren Reibspannungen führen, werden in einem heuristischen Ansatz als übertragbare Versagensspannung zusammengefasst, Abbildung 3.1. Damit ergeben sich Reibkräfte, welche der realen Kontaktfläche proportional sind. Der generische Begriff der Versagensspannung beinhaltet alle statischen und dissipativen Mechanismen, welche zur Ausprägung von lokalen Reibkräften auf den metallischen Asperitenkontakten führen. Die Festlegung der Versagensspannung wird in Abschnitt 3.8 beschrieben.

Asperitenverzahnungen und tangentielle Kraftübertragungen zwischen Rad und Schiene aus Fluidscherung werden nicht berücksichtigt. Eine nachträgliche Abschätzung der zu erwartenden Reibkräfte durch Energiedissipation bei Überwälzung der verzahnten Asperiten nach [21] hat ergeben, dass sie um mehrere Größenordnungen geringer sind als die kontaktflächenproportionalen Reibkräfte aus dem vorliegenden Modell.

Die Modellvorstellung der lokalen Kontaktverhältnisse ist in Abbildung 3.2 zu sehen. Nominelle Kontaktfläche A_n und nominelle Normalkontaktspannung p_n ergeben die über den lokalen Mikrokontakt zu übertragende Normalkraft, welche vom metallischen Kon-

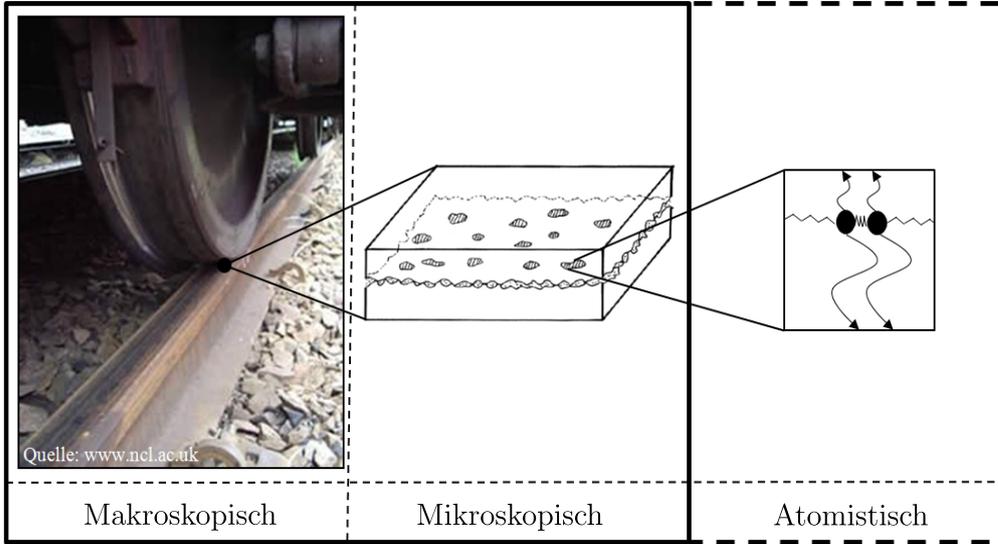


Abbildung 3.1: Abgrenzung der Modellierungstiefe des Rad-Schiene Kraftschlussmodells.

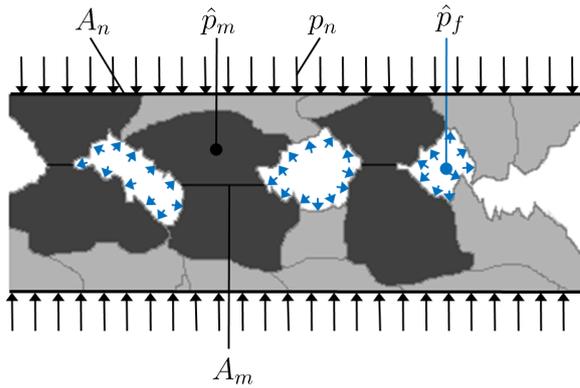


Abbildung 3.2: Modellvorstellung der lokalen Kontaktverhältnisse.

takt, A_m und \hat{p}_m , und gegebenenfalls von der fluiden Zwischenschicht, $A_n \setminus A_m$ und \hat{p}_f , aufgenommen werden muss. Die lokal maximal übertragbare Reibkraft ergibt sich somit zu:

$$F_{R_{max}}(x, y) = \iint_{A_m(x, y)} \hat{\tau}_m(x, y) dA \quad (3.1)$$

wobei $\hat{\tau}_m$ die Versagensspannung der metallischen Asperitenkontakte darstellt, welche die kontaktflächenproportionalen Reibmechanismen zusammenfasst. Per Definition ergibt sich somit innerhalb der Kontaktzone eine lokale Variation des nominellen Reibwertes μ :

$$\mu(x, y) = \frac{F_{R_{max}}(x, y)}{F_n(x, y)} = \frac{\hat{\tau}_m(x, y) A_m(x, y)}{p_n(x, y) A_n(x, y)} \quad (3.2)$$

Diese Variation der maximal übertragbaren Reibkräfte in der Kontaktzone hat im Weiteren Auswirkungen auf die nominellen Haft- und Gleitzonen und über die so entstehende

Modellkonzept	 <p style="text-align: center;">Makroskopisch</p>	<p style="text-align: center;">Kontinuierliche Spannungs- verteilung</p>	<p style="text-align: center;">Nom. Normalkontakt</p> <p style="text-align: center;">Nom. Tangentialkontakt</p>
	 <p style="text-align: center;">Mikroskopisch</p> <p style="text-align: center;">Bestimmung $\mu(x, y)$</p>	<p style="text-align: center;">Spannungs- spitzen an diskreten Metallkontakten</p>	<p style="text-align: center;">Mikrokontakt</p> <p style="text-align: center;">Fluide Zwischenschicht</p> <p style="text-align: center;">Temperatur (mittel)</p>
	 <p style="text-align: center;">Makroskopisch</p>	<p style="text-align: center;">Kontinuierliche Spannungs- verteilung</p>	<p style="text-align: center;">Nom. Normalkontakt</p> <p style="text-align: center;">Nom. Tangentialkontakt</p>

Abbildung 3.3: Zuordnung der Teilmodelle zu mikroskopischer (Asperiten) und makroskopischer (Kornverbund) Größenordnung.

Kontakttemperaturverteilung auf den gesamten Reibprozess des Rad-Schiene Kontaktes. Die nominelle Haftgrenze ergibt sich zu:

$$\tau_l(x, y) = p_n(x, y)\mu(x, y) \quad (3.3)$$

Aus dem Reibmodell resultieren also lokal variierende, nominellen Reibwerte, welche die nominelle Haftgrenze festlegen.

3.2 Modellüberblick

Die Modellierung umfasst mikro- und makroskopische Größenordnungen. Im folgenden wird eine Trennung und klare Zuordnung der Teilmodelle zum mikro- oder makroskopischen Bereich vorgeschlagen, wie sie in dieser Arbeit verwendet wird. Der makroskopische Kornverbund wird als Kontinuum behandelt, es werden daher kontinuierliche Spannungs- und Verformungsverläufe angenommen. Im mikroskopischen Bereich konzentrieren sich die Spannungen auf die Asperitenkontakte. Es wird angenommen, dass sich die Asperiten in der Größenordnung von einzelnen Körnern befinden. Dadurch ist für den Asperitenkontakt der Mechanismus des Abgleitens der Korngrenzen nicht maßgeblich. Es ist daher davon auszugehen, dass die ertragbaren Kontaktspannungen auch bei imperfekten Körnern die des makroskopischen Kornverbundes deutlich übersteigen und eine geringere Duktilität aufweisen.

Aufgrund der sehr kleinen Abmessungen der in diesem Modell als makroskopisch formulierten Modelle in Bezug auf das gesamte Rad bzw. die Schiene werden strukturmechanische Einflüsse von Rad und Schiene als entkoppelt betrachtet. Innerhalb des Kornverbundes

wird die ideal-elastische Halbraumannahme zur Berechnung des nominellen Normal- und Tangentialkontaktes als gültig vorausgesetzt. Eine Kopplung von nominellen Tangential- und Normalkontakt tritt in diesem Fall nur beim Kontakt von zwei Körpern mit unterschiedlichen Materialeigenschaften (Elastizitätsmodul und Querkontraktionszahl) auf. Für nicht-identische, aber ähnliche Materialien ist diese Kopplung jedoch sehr gering [22] und eine Vernachlässigung verursacht nur geringe Fehler [23]. Für den vorliegenden Fall des Rad-Schiene Kontaktes wird aufgrund der ähnlichen Materialeigenschaften von Rad und Schiene der nominelle Normal- und Tangentialkontakt daher als entkoppelt betrachtet. Die Kontaktflächenbegrenzung, bestimmt durch den nominellen Normalkontakt, wird durch die Materialeigenschaften im Kornverbund, die Normalkraft und den nominellen Körpergeometrien von Rad und Schiene im Bereich des Kontaktes festgelegt. Basierend auf den nominellen Normalspannungen wird mit dem Mikrokontaktmodell die Verteilung der realen, metallischen Kontaktflächen berechnet. Dies passiert anhand der temperaturabhängigen Materialparameter, der Oberflächenrauheit der Rad-Schiene Paarung und eventuell vorhandenem Fluiddruck, welcher den Normalkontakt unterstützt. Basierend auf den so erhaltenen, lokal variierenden Separationen zwischen Rad und Schiene, ergeben sich, unter einer qualitativen Einbeziehung der Oberflächenrauheit, variierende Freiräume im Kontakt. Die Freiräume bzw. Spalthöhen sind unter trockenen Bedingungen dort am geringsten, wo die höchsten nominellen Normalspannungen auftreten. Beim Passieren des Rades über eine mit Fluid benetzten Schiene kommt es daher in der Kontaktzone zu erzwungenen Ausquetschvorgängen des Fluids. Die daraus resultierende Fluiddruckverteilung wird mit dem Zwischenschichtmodell berechnet. Positiver Fluiddruck bewirkt durch die Unterstützung des Normalkontaktes lokal erhöhte Mikroseparationen zwischen Rad und Schiene, wodurch sich die metallischen Kontaktflächen reduzieren. Fluide Zwischenschichten senken durch die Ausbildung monomolekularer Schichten ausserdem die Versagensspannung der Asperitenkontakte [1, 24]. Die so nach Gleichung 3.2 erhaltene, lokale Verteilung an Reibkoeffizienten ergibt die lokal im Kontakt variierende, nominelle Haftgrenze. Diese Haftgrenze wird im nominellen Tangentialkontaktmodell verwendet, welches den Mechanismus des wälzenden Rollkontaktes abbildet und nominelle Haft- und Gleitzonen berechnet. Daraus ergeben sich Reibleistungen im Kontakt, welche eine Eingangsgröße für das Temperaturmodell darstellen. Die temperaturabhängigen Materialparameter werden dann im Mikrokontaktmodell und der Versagensspannung berücksichtigt, womit der Kreis für die iterative Bestimmung der Lösung geschlossen ist. Das Rad-Schiene Kraftschlussmodell ist stationär formuliert. Abbildung 3.4 zeigt eine Übersicht der Teilmodelle des Kraftschlussmodells. Der nominelle Normalkontakt ist als externe Eingangsgröße vorzugeben und ist nicht in die iterative Berechnung eingebunden. Die Begründung für die Entkopplung des nominellen Normalkontaktes von Zwischenschicht- und Mikrokontaktmodell liegt in den unterschiedlichen Größenordnungen der charakteristischen Verformungen. Diese lokalen Verformungen, welche den Mikrokontakt und die Druckverteilung der Zwischenschicht beeinflussen, liegen im Bereich von bis zu einem Mikrometer, während die den nominellen Normalkontakt betreffenden Verformungen im Kornverbund um ein bis zwei Größenordnungen darüber liegen.

Als Basis für den nominellen Normalkontakt wird die ideal-elastische Theorie von Hertz verwendet [4], die reale Kontaktfläche mit dem Mikrokontaktmodell von Zhao, Maietta und

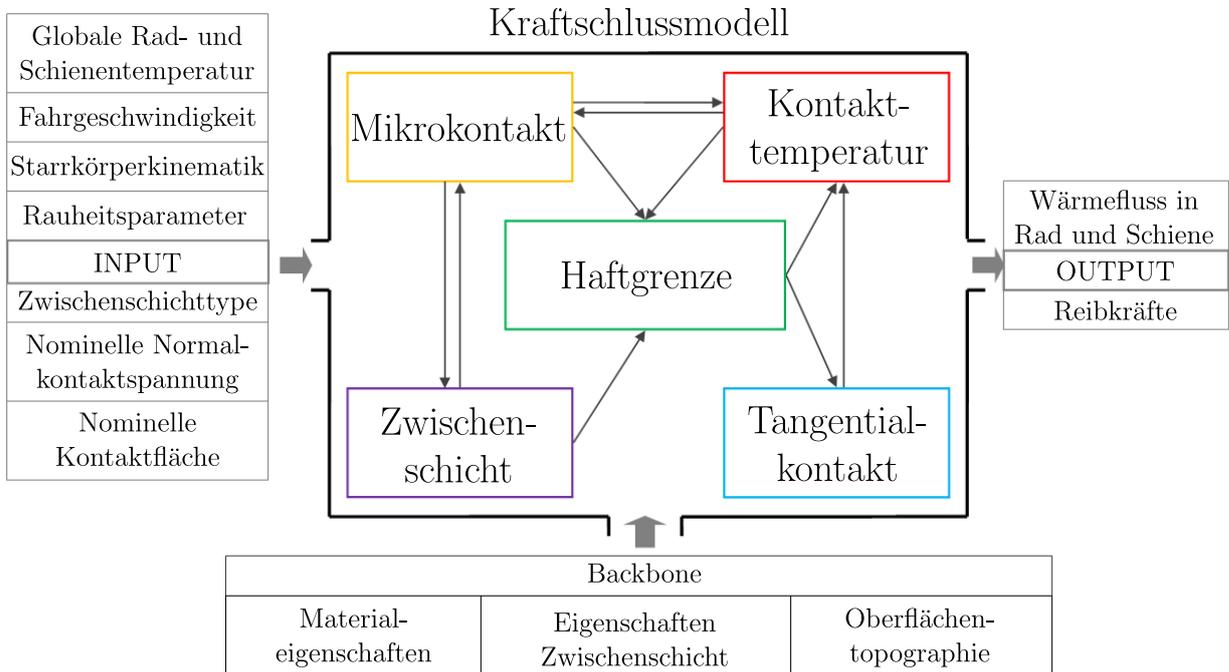


Abbildung 3.4: Übersicht über die Teilmodelle des Rad-Schiene Kraftschlussmodells.

Chang berechnet [25]. Die Druckverteilung der Zwischenschicht wird nach einem eigenen Modell unter qualitativer Berücksichtigung der Oberflächenrauheit und einer auf den Mikrokontakt beschränkten Fluid-Struktur Kopplung ermittelt. Die aus den resultierenden, nominellen Reibleistungen entstehenden Temperaturüberhöhungen werden im Kontakttemperaturmodell berechnet, welches für beliebig verteilte Wärmequellen abgeleitet wird und auch Grenzfälle, wie im Stillstand durchdrehende und in der Fahrt blockierende Räder, abbilden kann. Dieser modulare Aufbau mit klar definierten Ein- und Ausgangsgrößen der Teilmodelle erlaubt eine schrittweise Erweiterung des gesamten Rad-Schiene Kraftschlussmodells. In den nächsten Abschnitten werden die einzelnen Teilmodelle im Detail vorgestellt.

3.3 Nomineller Normalkontakt

Basis für den nominellen Normalkontakt bildet die Theorie von Hertz [4]. Nominelle Kontaktfläche und -normalspannungen werden unter der Annahme von Reibungsfreiheit zwischen den kontaktierenden Körpern berechnet. Voraussetzung ist die Gültigkeit der ideal-elastischen Halbraumannahme, homogene und isotrope Materialeigenschaften und die Möglichkeit der Beschreibung der nominellen Oberflächen mit Polynomen zweiten Grades. Diese Methode ist als eine Näherung zu verstehen, da der Kontakt in der Realität reibungsbehaftet ist. Auch die Gültigkeit der Halbraumannahme wird, je weiter sicher der Kontakt bei Querverschiebung Richtung Spurzkrans verschiebt, fragwürdiger. Bei extrem hohen

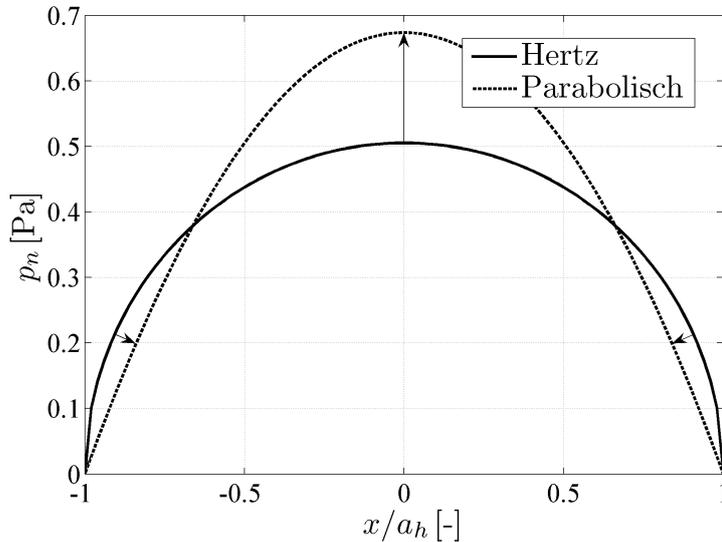


Abbildung 3.5: Abbilden der elliptischen, nominellen Normalspannungsverteilung nach Hertz auf einen parabolischen Verlauf, Schnitt bei $y = 0$.

Normallasten und kleinen Kontaktradien können die nominellen Spannungen im weiteren plastisches Fließen hervorrufen, womit die Annahme des ideal-elastischen Kontaktes verletzt wäre. Die Anwendung der Theorie von Hertz ist daher gewissen Einschränkungen unterworfen, die Gültigkeit wird im Falle eines Fahrflächenkontaktes jedoch als gegeben angenommen. Die Kontaktflächenform ist in diesem Fall mit ideal-elastischen Halbraumbettungen und elastisch-ideal-plastischen FE-Berechnungen vergleichbar [26]. Auftretende Spannungsspitzen übersteigen die der elastisch-ideal-plastischen FE-Berechnung, wobei hier die maximale Fließspannung von etwa 600 [MPa] unter den Werten, welche von kopfgehärteten und im Betrieb kaltverformten Schienen erwartet werden dürfen, liegt.

Der Hertz'sche, elliptische Normalspannungsverlauf weist am Kontaktzoneneinlauf einen unendlich hohen Gradienten auf. Die nominelle Haftgrenze ist diesem nominellen Normalspannungsverlauf mit dem Reibkoeffizienten proportional. Es kann daher bei Verwendung des elliptischen Normalspannungsverlaufes gemäß den Erläuterungen aus Abschnitt 1.2 streng genommen kein vollständiges Gleiten der Kontaktzone abgebildet werden. Um diese Problematik zu umgehen und im weiteren mit der Modellierung des nominellen Tangentialkontaktmodells konsistent zu sein, wird der resultierende, ellipsoide Normalspannungsverlauf auf einen parabolischen Verlauf abgebildet, siehe Abbildung 3.5. Der parabolische Normalspannungsverlauf entspricht einer Winkler'schen Normalbettung mit entkoppelten, nominellen Steifigkeiten [23], also dem nominellen Tangentialkontakt äquivalenten Modell in Normalrichtung. Es lässt sich unter Annahme eines nichtlinearen Verlaufs der nominellen Normalsteifigkeiten auch mit einer Winkler'schen Bettung ein exakt Hertz'scher, elliptischer Normalspannungsverlauf darstellen [2]. Der angewendete, parabolische Normalspannungsverlauf entspricht einer Winkler'schen Bettung mit konstanten, nominellen

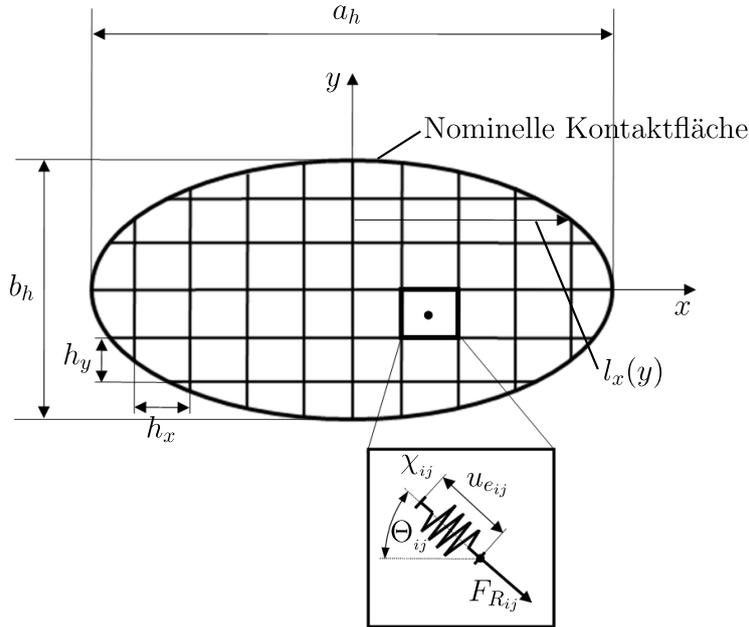


Abbildung 3.6: Nomineller Tangentialkontakt mit entkoppelten, elastischen Verformungen, nach [2].

Normalsteifigkeiten.

3.4 Nominelles Tangentialkontaktmodell

3.4.1 Allgemeines

Das nominelle Tangentialkontaktmodell basiert auf der Idee einer elastischen Bettung mit entkoppelten, elastischen Verformungen [2]. Die elastischen Verformungen von Rad und Schiene werden dem makroskopischen Kornverbund zugeschrieben, da, wie in Abschnitt 3.2 beschrieben, eine leichtere Verformbarkeit des Kornverbundes im Vergleich zu den Asperitenkontakten angenommen werden kann. Auf die gekoppelte Beschreibung der lokalen Verformungs- und Spannungszustände auf Basis eines elastischen Halbraumes wurde im ersten Schritt verzichtet. Stattdessen wird eine Winkler'sche Tangentialbettung angewendet, welche diskreten Tangentialsteifigkeiten entspricht, Abbildung 3.6. Die lokalen, nominellen Tangentialspannungen τ_{ij} [Pa] werden den nominellen, elastischen Verformungen u_{eij} [m] proportional angenommen, wobei χ [N/m³] als Proportionalitätskonstante die nominelle Steifigkeit beschreibt:

$$\begin{pmatrix} \tau_{xij} \\ \tau_{yij} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u_{e,xij} \\ u_{e,yij} \end{pmatrix} \chi \quad (3.4)$$

Dies ist eine übliche Näherung für den Rollkontakt von makroskopisch ideal-elastischen Körpern [23]. Die nominellen Tangentialsteifigkeiten können ein nichtlineares Verhalten

aufweisen [2], als hinreichende Näherung wird jedoch die Verwendung konstanter, nomineller Tangentialsteifigkeiten betrachtet. Es werden die nominellen Tangentialsteifigkeiten von Kalker übernommen [7]. Das Modell entspricht somit einer Winkler'schen Tangentialbettung mit variierenden, nominellen Reibkoeffizienten innerhalb der Kontaktzone.

3.4.2 Modellbildung

Im Haftgebiet werden die lokalen, nominellen Differenzgeschwindigkeiten von Rad und Schiene, welche aus den globalen Längs-, Quer- und Bohrschlüpfen resultieren, durch elastische Verformungen aufgenommen. Die nominellen Gleitgeschwindigkeiten in den nicht-haftenden Zonen ergeben sich damit aus der Differenz von Schlupf und elastischer Verformungsgeschwindigkeit:

$$\begin{pmatrix} s_{x_{ij}} \\ s_{y_{ij}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} c_x \\ c_y \end{pmatrix} + c_s \begin{pmatrix} -y_{ij} \\ x_{ij} \end{pmatrix} - \frac{\partial u_e}{\partial x} \Big|_{ij} \quad (3.5)$$

wobei c_x und c_y [-] die normierten Längs- und Querschlüpfе und c_s [1/m] der normierte Bohrschlupf sind. Grundannahme hinter Gleichung 3.5 ist, dass die Rollbewegung in x-Richtung erfolgt. In der Haftzone, in der die lokalen, nominellen Tangentialspannungen die nominelle Haftgrenze noch nicht überschritten haben, sind die nominellen Verformungen durch die Starrkörperbewegungen vorgegeben. Die nominellen Gleitgeschwindigkeiten sind identisch null. Damit ergibt sich, zusammen mit Gleichung 3.4:

$$\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x} = \left[\begin{pmatrix} c_x \\ c_y \end{pmatrix} + c_s \begin{pmatrix} -y_{ij} \\ x_{ij} \end{pmatrix} \right] \chi \quad (3.6)$$

Kalker schlägt in [27] vor, den Verformungen aus Längs-, Quer- und Bohrschlupf unterschiedliche nominelle Tangentialsteifigkeiten zuzuweisen, damit ergibt sich:

$$\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x} = \left[\begin{pmatrix} c_x \chi_x \\ c_y \chi_y \end{pmatrix} + c_s \chi_s \begin{pmatrix} -y_{ij} \\ x_{ij} \end{pmatrix} \right] \quad (3.7)$$

wobei die nominellen Tangentialsteifigkeiten als innerhalb der Kontaktzone konstant angenommen werden. Mit der Bedingung, dass die nominellen Tangentialspannungen am Kontaktrand zu null werden, ergibt sich für die Haftzone:

$$\begin{aligned} \tau_{x_{ij}} &= (c_x \chi_x - c_s y_{ij} \chi_s) (x_{ij} - l_{x_i}) \\ \tau_{y_{ij}} &= c_y \chi_y (x_{ij} - l_{x_i}) + \frac{c_s}{2} \chi_s (x_{ij}^2 - l_{x_i}^2) \end{aligned} \quad (3.8)$$

Gleichung 3.8 ist gültig für den Haftbereich in der Kontaktzone, wobei die nominellen Tangentialsteifigkeiten nach [27] festgelegt werden:

$$\chi_x = \frac{3C_{11}G}{8a_h}, \quad \chi_y = \frac{3C_{22}G}{8a_h}, \quad \chi_s = \frac{4C_{23}G}{\pi a_h \sqrt{a_h/b_h}} \quad (3.9)$$

C_{11} , C_{22} und C_{23} sind die sogenannten Kalkerkoeffizienten, welche tabelliert, abhängig von Ellipsenhalbachsenverhältnis a_h/b_h und der äquivalenten Querkontraktionszahl von Rad und Schiene zu setzen sind [28]. Der nominellen Kontaktfläche ist dabei eine elliptische Form zugrundegelegt. Bei einer Abweichung von der elliptischen Form sind die tabellierten, nominellen Tangentialsteifigkeiten nicht mehr gültig. Da im vorliegenden Modell der nominelle Normalkontakt auf den elliptischen Kontakt nach Hertz beschränkt ist, ergeben sich keine Widersprüche.

Die nominellen Tangentialspannungen können naturgemäß die nominelle Haftgrenze nicht überschreiten, sobald diese Grenze erreicht ist, werden die nominellen Tangentialspannungen auf die nominelle Haftgrenze nach Gleichung 3.3 begrenzt und die Tangentialspannungswirkrichtung als dem nominellen Schlupf entgegengesetzt angenommen:

$$\sqrt{\tau_{x_{ij}}^2 + \tau_{y_{ij}}^2} \leq \tau_{ij} \quad (3.10)$$

Damit sind die nominellen Tangentialspannungen und der Kraftschlusskoeffizient determiniert:

$$f = \frac{\sqrt{\left(\sum_{ij} \tau_{x_{ij}}\right)^2 + \left(\sum_{ij} \tau_{y_{ij}}\right)^2} h_x h_y}{F_n} \quad (3.11)$$

3.4.3 Berechnung der nominellen Gleitgeschwindigkeiten

3.4.3.1 Allgemeines

Kalker hat nur für sein ursprüngliches, vereinfachtes Kraftschlussmodell, welches keine Spaltung der nominellen Kontaktsteifigkeiten in Längs-, Quer- und Bohranteil durchführt, die Bestimmung der nominellen Gleitgeschwindigkeiten vorgesehen [7]. Die vorgeschlagene Methodik ist jedoch aufgrund der Spezialisierung auf nominelle, metallische Normalspannungsverteilungen mit parabolischem Charakter, konstante Reibkoeffizienten in der Kontaktzone und nominelle Tangentialsteifigkeiten nur für die x- und y-Richtung für die vorliegende Problemstellung nicht geeignet.

Die aus [27] übernommene Spaltung der nominellen Tangentialsteifigkeit in einen Längs-, Quer- und Bohranteil, Gleichung 3.7, führt dazu, dass die elastischen Verformungen nach Gleichung 3.4 bei bekannten, nominellen Tangentialspannungen, nicht eindeutig definiert sind. Da für die Bestimmung der nominellen Gleitgeschwindigkeiten in der Kontaktzone das elastische Verformungsfeld benötigt wird, wird die Verwendung von äquivalenten, nominellen Tangentialsteifigkeiten vorgeschlagen, welche einer Reduktion der drei nominellen Tangentialsteifigkeiten auf zwei Steifigkeiten in x- bzw. y-Richtung entspricht. Es ergeben

sich dadurch in der Kontaktzone variierende, nominelle Tangentialsteifigkeiten:

$$\begin{aligned}\chi_{e,x_{ij}} &= \frac{(c_x \chi_x - c_s y_{ij} \chi_s)}{c_x - c_s y_{ij}} \\ \chi_{e,y_{ij}} &= \frac{c_y \chi_y (x_{ij} - l_{x_i}) + \frac{c_s}{2} \chi_s (x_{ij}^2 - l_{x_i}^2)}{c_y (x_{ij} - l_{x_i}) + \frac{c_s}{2} (x_{ij}^2 - l_{x_i}^2)}\end{aligned}\quad (3.12)$$

Mit diesen äquivalenten Tangentialsteifigkeiten lassen sich die für die nominellen Schlüpfen notwendigen, elastischen Verformungen berechnen.

3.4.3.2 Ableitung aus lokalen Verformungsdifferenzen

Die Methode basiert auf der Ermittlung der Schlüpfen nach Gleichung 3.5 und ist mit dem vorliegenden Modellkonzept konsistent. Im Haftbereich wird die Starrkörperrelativkinematik von Rad und Schiene durch die elastischen Verformungen aufgenommen. Sobald die Haftgrenze erreicht wird und lokal nominelles Gleiten eintritt, entstehen lokale Verformungsdifferenzen, welche sich anhand der Differenz von Starrkörperrelativkinematik zu den elastischen Verformungen beschreiben lassen. Die Starrkörper-Relativpositionen von Rad zu Schiene ergeben sich zu:

$$\begin{aligned}u_{r,x_{ij}} &= (c_x - c_s y_{ij}) (x_{ij} - l_{x_i}) \\ u_{r,y_{ij}} &= c_y (x_{ij} - l_{x_i}) + \frac{c_s}{2} (x_{ij}^2 - l_{x_i}^2)\end{aligned}\quad (3.13)$$

Die elastischen Verformungen im Kontakt lassen sich anhand der äquivalenten Tangentialsteifigkeiten berechnen:

$$\begin{aligned}u_{e,x_{ij}} &= \frac{\tau_{x_{ij}}}{\chi_{e,x_{ij}}} \\ u_{e,y_{ij}} &= \frac{\tau_{y_{ij}}}{\chi_{e,y_{ij}}}\end{aligned}\quad (3.14)$$

Die Verformungsdifferenzen, bzw. der Versatz von Rad zu Schiene, lässt sich dann aus der Differenz von Starrkörperkinematik und elastischen Verformungen ermitteln:

$$\Delta \underline{u}_{ij} = \underline{u}_{r_{ij}} - \underline{u}_{e_{ij}}\quad (3.15)$$

Die nominellen Gleitgeschwindigkeiten ergeben sich aus der zeitlichen Änderung der Verformungsdifferenzen. Unter der dem Modell zugrundeliegenden Annahme, dass die dominante Fortbewegungsrichtung in x-Richtung liegt, lässt sich schreiben:

$$\begin{pmatrix} s_{x_{ij}} \\ s_{y_{ij}} \end{pmatrix} = \left. \frac{\partial \Delta \underline{u}}{\partial x} \right|_{ij}\quad (3.16)$$

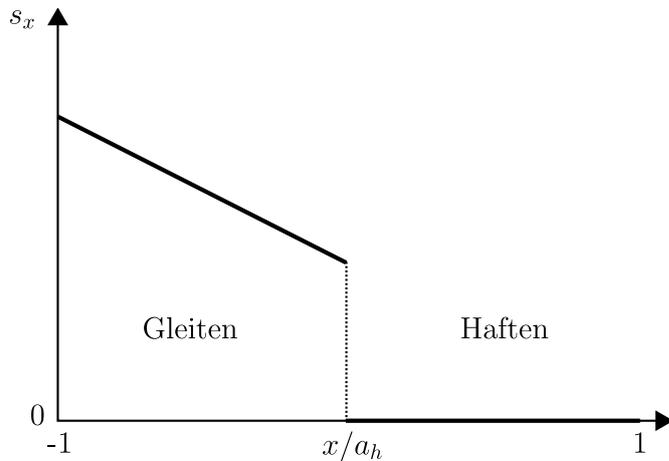


Abbildung 3.7: Qualitative Skizze der lokalen, nominellen Gleitgeschwindigkeitsverteilung im $y = 0$ Schnitt der Winkler'schen Tangentialbettung, Mikroschlupf, reiner Längsschlupf.

3.4.4 Anmerkungen zur Berechnung der nominellen Gleitgeschwindigkeiten

Aufgrund eines Knickes der Funktion Δu beim Erreichen der nominellen Haftgrenze, also lokal eintretendem Gleiten, ergibt sich nach Gleichung 3.16 ein sprunghafter Anstieg der Gleitgeschwindigkeit, Abbildung 3.7. Dies ist ein Resultat der entkoppelten Formulierung der elastischen Verformungen als Winkler'sche Bettung. Die quantitativen Werte, wie auch die Verteilung der lokalen, nominellen Schlüpfen in der Kontaktzone, sind plausibel. Es werden im weiteren keine numerischen Schwierigkeiten des gesamten Kraftschlussmodells durch den sprunghaften Beginn des Gleitens festgestellt, die Anwendbarkeit der vorgestellten, entkoppelten Formulierung wird daher als gegeben angesehen.

3.4.5 Zusammenfassung

Das nominelle Tangentialkontaktmodell basiert auf entkoppelten, elastischen Verformungen. Durch die entkoppelte Formulierung ergeben sich Unstetigkeiten im nominellen Gleitgeschwindigkeitsverlauf. Größenordnung und qualitativer Verlauf der nominellen Gleitgeschwindigkeiten sind jedoch plausibel. Die aus den nominellen Gleitgeschwindigkeiten und den lokalen, nominellen Reibkräften resultierenden Reibleistungen verursachen Temperaturüberhöhungen im Kontakt und bilden eine Eingangsgröße des Temperaturmodells.

3.5 Temperaturmodell

3.5.1 Allgemeines

Das Temperaturmodell berechnet die Kontakttemperaturverteilung in der Berührfläche der beiden Körper. Das hier beschriebene Modell ist eine Erweiterung der Konzepte aus [2]. Die

Methode Ertz: $T_{r,\infty} = T_{s,\infty} = 0$; $\alpha = \text{konst}$; $L_P > 100$

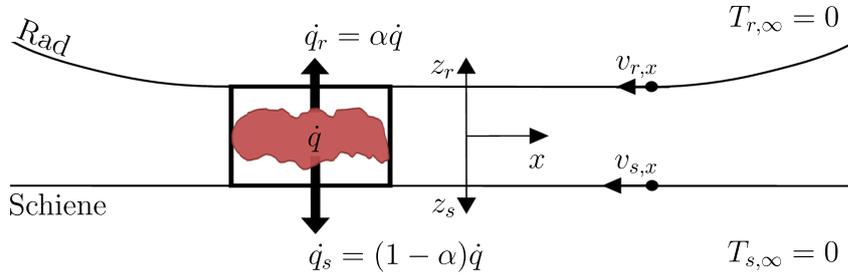


Abbildung 3.8: Skizze zur Methode Ertz für die Temperaturberechnung im Rad-Schiene Kontakt. Annahme der Temperaturgleichheit von Rad und Schiene, konstanter Wärmeaufteilung in Kontaktzone und ausreichend hoher Péclet-Zahl.

bei tangentialer Kraftübertragung im Rollkontakt immer auftretenden, lokalen, nominellen Gleitvorgänge führen, abhängig von Normalspannung und lokalem Reibkoeffizienten, zu Reibleistungen und damit zu Temperaturüberhöhungen. Lokale Dissipationsvorgänge im Haftbereich werden vernachlässigt. Es wird angenommen, dass die im Gleitbereich entstehenden Reibleistungen vollständig dissipieren, da selbst bei mechanischen Bearbeitungsprozessen wie Drehen und Schleifen mehr als 80% der Antriebsleistung in Wärme umgewandelt wird [29].

Bestehende Temperaturmodelle, wie auch die hier vorgestellte Methodik für den Rad-Schiene Kontakt, basieren auf zwei kontaktierenden Halbräumen mit unterschiedlichen Fortbewegungsgeschwindigkeiten in longitudinaler Richtung. Die bei der Wälzung entstehenden, nominellen, tangentialen Verformungen werden bei der Beschreibung des Temperaturfeldes nicht berücksichtigt. Dies kann durch die im Vergleich zur Abmessung der Kontaktzone sehr kleinen Größenordnungen dieser Verformungen gerechtfertigt werden. Sie liegen im Bereich von etwa 10^1 [μm] und sind somit um rund drei Größenordnungen kleiner als die typischen Abmessungen der nominellen Kontaktfläche. Die raue Oberflächenstruktur von Rad und Schiene, siehe Abschnitt 3.6, wird in der vorgestellten Methodik nicht abgebildet. Eine Diskussion bezüglich dieser Annahme findet sich in Abschnitt 3.5.4. Grundlage der Beschreibung der Temperaturverteilung ist die Wärmeleitungsgleichung, wobei Wärmeleitfähigkeit, Wärmekapazität und Dichte des Materials als konstant angenommen werden:

$$\frac{dT}{dt} = \kappa \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3.17)$$

3.5.2 Stand der Technik

Eine sehr umfangreiche Diskussion mit einer Vielzahl an Lösungen zu Problemstellungen bezüglich Wärmeleitung in Festkörpern findet sich in [30]. Darauf aufbauend beschreibt Ertz in [29] verschiedene Lösungsansätze für die Temperaturverteilung im Rad-Schiene Kontakt. Einen Überblick über das Konzept gibt Abbildung 3.8. Grundannahme der Arbeit

ist eine ausreichend hohe Péclet-Zahl, bei der die Wärmeleitung in die Tiefen-, also z-Richtung, dominiert. Die Péclet-Zahl gibt das Verhältnis von konvektiv transportierter Wärmemenge, resultierend aus der Fortbewegung, zu geleiteter Wärmemenge an:

$$L_P = \frac{a_h v_x}{2\kappa} \quad (3.18)$$

Für typische Rad-Schiene Kontaktbedingungen ist mit $L_P \approx 200v_x$ zu rechnen. Es wird angegeben, dass die Beschränkung auf Wärmeleitung in z-Richtung bereits ab $L_P > 10$ gültig ist, was einer Geschwindigkeit von $v_x > 0.05$ [m/s] entspricht. Eine Untersuchung dieser Annahme wird im nächsten Abschnitt durchgeführt. Da die Wärmeleitung als ein-dimensional betrachtet wird, lässt sich für jeden Punkt in der Kontaktzone eine Lösung, unabhängig vom umgebenden Temperaturfeld, finden. Ertz nutzt hierzu die instationäre Lösung eines ruhenden, halbumendlichen Körpers, welcher mit einer zeitvariablen Wärmequelle $\dot{q}(t)$ an der Oberfläche beaufschlagt wird. Die zu lösende Wärmeleitungsgleichung ist daher in einem ruhenden Koordinatensystem instationär formuliert:

$$\frac{\partial T_e}{\partial t} = \kappa \frac{\partial^2 T_e}{\partial z^2} \quad (3.19)$$

Die Transformation auf ein mit dem Rad mitbewegtes Koordinatensystem führt Ertz an der Lösung von Gleichung 3.19 durch. Unter der Annahme, dass der Wärmeeintrag auf das Gebiet $-h_x/2 \leq x \leq h_x/2$ beschränkt ist, ergibt sich mit $x = h_x/2 - v_{r,x}t$ und den Anfangs- bzw. Randbedingungen:

$$\begin{aligned} T_{e,r}(z_r, t = 0) &= 0 \\ -\lambda \left. \frac{\partial T_{e,r}}{\partial z_r} \right|_{z_r=0,t} &= \dot{q}_r(t) \end{aligned} \quad (3.20)$$

für das Rad:

$$T_{e,r}(x, z_r) = \frac{1}{\sqrt{\lambda \rho c \pi v_{r,x}}} \int_x^{h_x/2} \dot{q}_r(x') e^{-\frac{v_{r,x}}{4\kappa} \frac{z_r^2}{x' - x}} \frac{dx'}{\sqrt{x' - x}} \quad (3.21)$$

Gleichung 3.21 gilt für beliebige Wärmeflussverteilungen $\dot{q}_r(x)$ bei „ausreichend hoher“ Péclet-Zahl. Aufgrund der Beschränkung der Wärmeleitung in z-Richtung können Extremfälle wie blockierende oder im Stand durchdrehende Räder nicht abgebildet werden, die Temperatur wird in der xy-Ebene ausschließlich mit $v_{r,x}$ transportiert, Abbildung 3.9. Berechnete Temperaturprofile in Tiefenrichtung zeigen erwartungsgemäß eine ausgeprägte Abhängigkeit von der Péclet-Zahl, Abbildung 3.10. Für das Integral in Gleichung 3.21 können prinzipiell analytische Lösungen gefunden werden, wenn sich die Wärmequellenverteilung mit einem Polynom beschreiben lässt. Eine einfache Methode, beliebige Wärmequellenverteilungen zu beschreiben, ohne das Integral numerisch auswerten zu müssen, ist eine Diskretisierung der Kontaktzone und die Annahme von elementweise konstanten

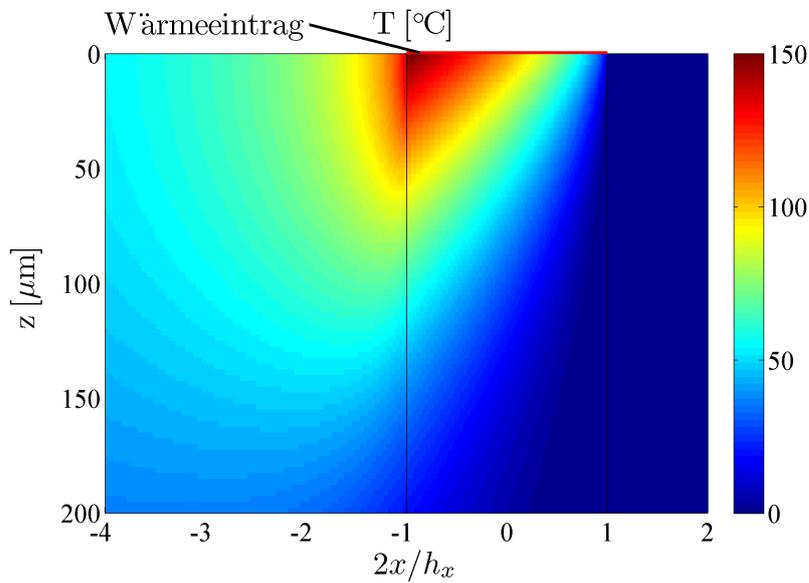


Abbildung 3.9: Temperaturverteilung nach Gleichung 3.21, $L_P=1935.5$, $\dot{q}_r=59$ [MW/m²] für $x \in [-h_x/2, h_x/2]$ und sonst 0.

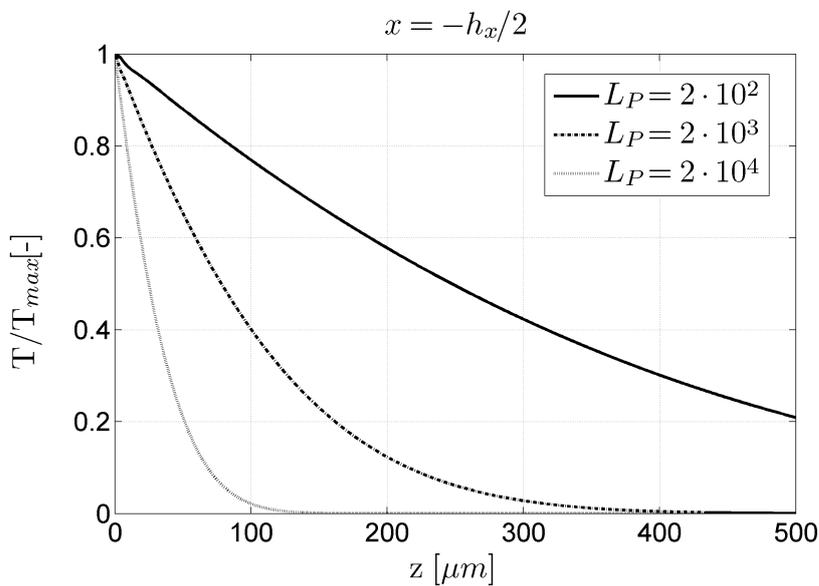


Abbildung 3.10: Temperatursausbreitung in Tiefenrichtung bei $x = -h_x/2$ nach Gleichung 3.21. Die Péclet-Zahlen entsprechen Fahrgeschwindigkeiten von etwa 1, 10 bzw. 100 [m/s].

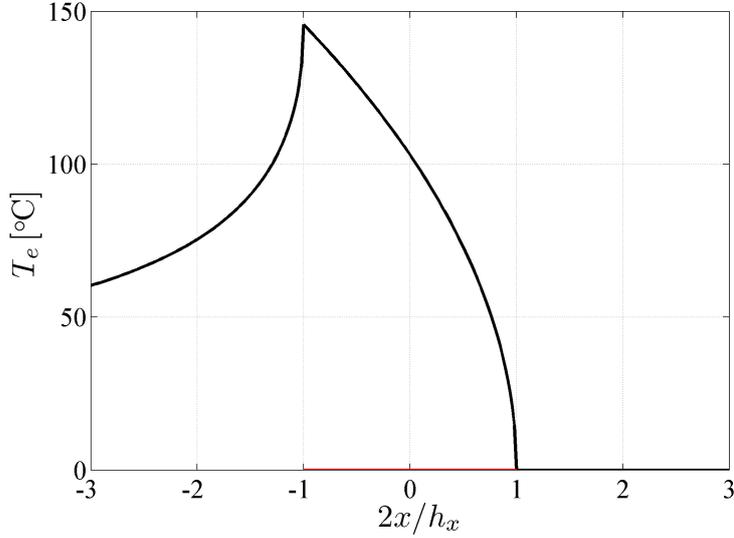


Abbildung 3.11: Temperaturverlauf an der Oberfläche im $y = 0$ Schnitt nach Gleichung 3.22, $L_P=15$, $\dot{q}_r=5$ [MW/m²] für $x \in [-h_x/2, h_x/2]$ und sonst 0.

Wärmequellen. Für eine konstante Wärmequelle, $\dot{q}_r=\text{konst}>0$ für $x \in [-h_x/2, h_x/2]$ und sonst 0, lässt sich folgende Lösung für die Oberfläche, $z_r = 0$, finden:

$$\begin{aligned}
 T_{e,r}(x) \Big|_{z_r=0} &= 0 & \Big| & x > h_x/2 \\
 T_{e,r}(x) \Big|_{z_r=0} &= \frac{2\dot{q}_r}{\beta_r \sqrt{\pi v_{r,x}}} \sqrt{\frac{h_x}{2} - x} & \Big| & -h_x/2 \leq x \leq h_x/2 \\
 T_{e,r}(x) \Big|_{z_r=0} &= \frac{2\dot{q}_r}{\beta_r \sqrt{\pi v_{r,x}}} \left(\sqrt{\frac{h_x}{2} - x} - \sqrt{-\frac{h_x}{2} - x} \right) & \Big| & x < -h_x/2
 \end{aligned} \quad (3.22)$$

mit $\beta = \sqrt{\lambda \rho C}$. Gleichung 3.22 liefert die Temperaturverteilung, resultierend aus einer konstanten Wärmequelle im Element $[-h_x/2 \leq x \leq h_x/2]$, Abbildung 3.11. Die Gesamtlösung von elementweise konstanten aber über das Rechengebiet variierenden Wärmequellen ergibt sich aufgrund der Linearität von Gleichung 3.17 durch Superposition der Einzellösungen.

Um das Temperaturfeld berechnen zu können, müssen die Wärmeflüsse in Rad oder Schiene, \dot{q}_r bzw. \dot{q}_s , bestimmt werden. Bekannt ist nur die gesamt auftretende Reibleistung \dot{q} , es muss eine Formulierung zur Bestimmung der Rad- und Schienenwärmeflüsse gefunden werden. Ertz schlägt eine Methode vor, welche eine über die gesamte Kontaktzone konstante Wärmefläussverteilung und gleiche, globale Rad- und Schienentemperaturen voraussetzt. Mit der thermischen Kontaktbedingung $T_{e,r}(x)|_{z_r=0} = T_{e,s}(x)|_{z_s=0}$ und der folgenden Definition

des Wärmeverteilungskoeffizienten α :

$$\begin{aligned}\dot{q}_r(x) &= \alpha \dot{q}(x) \\ \dot{q}_s(x) &= (1 - \alpha) \dot{q}(x)\end{aligned}\tag{3.23}$$

kann unter Beachtung von Gleichung 3.21 geschrieben werden:

$$\alpha = \frac{\beta_r \sqrt{v_{r,x}}}{\beta_r \sqrt{v_{r,x}} + \beta_s \sqrt{v_{s,x}}}\tag{3.24}$$

Damit kann der Wärmefluss in das Rad bzw. in die Schiene und daraus folgend die Temperaturverteilung in der Kontaktzone berechnet werden.

3.5.3 Motivation für ein eigenes Temperaturmodell

Das Modell von Ertz ist anwendbar unter der Voraussetzung einer ausreichend hohen Péclet-Zahl, gleichen Temperaturen von globalen Rad- und Schienenkörpern sowie unter der Annahme einer konstanten Aufteilung der Reibleistung in der gesamten Kontaktzone. Damit ergeben sich besonders bei Übergängen zum und vom Stillstand des Fahrzeuges bzw. bei Annäherung an das Blockieren der Räder in der Fahrt Ungenauigkeiten bei der Temperaturbestimmung. Da die Temperatur in der Kontaktzone für das in dieser Arbeit entwickelte Kraftschlussmodell eine maßgebliche Zustandsgröße ist, welche den gesamten Kontaktprozess beeinflusst, sollen auch diese Übergangsbereiche exakt modelliert werden. Im weiteren sind die bei langen Traktions- und Bremsvorgängen auftretenden Erwärmungen der Räder in den Randzonen zu berücksichtigen, da sich dadurch kraftschlussmindernde Einflüsse auf den Kraftschluss ergeben.

In diesem Sinn wird im folgenden Abschnitt ein Modell vorgestellt, welches die Beschränkungen der bestehenden, vorgestellten Methodik aufhebt. Es können Temperaturdifferenzen von Rad und Schiene, alle Geschwindigkeitsbereiche, Anfahr- und Blockiervorgänge sowie eine variable Wärmestromaufteilung beschrieben werden.

3.5.4 Modellbildung

Es wird eine Methodik zur Bestimmung der Temperaturverteilung im Rad-Schiene Kontakt vorgestellt, welche die Beschränkungen von globaler Temperaturgleichheit von Rad und Schiene, ausreichend hoher Péclet-Zahl und der Annahme einer konstanten Wärmestromaufteilung im Kontakt aufhebt. Es können somit Anfahrvorgänge, im Stand durchdrehende oder blockierende Räder oder die Temperatursituation bei erhitzten Rädern auf kühlen Schienen unter Traktions- und Bremsvorgängen beschrieben werden. Basis des Modells ist die Beschreibung von Rad und Schiene durch zwei relativ zueinander bewegte Halbräume. Die Reibleistungen entstehen nach der vorliegenden Modellvorstellung an den diskreten, metallischen Asperitenkontakten. Auf diese Art könnte es zur Ausbildung lokaler Blitztemperaturen kommen. Die Ausbildung der gesamten Kontaktfläche hat jedoch einen größeren Einfluss auf die Temperaturspitzen als die Berücksichtigung der Rauheit

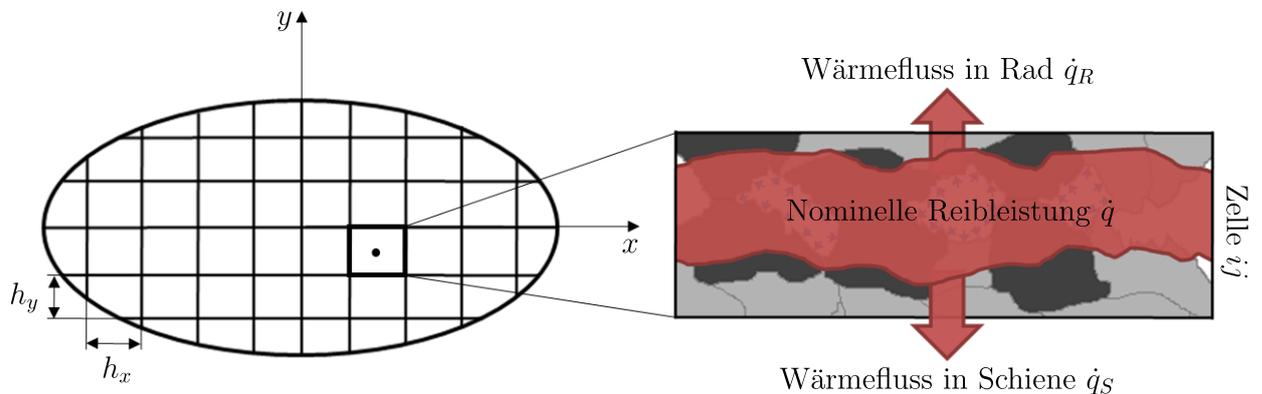


Abbildung 3.12: „Verschmierung“ und Aufteilung der im Kontakt entstehenden Reibleistungen auf Rad und Schiene.

[29], ausserdem sind die Asperitenkontakte durch lokales Gleiten mit sehr kurzen Zeitskalen verbunden, es kommt zu rapiden Wechsel, Verlust und Neuformungen dieser Kontakte. Es ist anzunehmen, dass ein Asperit aufgrund der lokalen Gleitvorgänge und den damit im weiteren zusammenhängenden Mikroverschleißvorgängen nicht ständig in Kontakt mit dem Gegenkörper steht. Durch den ständigen Kontaktwechsel wird es während eines Kontaktzonendurchlaufs zu intermittierenden Wärmeffüssen in den Asperit kommen. Die mit diesen Asperitenkontaktwechseln verbundenen Zeitskalen lassen sich durch ein einfaches Konzept nach Persson abschätzen [31]: Eine charakteristische Länge definiert die maximale Verschiebung bzw. Dehnung, bei welcher der Kontakt von zwei Asperiten bestehen bleibt. Persson gibt für metallische Kontakte eine charakteristische Länge von $1 \text{ } [\mu\text{m}]$ an. Unter Kenntnis der lokalen, nominellen Gleitgeschwindigkeit läßt sich so eine approximierete Asperitenkontaktzeit ermitteln. Wenn die mittlere, nominelle Gleitgeschwindigkeit im Kontakt herangezogen wird, erhält man mit einer typischen, nominellen Kontaktlänge von $10 \text{ } [\text{mm}]$ ein Verhältnis von Asperitenkontaktzeit zu Durchlaufzeit der Kontaktzone von $c_x^{-1} \cdot 10^{-4} [-]$. Bereits bei globalen Längsschlüpfen von 1% zeigt dieses Verhältnis einen Unterschied von zwei Größenordnungen. Es ist daher mit rapiden und vielfachen Kontaktwechseln eines Asperiten während des Kontaktzonendurchlaufes zu rechnen. Da die tatsächliche Verfolgung der Asperitenkontakte während eines Durchlaufs aufgrund der fehlenden Detailinformationen über die exakte Oberflächentopographie und die Mikroverschleißvorgänge nicht möglich ist, erscheint es sinnvoll, eine mittlere Temperatur zu berechnen. Ein möglicher Zugang ist hier die Modellierung von Rad und Schiene als thermisch kontaktierende Halbräume. Die Oberflächen werden also, entgegen der mechanischen Betrachtung, als „thermisch glatt“ angesehen, was einer Mittelung der in den rauen Längenskalen schwankenden Temperatur gleichkommt. Die eingebrachte Reibleistung wird sozusagen über die Asperitenkontakte „verschmiert“, Abbildung 3.12. Abbildung 3.13 zeigt einen Modellüberblick. Das dargestellte Koordinatensystem bewegt sich, bezogen auf ein ortsfestes Schienenkoordinatensystem, mit v_x in x-Richtung, Rad und Schienenmaterial „fließt“ daher von rechts nach links durch den Kontakt. Es ergibt sich somit für das absolute Differential in Gleichung 3.17 eine lokale

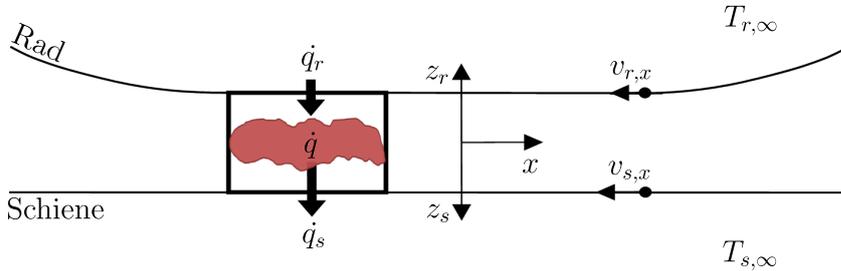


Abbildung 3.13: Skizze zur vorgeschlagenen Methodik für die Kontakttemperaturbestimmung. Wärmeflüsse in Rad und Schiene ergeben sich aus globaler Temperaturdifferenz $T_{r,\infty} - T_{s,\infty}$ und eingebrachter Reibleistung \dot{q} .

Ableitung und ein konvektiver Term. Betrachtet wird der stationäre Fall, die bestimmende Wärmeleitungsgleichung ist daher:

$$v_x \frac{\partial T}{\partial x} = \kappa \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3.25)$$

Da beliebige Wärmequellenverteilungen im Kontakt abgebildet werden sollen, kann keine analytische Lösung für Gleichung 3.25 angegeben werden. Die Linearität der Grundgleichung erlaubt es jedoch die Temperaturfelder, resultierend aus mehreren Wärmequellen, zu einer Gesamtlösung zusammensetzen. Die variable Wärmequellenverteilung wird in der diskretisierten Kontaktfläche mit einer elementweise konstanten Funktion approximiert, Abbildung 3.14. Es müssen Lösungen für die jeweils elementweise konstanten Wärmequellen gefunden werden, welche zu einer Gesamtlösung superponiert werden können.

Für eine Punktquelle lässt sich an der Oberfläche eine analytische Lösung für Gleichung 3.25, exemplarisch für das Rad, finden:

$$T_{p,r}(x, y) \Big|_{z_r=0} = \frac{\dot{Q}_r}{2\pi\lambda\sqrt{(x-x_0)^2 + (y-y_0)^2}} e^{-\frac{v_{r,x}}{2\kappa}(\sqrt{(x-x_0)^2 + (y-y_0)^2} + x - x_0)} \quad (3.26)$$

wobei \dot{Q}_r [W] die Wärmequelle am singulären Punkt x_0, y_0 darstellt. Um die Temperaturverteilung einer elementweise konstanten Wärmequelle zu beschreiben, werden differentielle Wärmequellen über die Zelle verteilt:

$$T_r(x, y) \Big|_{z_r=0} = \frac{\dot{q}_r}{2\pi\lambda} \int_{y_0 - \frac{h_y}{2}}^{y_0 + \frac{h_y}{2}} \int_{x_0 - \frac{h_x}{2}}^{x_0 + \frac{h_x}{2}} \frac{e^{-\frac{v_x}{2\kappa}(\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2} + x - x')}}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}} dx' dy' \quad (3.27)$$

Gleichung 3.27 ist gültig für alle Péclet-Zahlen und kann somit auch Anfahr- und Blockiervorgänge beschreiben. Bei ausreichend hohen Péclet-Zahlen kann, um die numerische

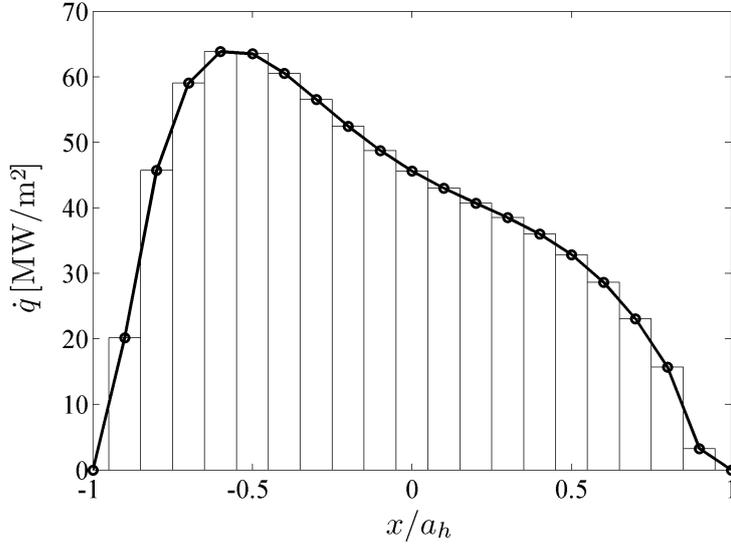


Abbildung 3.14: Approximation der Reibleistungsverteilung durch elementweise konstante Abschnitte.

Auswertung des Integrals zu vermeiden, alternativ Gleichung 3.22 verwendet werden. Die Temperaturverteilung zeigt bei $L_P = 15$ noch einen deutlichen Wärmeleitungsanteil in der Ebene, welche in Gleichung 3.22 vernachlässigt wird. Dies kann an Temperaturüberhöhungen vor und seitlich des Wärmequelleneintrages erkannt werden, Abbildung 3.15.

Abbildung 3.16 zeigt einen Vergleich der resultierenden Temperaturfelder im $y = 0$ Schnitt, wobei die Ergebnisse unter Berücksichtigung der dreidimensionalen Wärmeleitung (3D WL) als korrekte Referenzlösung zu betrachten sind. Es kann gesehen werden, dass die analytische Lösung für die 1D-Wärmeleitung, was der Methode von Ertz entspricht, bereits bei Schrittgeschwindigkeit sehr gute Übereinstimmung der allgemein gültigen Lösung zeigt. Bei Anfahr- und Blockiervorgängen ist die Beschränkung auf vertikale Wärmeleitung nicht mehr zulässig, es entstehen qualitative und quantitative Unterschiede im Temperaturfeld.

Mit $\tilde{x} = x/h_x$, $\tilde{y} = y/h_y$ und $\tilde{v}_{r,x} = v_{r,x}h_y/(2\kappa)$ kann dimensionslos und in diskreter Notation für die Temperatur an Position ij aufgrund einer Wärmequelle an Position kl geschrieben werden:

$$T_{r_{ij,kl}}^* \Big|_{z_r=0} = \frac{\dot{q}_{r_{kl}} h_x}{2\pi\lambda} \underbrace{\int_{\tilde{y}_{0_{kl}}-0.5}^{\tilde{y}_{0_{kl}}+0.5} \int_{\tilde{x}_{0_{kl}}-0.5}^{\tilde{x}_{0_{kl}}+0.5} \frac{e^{-\tilde{v}_{r,x} \left(\sqrt{\left(\frac{h_x}{h_y}\right)^2 (\tilde{x}_{ij} - \tilde{x}'_0)^2 + (\tilde{y}_{ij} - \tilde{y}'_0)^2 + \frac{h_x}{h_y} (\tilde{x}_{ij} - \tilde{x}'_0) \right)}}{\sqrt{\left(\frac{h_x}{h_y}\right)^2 (\tilde{x}_{ij} - \tilde{x}'_0)^2 + (\tilde{y}_{ij} - \tilde{y}'_0)^2}} d\tilde{x}'_0 d\tilde{y}'_0}}_{\Gamma_{ij,kl}(\tilde{v}_{r,x})} \quad (3.28)$$

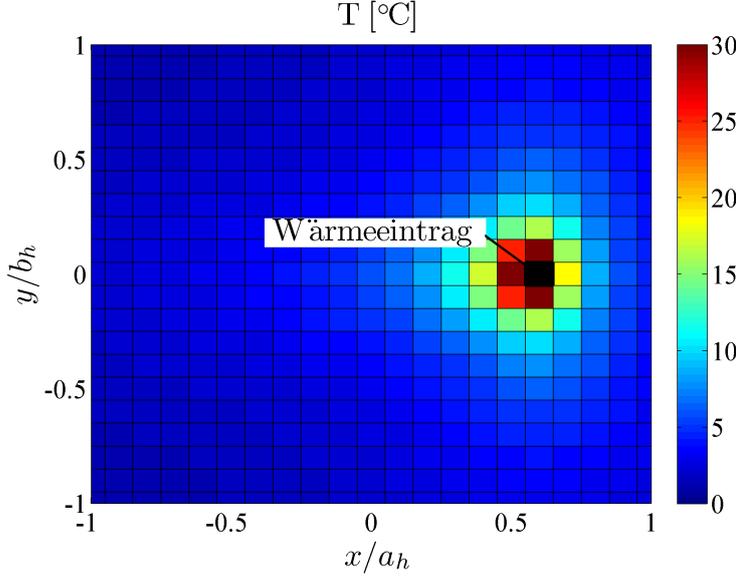


Abbildung 3.15: Temperaturverteilung eines einzelnen, elementweise konstanten Wärmeeintrages, $L_P=15$, $\dot{q}_r=25$ [MW/m²], nach Gleichung 3.27.

für $L_P \leq 100$ und für $L_P > 100$ nach Gleichung 3.22:

$$\begin{aligned}
 T_{e,r_{ij,kl}}^* \Big|_{z_r=0} &= \frac{\dot{q}_{r_{kl}} h_x}{2\pi\lambda} \underbrace{\sqrt{\frac{8\lambda\pi h_y}{\rho C \kappa h_x \tilde{v}_{r,x}}}}_{\Gamma_{ij,kl}(\tilde{v}_{r,x})} \sqrt{\frac{1}{2} - \tilde{x}_{ij}} \Big|_{-1/2 \leq \tilde{x}_{ij} \leq 1/2} \\
 T_{e,r_{ij,kl}}^* \Big|_{z_r=0} &= \frac{\dot{q}_{r_{kl}} h_x}{2\pi\lambda} \underbrace{\sqrt{\frac{8\lambda\pi h_y}{\rho C \kappa h_x \tilde{v}_{r,x}}}}_{\Gamma_{ij,kl}(\tilde{v}_{r,x})} \left(\sqrt{\frac{1}{2} - \tilde{x}_{ij}} - \sqrt{-\frac{1}{2} - \tilde{x}_{ij}} \right) \Big|_{\tilde{x}_{ij} < 1/2}
 \end{aligned} \tag{3.29}$$

Das aus allen Wärmequellen resultierende Temperaturfeld ergibt sich durch Superposition der Einzellösungen:

$$T_{r_{ij}}(\tilde{v}_{r,x}) = \sum_{k=1}^{i_{max}} \left(\sum_{l=1}^{j_{max}} \left(T_{r_{ij,kl}}^*(\tilde{v}_{r,x}) \right) \right) + T_{r,\infty} \tag{3.30}$$

Für die Schiene gelten die äquivalenten Gleichungen mit $\dot{q}_{s_{kl}}$ und $\tilde{v}_{s,x}$.

Um die Temperaturverteilung in der Kontaktzone berechnen zu können, müssen die Wärmequellenverteilungen für Rad und Schiene gefunden werden. Ertz schlägt in [29] eine schnelle, analytische Methode vor, welche keine globalen Temperaturdifferenzen von Rad- und Schienenkörper zulässt und eine konstante Aufteilung der Reibleistung in der gesamten

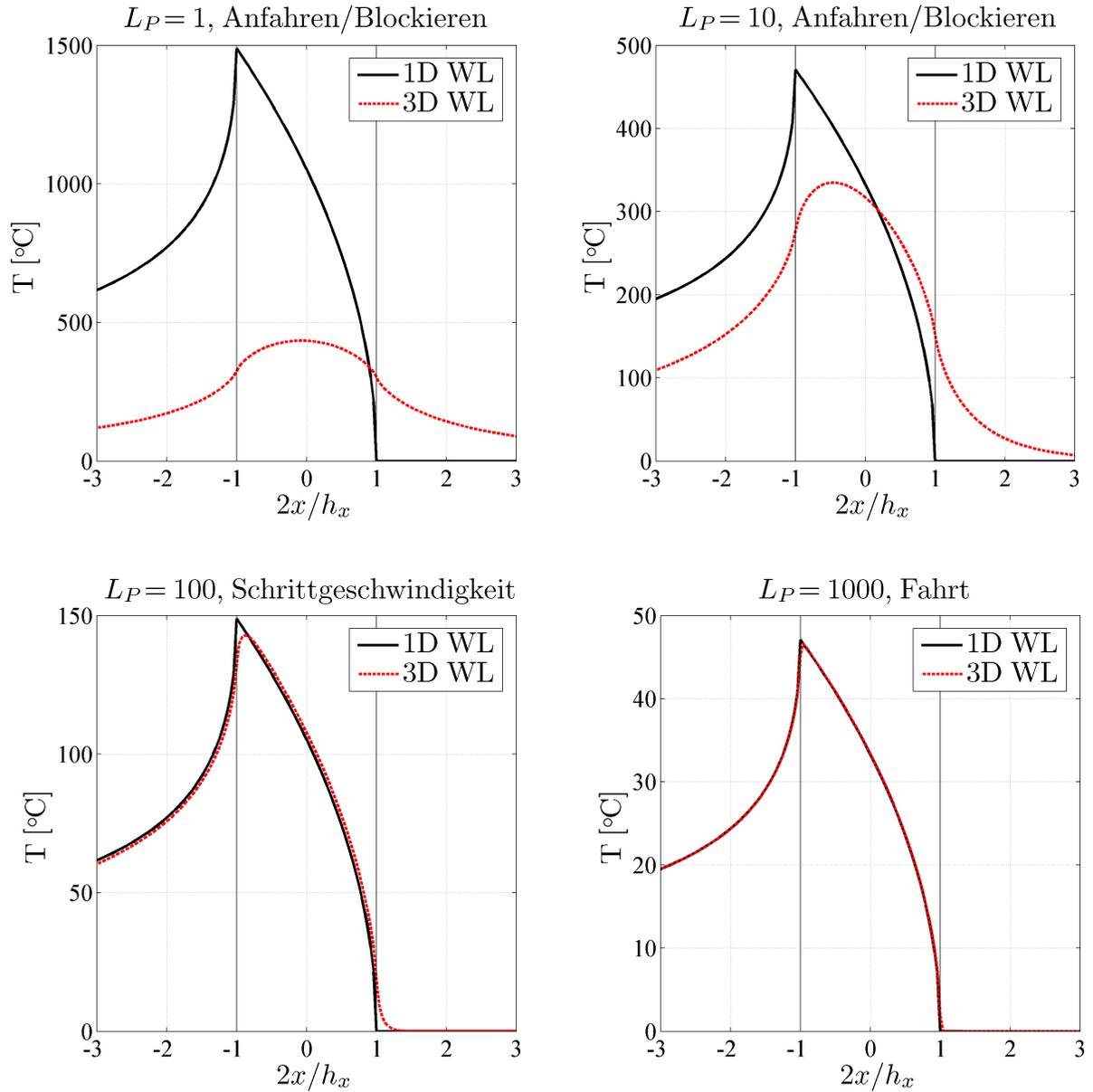


Abbildung 3.16: Temperaturverteilung im $y = 0$ Schnitt für unterschiedliche Péclet-Zahlen nach Gleichung 3.29 (1D-Wärmeleitung) bzw. 3.28 (3D-Wärmeleitung), $\dot{q}_r = 59$ [MW/m²] für $x \in [-h_x/2, h_x/2]$ und sonst 0. Die Ergebnisse unter Berücksichtigung der 3D-Wärmeleitung sind als korrekte Referenzlösungen zu betrachten.

Kontaktzone voraussetzt. Die hier vorgestellte Methodik verzichtet im Sinne der allgemeineren Anwendbarkeit auf diese Einschränkungen, wobei sich die Notwendigkeit der Lösung eines linearen Gleichungssystems ergibt. Anhand der Wärmestrombilanz $\dot{q}_{r_{kl}} + \dot{q}_{s_{kl}} - \dot{q}_{kl} = 0$, Abbildung 3.13 und der thermischen Kontaktbedingung $T_{r_{ij}}|_{z_r=0} = T_{s_{ij}}|_{z_s=0}$ kann mit Gleichung 3.30 ein lineares Gleichungssystem für den Wärmefluss in das Rad aufgestellt werden:

$$\underline{S}q = \underline{b} \quad (3.31)$$

$$\underline{S} = \begin{bmatrix} \Gamma_{11,11}(\tilde{v}_{s,x}) + \Gamma_{11,11}(\tilde{v}_{s,x}) & \cdots & \Gamma_{11,i_{max}j_{max}}(\tilde{v}_{s,x}) + \Gamma_{11,i_{max}j_{max}}(\tilde{v}_{s,x}) \\ \Gamma_{12,11}(\tilde{v}_{s,x}) + \Gamma_{12,11}(\tilde{v}_{s,x}) & \cdots & \Gamma_{12,i_{max}j_{max}}(\tilde{v}_{s,x}) + \Gamma_{12,i_{max}j_{max}}(\tilde{v}_{s,x}) \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \Gamma_{i_{max}j_{max},11}(\tilde{v}_{s,x}) + \Gamma_{i_{max}j_{max},11}(\tilde{v}_{s,x}) & \cdots & \Gamma_{i_{max}j_{max},i_{max}j_{max}}(\tilde{v}_{s,x}) + \Gamma_{i_{max}j_{max},i_{max}j_{max}}(\tilde{v}_{s,x}) \end{bmatrix}$$

$$\underline{q} = \begin{bmatrix} \dot{Q}_{r_{11}} \\ \dot{Q}_{r_{12}} \\ \vdots \\ \dot{Q}_{r_{i_{max}j_{max}}} \end{bmatrix}, \underline{b} = \begin{bmatrix} (\Lambda_s T_{s_\infty} - \Lambda_r T_{r_\infty}) + \sum_{k=1}^{i_{max}} \left(\sum_{l=1}^{j_{max}} \left(\dot{Q}_{kl} \Gamma_{11,kl}(\tilde{v}_{s,x}) \right) \right) \\ (\Lambda_s T_{s_\infty} - \Lambda_r T_{r_\infty}) + \sum_{k=1}^{i_{max}} \left(\sum_{l=1}^{j_{max}} \left(\dot{Q}_{kl} \Gamma_{12,kl}(\tilde{v}_{s,x}) \right) \right) \\ \vdots \\ (\Lambda_s T_{s_\infty} - \Lambda_r T_{r_\infty}) + \sum_{k=1}^{i_{max}} \left(\sum_{l=1}^{j_{max}} \left(\dot{Q}_{kl} \Gamma_{i_{max}j_{max},kl}(\tilde{v}_{s,x}) \right) \right) \end{bmatrix}$$

mit $\Lambda_{r,s} = 2\pi\lambda_{r,s}h_y$ und $\dot{Q} = \dot{q}h_xh_y$. Mit den so erhaltenen Wärmeflüssen in das Rad kann das resultierende Temperaturfeld im Kontakt berechnet werden.

3.5.5 Anmerkungen zum instationären Temperaturverlauf

Aufgrund der geringen thermischen Eindringtiefen kann es zu sehr hohen, zeitlichen Temperaturgradienten kommen. Die instationäre Lösung von Gleichung 3.17 für ein schienenfestes Koordinatensystem bei einer Überrollung mit $v_{s,x} = 27$ [m/s] ist in Abbildung 3.17 und 3.18 zu sehen. Die auftretenden Temperaturen können Umwandlungen, z.B. des Werkstoffgefüges, hervorrufen. Aufgrund der sehr kurzen Zeitskalen, mit denen diese Temperaturüberhöhungen verbunden sind, ist die Änderung des Werkstoffes nur schwer beschreibbar. Die unter Rad-Schiene Kontaktbedingungen zusätzlich auftretenden, hohen mechanischen Beanspruchungen können Verformungen des Kristallgitters verursachen und damit zu verformungsinduzierter Martensitbildung führen. Tatsächlich können auf der Schiene martensitähnliche, weisse Schichten mit teilweise amorpher Gefügestruktur gefunden werden. Als Mechanismus gilt eine Kombination aus thermischer und mechanischer Belastung am wahrscheinlichsten [32].

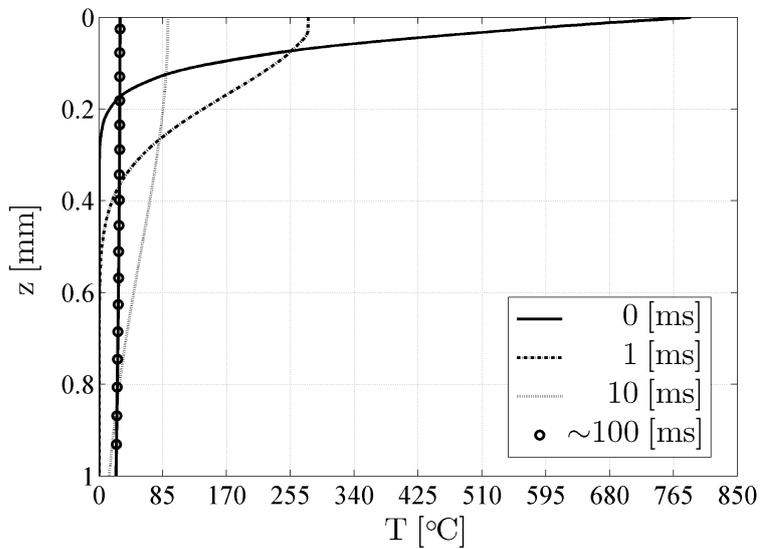


Abbildung 3.17: Temperaturprofil in Tiefenrichtung der Schiene bei $y = 0$, schienenfestes Koordinatensystem, Überrollung mit $v_{s,x}=27$ [m/s], Wärmestrom in Schiene $\dot{Q}_s=41.58$ [kW], elliptisch auf Kontaktzone $a_h=7$ [mm], $b_h=5$ [mm], verteilt. Das Temperaturprofil bei $t = 0$ [ms] entspricht dem Zeitpunkt der maximalen Oberflächentemperatur am Beobachtungspunkt.

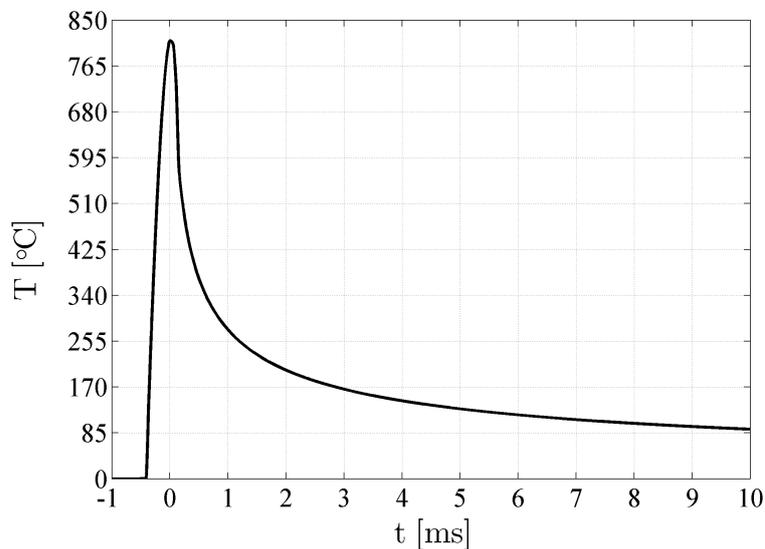


Abbildung 3.18: Oberflächentemperaturverlauf der Schiene bei $y = 0$, schienenfestes Koordinatensystem, Parameter wie in Abbildung 3.17.

3.6 Mikrokontaktmodell

3.6.1 Allgemeines

Rad- und Schienenoberflächen zeigen im mikroskopischen Bereich rauhe Strukturen. Der metallische Kontakt findet im Bereich der Rauigkeitsspitzen, den Asperiten, statt. Dadurch stellt sich eine gegenüber der makroskopisch sichtbaren, nominellen Kontaktflächenbegrenzung eine kleinere, metallische Kontaktfläche auf der mikroskopischen Ebene ein. Diese Verdichtung des Kontakts auf diskrete Berührflächen führt zu Spannungsspitzen, im darunterliegenden Kornverbund kommt es zu einer Spannungsverteilung. Es wird angenommen, dass sich der nominelle Normalkontakt durch den Kontakt von ideal-glatten Oberflächen approximieren lässt, welcher die nominelle Normalspannungsverteilung im Kornverbund liefert. Diese nominelle Normalspannungsverteilung bildet eine Randbedingung für den Mikrokontakt, siehe Abbildung 3.3. Das Mikrokontaktmodell berechnet die reale, metallische Kontaktfläche sowie die Mikroseparation zwischen Rad und Schiene.

Die Berechnung der realen Kontaktfläche kann auf verschiedene Arten erfolgen. Deterministische Ansätze verlangen eine vollständige Diskretisierung der Oberfläche und sind daher i.a. auf zweidimensionale Kontakte beschränkt. Die notwendige Bereitstellung der exakten Oberflächentopographie macht diesen Ansatz für das vorliegende Rad-Schiene Kraftschlussmodell nicht möglich, da die Auswirkungen von differentiellen Aufrauungen und Glättungen anhand eines einzustellenden Parameters untersucht werden sollen.

Eine statistische Beschreibung der Oberfläche und des Mikrokontaktes wird daher als repräsentative Methode angesehen. Angewendet wird das einskalige, statistische Modell nach Zhao, Maietta und Chang (ZMC) [25]. Bei der Verformung der Asperiten wird dabei elasto-, elastoplastischer- und voll plastischer Kontakt unterschieden. Das Modell ist eine Weiterentwicklung des elastisch-plastischen Modells von Chang, Etsion und Bogy [33]. Die ursprüngliche Idee der einskaligen, statistischen Beschreibung des Mikrokontaktes geht auf das rein elastische Modell von Greenwood und Williamson zurück [34].

3.6.2 Das ZMC-Modell

Das ZMC-Modell ist ein einskaliges, statistisches, isotropes, elasto-plastisches Mikrokontaktmodell ohne Asperiteninteraktion. Die Asperiten sind als voneinander entkoppelte Hervorhebungen mit kugelförmiger Spitze mit einheitlichem Radius R_a und einer Dichte von η_a [Asperiten/m²] modelliert, Abbildung 3.19. Die Höhen z der Asperiten werden als statistisch normalverteilt mit Standardabweichung z_s angenommen:

$$\varphi(z) = \frac{e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{z}{z_s}\right)^2}}{z_s\sqrt{2\pi}} \quad (3.32)$$

Die diskreten Zellen werden im Mikrokontaktmodell wie auch im Zwischenschichtmodell als Kammern bezeichnet, da die endliche Ausdehnung in z -Richtung für die Beschreibung relevant ist. Die Definitionen Kammerbasishöhe d_b und Kammerhöhe l_c wird in Abschnitt 3.7 besprochen. Es wird über die gesamte Kontaktfläche eine konstante Oberflächenrauheit

Kontakt	Kontaktgesetz
Elastisch	$p_a^e = \frac{4}{3} \frac{E}{A_n} R_a^{1/2} w^{3/2}$ $A_a^e = \pi R_a w$
Elasto- plastisch	$p_a^{ep} = \frac{\pi R_a w}{A_n} \left(H - H (1 - k_{mkm}) \frac{\ln(w_2) - \ln(w)}{\ln(w_2) - \ln(w_1)} \right) \left(1 - 2 \left(\frac{w-w_1}{w_2-w_1} \right)^3 + 3 \left(\frac{w-w_1}{w_2-w_1} \right)^2 \right)$ $A_a^{ep} = \pi R_a w \left(1 - 2 \left(\frac{w-w_1}{w_2-w_1} \right)^3 + 3 \left(\frac{w-w_1}{w_2-w_1} \right)^2 \right)$
Plastisch	$p_a^p = \frac{2\pi}{A_n} R_a w H$ $A_a^p = 2\pi R_a w H$

Tabelle 3.1: Asperitenkontaktgesetze

Mikrokontakt gibt, ist sowohl die Asperitenhärte, wie auch deren Temperaturabhängigkeit als möglicher Variationsparameter des Modells zu sehen. Die gewählten Materialparameter sind in Abschnitt 3.8 beschrieben. Für Asperiteninterferenzen $0 < w \leq w_1$ ist der Kontakt elastisch, für $w_1 < w < w_2$ befindet er sich im heuristisch eingeführten elasto-plastischen Übergangsbereich und ab $w \geq w_2$ ist der Asperitenkontakt plastisch. Für die einzelnen Asperitenkontakte können die Kontaktgesetze angeschrieben werden, Tabelle 3.1. Auf Basis der Oberflächenparameter lässt sich der Mikrokontakt bei Vorgabe der Separation aus den Asperitenkontaktgesetzen formulieren. Die nominelle, auf die scheinbare Kontaktfläche bezogene, metallische Normalspannung des Kontaktes ergibt sich aus der Summe von elastischem, elasto-plastischem und plastischem Normalspannungsanteil:

$$p_{m_{ij}} = \eta_a \left[\int_{d_{ij}}^{d_{ij}+w_1} \frac{4}{3} E R_a^{1/2} (z - d_{ij})^{3/2} \varphi(z) dz + \int_{d_{ij}+w_2}^{\infty} 2\pi R_a (z - d_{ij}) H \varphi(z) dz + \int_{d_{ij}+w_1}^{d_{ij}+w_2} \pi R_a (z - d_{ij}) \left(H - H (1 - k_{mkm}) \frac{\ln(w_2) - \ln(z - d_{ij})}{\ln(w_2) - \ln(w_1)} \right) \cdot \left(1 - 2 \left(\frac{(z - d_{ij}) - w_1}{w_2 - w_1} \right)^3 + 3 \left(\frac{(z - d_{ij}) - w_1}{w_2 - w_1} \right)^2 \right) \varphi(z) dz \right] \quad (3.36)$$

Die resultierende, relative metallische Kontaktfläche ergibt sich zu

$$\frac{A_{m_{ij}}}{A_{n_{ij}}} = \eta_a \left[\int_{d_{ij}}^{d_{ij}+w_1} \pi R_a (z - d_{ij}) \varphi(z) dz + \int_{d_{ij}+w_2}^{\infty} 2\pi R_a (z - d_{ij}) H \varphi(z) dz + \int_{d_{ij}+w_1}^{d_{ij}+w_2} \pi R_a (z - d_{ij}) \left(1 - 2 \left(\frac{(z - d_{ij}) - w_1}{w_2 - w_1} \right)^3 + 3 \left(\frac{(z - d_{ij}) - w_1}{w_2 - w_1} \right)^2 \right) \varphi(z) dz \right] \quad (3.37)$$

mit der Gesamtanzahl an der in der Zelle ij vorhandenen Asperiten $N_{ij} = \eta_a A_{n_{ij}}$ ergibt sich die Anzahl an tatsächlich kontaktierenden Asperiten in der Zelle:

$$n_{ij} = N_{ij} \int_{d_{ij}}^{\infty} \varphi(z) dz \quad (3.38)$$

Die mittlere Interferenz im Kontakt beträgt

$$\bar{w}_{ij} = \int_{d_{ij}}^{\infty} (z - d_{ij}) \varphi(z) dz \quad (3.39)$$

und kann als Maß für die Asperitenverzahnung von gegebenenfalls nicht kontaktierenden Asperiten herangezogen werden. Bei vorgegebener Oberflächentopographie, Materialparameter und Separation ist der Mikrokontakt voll bestimmt.

Im Sinne einer einfachen Methode um die Auswirkungen einer „Aufrauung“ oder „Glättung“ der Oberfläche zu untersuchen, werden die Oberflächenparameter R_a , η_a und z_s mit einem skalaren Rauheitsparameter k_r verknüpft, wobei $k_r = 0$ einer sehr glatten und $k_r = 1$ einer rauhen Oberfläche entspricht. Die quantitativen Werte für die Oberflächenparameter werden aus Messungen abgeleitet [34], die Asperitendichte mit $\eta_a = 5 \cdot 10^9$ festgelegt. Für kugelgestrahltes Aluminium wird eine Standardabweichung von $z_s = 1.37 [\mu\text{m}]$ und ein Asperitenradius von $R_a = 13 [\mu\text{m}]$ angegeben, für polierten Weichstahl $z_s = 0.01 [\mu\text{m}]$ und $R_a = 500 [\mu\text{m}]$. Es wird angenommen, das Rad-Schiene Oberflächentopographien sich zwischen diesen als Extremwerte zu betrachtenden Wertepaaren liegen. Mit Einführung der zwei Oberflächenparameter $\gamma' = z_s/R_a$ und $\gamma'' = z_s R_a$ wird eine lineare Variation dieser Parameter zwischen „glatter“ und „rauher“ Oberfläche angenommen, Abbildung 3.20. Mit den Wertebereichen $0.0029 \leq \gamma' \leq 0.021$ und $1.565 \cdot 10^{-11} \leq \gamma'' \leq 1.6125 \cdot 10^{-11}$ ergeben sich die in Abbildung 3.21 einsehbaren Grenzwerte für z_s und R_a .

3.6.3 Anmerkungen zur einskaligen Oberflächenbeschreibung

Wenn eine Oberflächentopographie selbstähnlich ist bzw. die Rauheiten mehrere Größenordnungen aufweisen, wie in Abbildung 3.22 dargestellt, ergibt sich für die einskaligen, statistischen und deterministischen Modelle eine grundsätzliche Problematik. Die Eingangsgrößen beziehen sich auf eine Rauheitsgrößenordnung, es werden Asperitenhöhenverteilung, -dichte und -radius benötigt. Diese sind jedoch, im Fall von mehrskaligen Rauheiten, skalenabhängig [36]. Bei der Bestimmung der Eingangsparameter sind die gemessenen Werte demnach von der Schrittweite der Messeinrichtung abhängig. Es ist scheinbar nicht möglich zu entscheiden, was ein Asperit und was Unebenheiten auf einem Asperiten sind („protuberances on protuberances [37]“). Ein ähnliches Problem weisen die deterministischen Modelle auf: Den berücksichtigten Rauheitsgrößenordnungen sind aufgrund der möglichen Diskretisierung enge Grenzen gesetzt. Diese Selbstähnlichkeiten oder mehrskalige Rauheiten werden von fraktalen (z.B. [38]) bzw. multiskaligen (z.B. [39]) Kontaktmodellen implizit berücksichtigt.

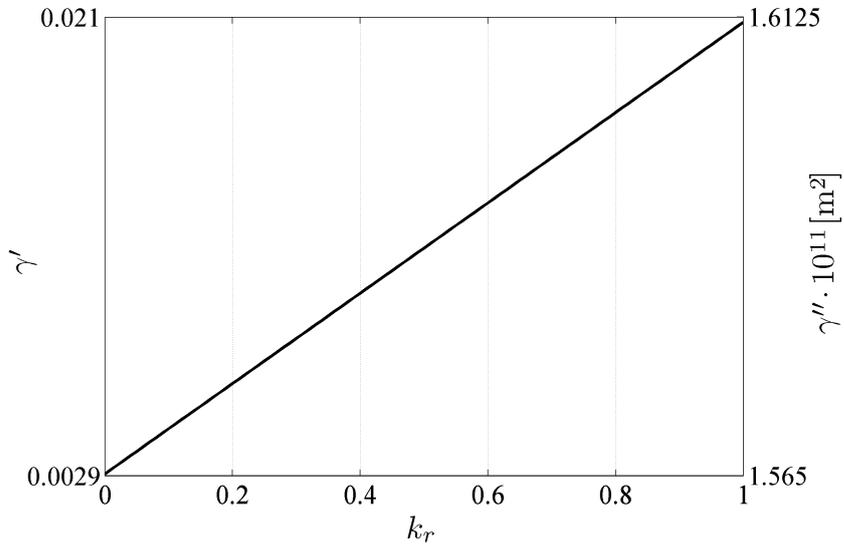


Abbildung 3.20: Angenommene, lineare Variation der Oberflächenparameter γ' und γ'' mit Rauheitsparameter k_r .

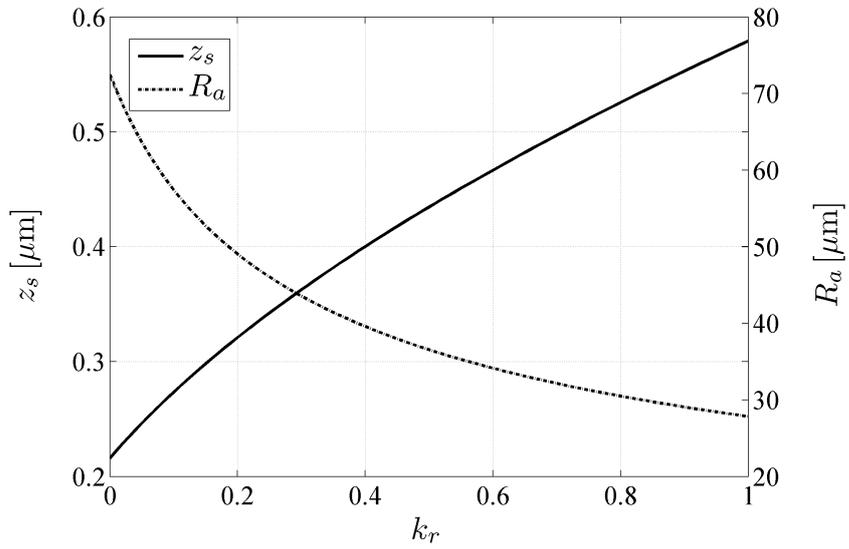


Abbildung 3.21: Resultierende Variation der Oberflächenparameter z_s und R_a mit dem Rauheitsparameter k_r .

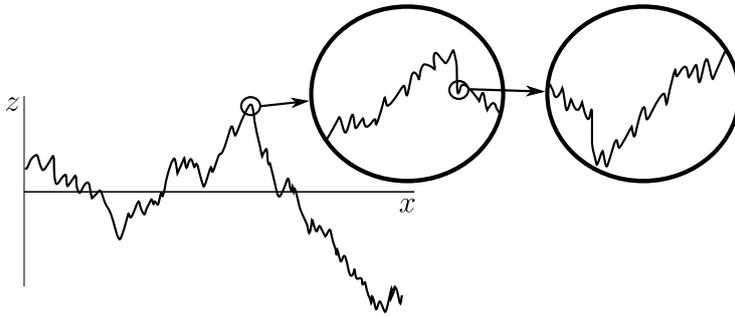


Abbildung 3.22: Konzept der mehrskaligen Oberflächentopographie.

Maßgeblich für das vorliegende Rad-Schiene Kraftschlussmodell ist der Zusammenhang von nomineller, metallischer Normalspannung zu resultierender, metallischer Kontaktfläche und Kontaktseparation sowie der qualitative Zusammenhang dieser Abhängigkeiten mit der Oberflächenrauheit. Es konnten in den vorliegenden Publikationen bezüglich dieser Abhängigkeiten keine qualitativen Unterschiede zu dem in dieser Arbeit verwendeten, einskaligen Ansatz gefunden werden. Außerdem bleibt auch bei den fraktalen Modellen, trotz der Skalenunabhängigkeit der Oberflächenbeschreibung, eine Skalenabhängigkeit der daraus abgeleiteten Kontaktgesetze bestehen [36]. Da für eine exakte Beschreibung des Mikrokontaktes nicht nur die Oberflächenbeschreibung, sondern auch die temperaturabhängigen Materialparameter der Asperitenkontakte benötigt werden, welche angenommen werden müssen, ist aus Sicht des Autors ein erhöhter Detaillierungsgrad der Oberflächenbeschreibung nicht zweckmässig.

3.6.4 Ergebnisse des Mikrokontaktmodells

Um die Auswirkungen des Mikrokontaktmodells auf das Gesamtmodell abzuschätzen bzw. die Ergebnisse des Kraftschlussmodells korrekt interpretieren zu können, wird hier kurz auf die Ergebnisse des Mikrokontaktmodells eingegangen. Die von den metallischen Asperitenkontakten aufzunehmende, nominelle Normalspannung p_m kann von der nominellen Normalspannung p_n abweichen, wenn vorhandener Fluiddruck p_f den Normalkontakt unterstützt. Es wird daher bei der folgenden Auswertung auf die nominelle, metallischen Normalspannung p_m referenziert. Die Steigerung des metallischen Kontaktflächenanteils A_m/A_n mit steigender, nomineller, metallischer Normalspannung p_m hat maßgeblichen Einfluß auf den resultierenden, lokalen Reibkoeffizienten. Unter trockenen Bedingungen, also ohne Wirken einer fluiden Zwischenschicht, zeigt sich ein linearer Zusammenhang von p_m zu A_m/A_n für den gesamten Bereich des Rauheitsparameters k_r , Abbildung 3.23. Abbildung 3.24 zeigt den Einfluss des Rauheitsparameters k_r auf die resultierende, relative metallische Kontaktfläche und Kontaktseparation bei konstanter Normalkraft. Deutlich zu erkennen ist der Abfall des metallischen Kontaktflächenanteils und gleichzeitige Steigerung der Kontaktseparation bei Erhöhung des Rauheitsparameters. Dies resultiert aus dem sich verringern den Anteil an elastisch kontaktierenden Asperiten bei rauheren Oberflächen,

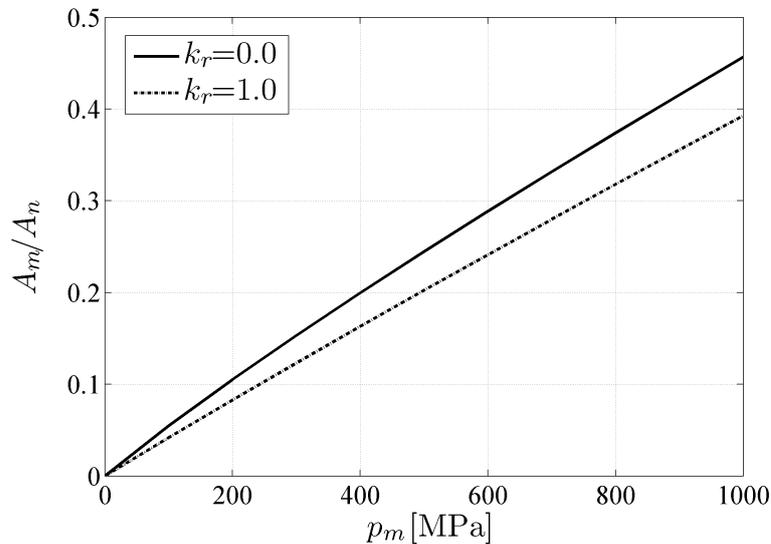


Abbildung 3.23: Zusammenhang von metallischer Kontaktfläche zu nomineller, metallischer Normalspannung, Umgebungstemperatur.

d.h. eine gesteigerte Mikroplastizität. Die Asperitenkontaktgesetze nach Tabelle 3.1 zeigen, dass für den Fall eines plastisch kontaktierenden Asperiten das Normalspannungslimit, die Asperitenhärte, erreicht ist. Je größer die Mikroplastizität des gesamten Kontaktes, desto höher die mittlere Normalspannung der Asperiten, Abbildung 3.25. Bei konstanter, nomineller Last ergeben sich somit geringere metallische Kontaktflächen und größere Kontaktseparationen bei einer Steigerung des Rauheitsparameters k_r .

3.7 Zwischenschichtmodell

3.7.1 Allgemeines

Im Rahmen dieses Modells werden fluide Zwischenschichten berücksichtigt. Festkörperartige Zwischenschichten wie Sand, Oxidschichten oder die sogenannten dritten Körper werden nicht behandelt.

Die dritten Körper sind Oberflächenschichten, welche aus dem Grundmaterial (natürliche dritte Körper) oder Fremdstoffen (künstliche dritte Körper) bestehen können. Sie bilden eine festkörperartige Zwischenschicht, die Verformungen aufnehmen kann, Abbildung 3.26. Durch das Fließen des dritten Körpers auf dem Grundkörper kann es zu Fließkanten an der Oberfläche kommen, welche Ähnlichkeiten mit Rissen im Grundkörper aufweisen [41]. Laborversuche mit geringen Relativgeschwindigkeiten von wenigen Millimetern pro Sekunde zeigen, dass die dritten Körper den Kraftschluss sowohl steigern wie auch senken können [42]. Die Charakterisierung und Bestimmung der Rheologie der dritten Körper ist schwierig und die Einflussparameter noch unbekannt [43]. Da nach Kenntnis-

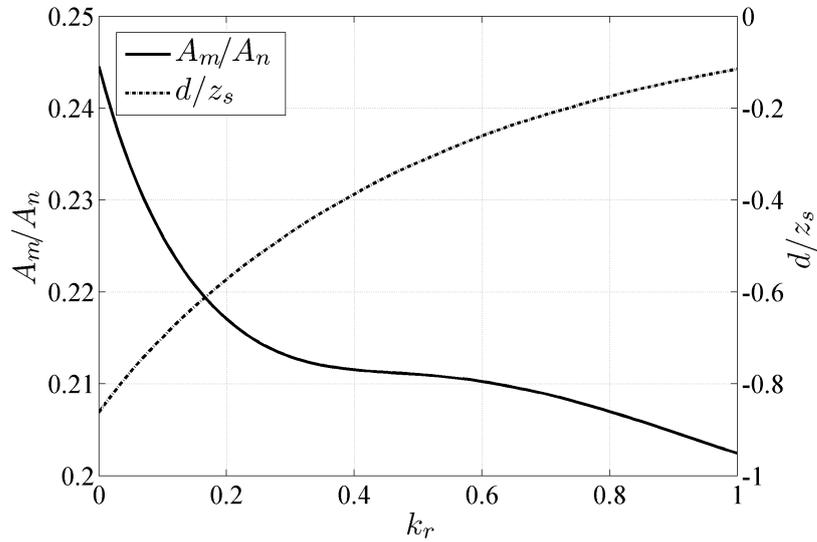


Abbildung 3.24: Einfluss des Rauheitsparameters k_r auf relative, metallische Kontaktfläche A_m/A_n und dimensionslose Kontaktseparation d/z_s , $p_m=500$ [MPa].

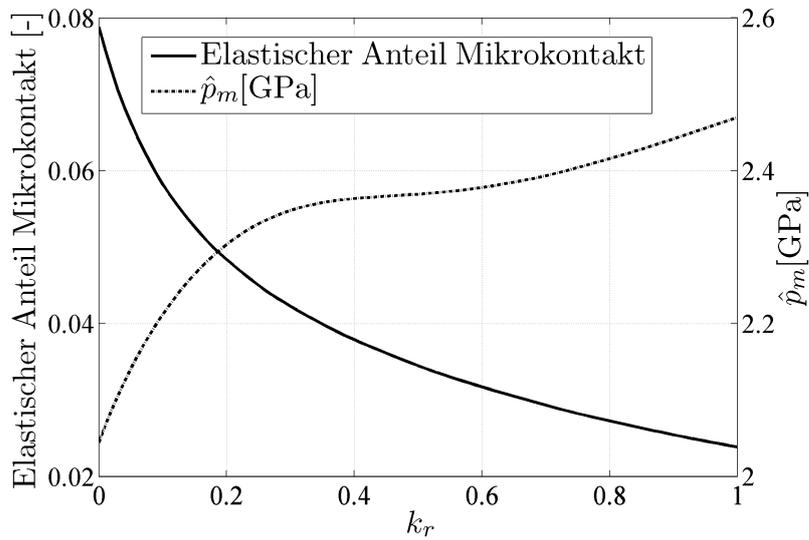


Abbildung 3.25: Anteil an elastisch kontaktierenden Asperiten und Asperitennormalspannung \hat{p}_m .

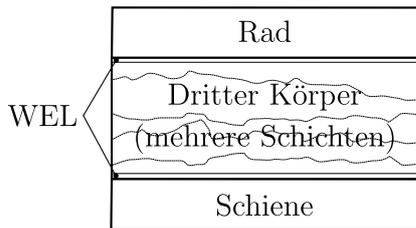


Abbildung 3.26: Einordnung des dritten Körpers als festkörperartige Zwischenschicht und der weissen Schichten (WEL) zwischen Rad und Schiene, rekonstruiert aus [40].

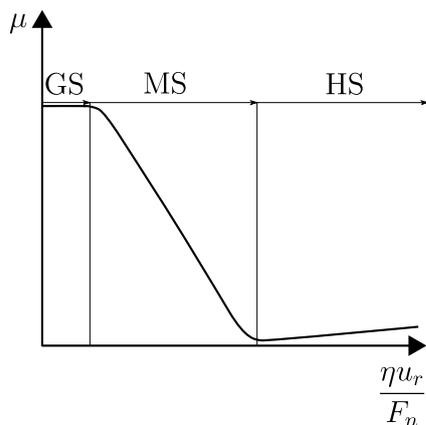


Abbildung 3.27: Qualitative Skizze einer Stribeck-Kurve, welche den Reibkoeffizienten zwischen zwei Festkörpern unter fluider Schmierung angibt. Grenzschmierung (GS), Mischschmierung (MS) und hydrodynamische Schmierung (HS).

stand des Autors bis heute kein rheologisches Modell für die dritten Körper vorliegt, wurde der mögliche Einfluss dieser Art von Zwischenschicht nicht berücksichtigt.

Oxidschichten bilden sich auf metallischen Oberflächen, welche Sauerstoff ausgesetzt sind. Sie bleiben, solange keinen „schweren Verschleißvorgänge“ auftreten, erhalten [24]. Mit einer Twin-Disc Apparatur mit metallischen Körpern wurde über eine 20 $[\mu\text{m}]$ dicke Oxidschicht Tangentialspannungen bis 540 [MPa] bei Normalspannungen von 900 [MPa] übertragen, ohne dass diese zerstört wurde [44]. Es werden daher keine maßgeblichen Einflüsse auf den Reibprozess durch Schädigungsvorgänge der Oxidschichten erwartet.

Bei der fluiden Schmierung sind grundsätzlich die Schmierzustände Grenz-, Misch- und hydrodynamische Schmierung zu unterscheiden. Die Stribeck-Kurve zeigt den zu erwartenden Reibkoeffizienten abhängig von der Relativgeschwindigkeit der Reibpartner, der Fluidviskosität bzw. der Normallast, Abbildung 3.27. Der Unterschied zwischen den Schmierungsgebieten liegt in den wirksamen Schmiermechanismen und der Aufteilung der Reibkraftübertragung zwischen den metallischen Asperitenkontakten und dem Schmierfilm.

Bei Vorhandensein eines fluiden Schmiermittels befinden sich an der Oberfläche der Reibpartner Schichten von adsorbierten Fluidmolekülen, welche die übertragbaren Tan-

gentialspannungen an den Asperitenkontakten herabsetzen [1, 24]. Diese Mikroschmierung der Asperitenkontakte ist aufgrund des monomolekularen Fluidschichtaufbaus unabhängig von den makroskopischen Fluideigenschaften [45] und wird über den Grenzschmierungs-Reduktionskoeffizienten k_b eingestellt, Abschnitt 3.8. Der quantitative Wert für k_b ist experimentell zu ermitteln, da er, wie erwähnt, unabhängig von den makroskopischen Fluideigenschaften ist und im weiteren vom Verschmutzungszustand von Rad und Schiene abhängt. Verschleißpartikel, Öl und kleine Mengen an Feuchtigkeit, wie sie üblicherweise auf der Schiene auftreten, können eine sehr effektive Mikroschmierung verursachen. Dies äussert sich in dem im praktischen Betrieb bekannten Effekt, dass sehr geringe Feuchtigkeitsmengen auf der Schiene zu sehr geringen Kraftschlussmaxima von $f_{max} \leq 0.02$ führen können, während bei ausreichender Wässerung des Kontaktes der Kraftschluss wieder ansteigt [46]. Dies ist nach Ansicht des Autors auf unterschiedliche Mikroschmierungseigenschaften des Verschleißpartikel/Öl/Feuchtigkeitsgemisches im feuchten und denen von reinem Wasser im gewässerten Kontaktzustand zurückzuführen. Im Bereich der Grenzschmierung ist die Mikroschmierung der einzig wirksame Schmiermechanismus, es kommt zu keinem Aufbau von Fluiddruck in der Kontaktzone. Im Bereich der Mischschmierung führt der sich aufbauende Fluiddruck im Schmierspalt zu einer Mikroanhebung des Kontaktes und damit zu einer Reduktion der metallischen Asperitenkontakte. Dadurch ergibt sich eine Geschwindigkeitsabhängigkeit des Reibkoeffizienten, wie er in der Stribeck-Kurve im Mischschmierungsgebiet gesehen werden kann. Sobald die Reibpartner durch das Fluid vollständig getrennt sind, also keine weitere Reduktion des Reibkoeffizienten durch Asperitenkontaktverlust mehr möglich ist, ist der Bereich der hydrodynamischen Schmierung erreicht. Hier werden die viskosen Fluidkräfte relevant, eine Steigerung der Relativgeschwindigkeit der Reibpartner führt daher zu einer Erhöhung der in diesem Bereich viskosen Reibkräfte.

Das vorliegende Modell berücksichtigt die Grenz- und Mischschmierung. Aufgrund der Vernachlässigung der viskosen Anteile aus Fluidscherung an den Rad-Schiene Reibkräften kann das Gebiet der hydrodynamischen Schmierung nicht abgebildet werden. Es wird erwartet, dass im Rad-Schiene Kontakt keine vollständig hydrodynamische Schmierung auftritt. Im Rahmen dieses Modells kann dies für die untersuchten Fluide mit Viskositäten bis 1 [Pas] als Schmiermittel bestätigt werden.

Die Schmierungsmechanismen sind im Rahmen dieses Modells die Reduktion der Versagensspannung der Asperitenkontakte durch die adsorbierten, monomolekularen Fluidschichten und die Anhebung des Mikrokontaktes durch Aufbau von Fluiddruck, Abbildung 3.28 und Tabelle 3.2. Beide Mechanismen reduzieren die erreichbaren Reibkräfte, beeinflussen somit den gesamten Reibprozess und haben Auswirkung auf z.B. den Übergang von Mikro- zu Makroschlupf oder die Temperaturentwicklung im Kontakt.

3.7.2 Stand der Technik

Zur Beschreibung der Fluiddruckverteilung in ideal glatten Schmierspalten von zwei Körpern, welche durch das Fluid vollständig getrennt sind, können die klassischen Navier-Stokes'schen Gleichungen in ihrer für Schmierspalt reduzierten Form, den Reynold'schen Gleichungen,

Schmierungszustand	Abgebildet	Schmiermechanismus
Trocken	✓	Keiner
Grenzschmierung		Reduktion der Versagensspannung
Mischschmierung		Reduktion der Versagensspannung und Anhebung des Mikrokontaktes
Hydrodynamische Schmierung	✗	Anhebung des nominellen Kontaktes

Tabelle 3.2: Schmierzustände und deren Mechanismus. Sie können auch kombiniert auftreten.

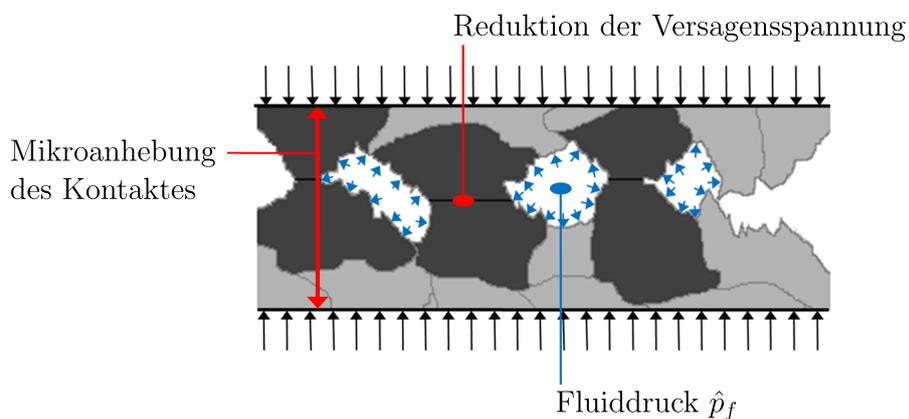


Abbildung 3.28: Die Schmierungsmechanismen des Zwischenschichtmodells: Lokale Anhebung des Mikrokontaktes und Reduktion der Versagensspannung.

angewendet werden. Wenn die Größenordnung der Fluiddrücke die Größenordnung der mechanischen Kontaktdrücke erreicht, kann die Auswirkung des Fluiddrucks auf den Kontakt und damit die Schmierpaltform i.a. nicht mehr vernachlässigt werden. Die elasto-hydrodynamische Schmierfilmtheorie („elasto-hydrodynamic lubrication“ kurz: EHL) berücksichtigt diesen Feedback in Form von elastischen Verformungen der nominellen Körper aufgrund der Fluiddruckverteilung. Diese Modelle basieren auf der hydrodynamischen, also vollständigen Schmierung von ideal-glaten Körpern. Den Einfluss der rauhen Oberflächenstruktur auf den Schmierfilm haben Patir und Cheng anhand von Flussfaktoren, welche in die Reynolds-Gleichung eingeführt werden, modelliert [47]. Das Fluid erfährt in diesem Modell durch die Flussfaktoren einen zusätzlichen Widerstand, welcher den Einfluss der Oberflächenrauheit abbildet. Diese Flussfaktoren sind vorab durch z.B. numerische Strömungssimulationen zu bestimmen. Dieses Konzept wurde später auch auf elasto-hydrodynamische Berechnungen angewendet [48].

Im folgenden Kapitel wird eine alternative Vorgehensweise zur Beschreibung der fluiden Schmierung abgeleitet. Die Methodik ist speziell im Rahmen des entwickelten Kraftschlussmodells und für die spezifischen Randbedingungen des Rad-Schiene Kontaktes anwendbar.

3.7.3 Modellbildung

3.7.3.1 Kopplung mit mechanischer Struktur

Um mit der bisher durchgeführten Modellbildung konsistent zu sein, muss das Zwischenschichtmodell in der Lage sein, die Fluiddruckverteilung für Rad-Schiene Kontaktbedingungen unter Berücksichtigung der rauhen Oberflächenstruktur zu beschreiben. Da die Fluiddrücke die Größenordnung der mechanischen Kontaktdrücke erreichen können, sind Schmierpaltänderungen aufgrund der Fluiddrücke zu berücksichtigen. Es wird, entgegen der elasto-hydrodynamischen Methodik, welche die nominellen, elastischen Verformungen auf Basis des Fluiddrucks modifiziert, die Auswirkung auf den Mikrokontakt beschränkt. Dies kann anhand einer einfachen Größenordnungsabschätzung gerechtfertigt werden, Abbildung 3.29. Die nominellen Verformungen der kontaktierenden Körper sind in der Größenordnung von etwa 10-100 [μm], während sich die Anhebungen im Mikrokontakt, resultierend aus dem Fluiddruck, sich in Größenordnungen von deutlich unter einem Mikrometer bewegen. Die Größenordnung dieser Mikroanhebungen resultieren aus der zu erfüllenden Kompatibilitätsbedingung für den Normalkontakt, welche die aus Fluiddruck und metallischen Kontakt resultierenden Normalkräfte der vorgegebenen Normalkraft gleichsetzt, siehe Abbildung 3.2:

$$\hat{p}_{m_{ij}} \frac{A_{m_{ij}}}{A_{n_{ij}}} = p_{n_{ij}} - \hat{p}_{f_{ij}} \left(1 - \frac{A_{m_{ij}}}{A_{n_{ij}}} \right) \quad (3.40)$$

Dies resultiert in einer starken, nichtlinearen Kopplung von Mikrokontakt- und Zwischenschichtmodell. Es muss eine Kammerhöhenverteilung gefunden werden, welche Gleichung 3.40 unter den gegebenen Randbedingungen im gesamten Rechengebiet erfüllt.

Die vorgeschlagene Methodik entspricht dem Prinzip einer Rückkoppelung der Schmierpaltverteilung auf die hydrodynamische Fluiddruckberechnung, analog der elasto-hydrody-

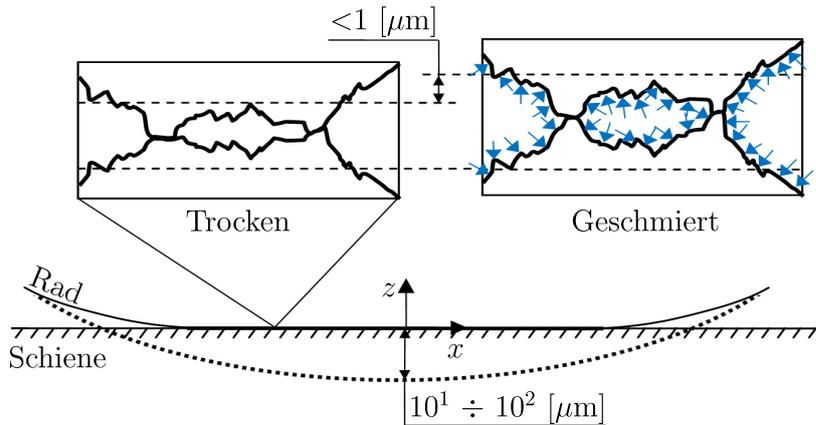


Abbildung 3.29: Größenordnungen von nominellem und mikroskopischem Normalkontakt.

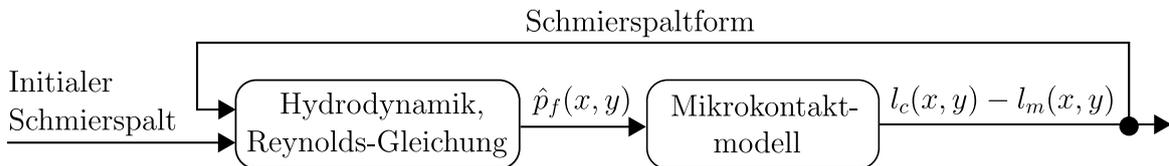


Abbildung 3.30: Die Methodik zur Ermittlung des Fluiddruckes und der Spalthöhe bzw. Mikroseparation im Kontakt.

namischen Schmierung, Abbildung 3.30. Die Bestimmung von Kammerhöhe l_c und äquivalenter Metallvolumenhöhe l_m , welche die metallische Volumenokkupation der Kammern durch die raue Oberflächenstruktur berücksichtigt, wird im nächsten Abschnitt beschrieben. Das Wirkprinzip der Rückkoppelung sind daher diskrete Tangentialsteifigkeiten, welche sich aus dem Mikrokontaktmodell ergeben und anhand Gleichung 3.40 die Schmierpaltänderung durch den Fluiddruck festlegen. Dies entspricht einer Vereinfachung der Elastohydrodynamik, basierend auf dem Größenordnungsvergleich der resultierenden Verformungen, Abbildung 3.31.

3.7.3.2 Bestimmende Gleichungen für Fluiddruck und Spalthöhe

Das Zwischenschichtmodell basiert auf der Idee einer Ausquetschbewegung des Fluids durch die raue Oberflächenstruktur von Rad und Schiene. Durch die Separation der Körper, bedingt durch die mikroskopische Oberflächenrauheit, kann jeder Position im Kontakt eine Kammerhöhe l_c zugeordnet werden. Durch die angewendete Diskretisierung des Kontaktes ergeben sich Kammern, welche, bedingt durch die raue Oberflächenstruktur, teilweise mit metallischem Volumen besetzt sind, Abbildung 3.32. Die dadurch verringerten Querschnittsflächen beeinflussen den Fließwiderstand. Um die Kammerhöhen l_c definieren zu können, muß eine Kammerbasishöhe d_b definiert werden, da das Mikrokontaktmodell aufgrund seiner Formulierung nur die Separation d zwischen den mittleren Asperitenhöhen beider Körper liefert, welche definitionsgemäß auch negativ sein kann, siehe Abbildung 3.19.

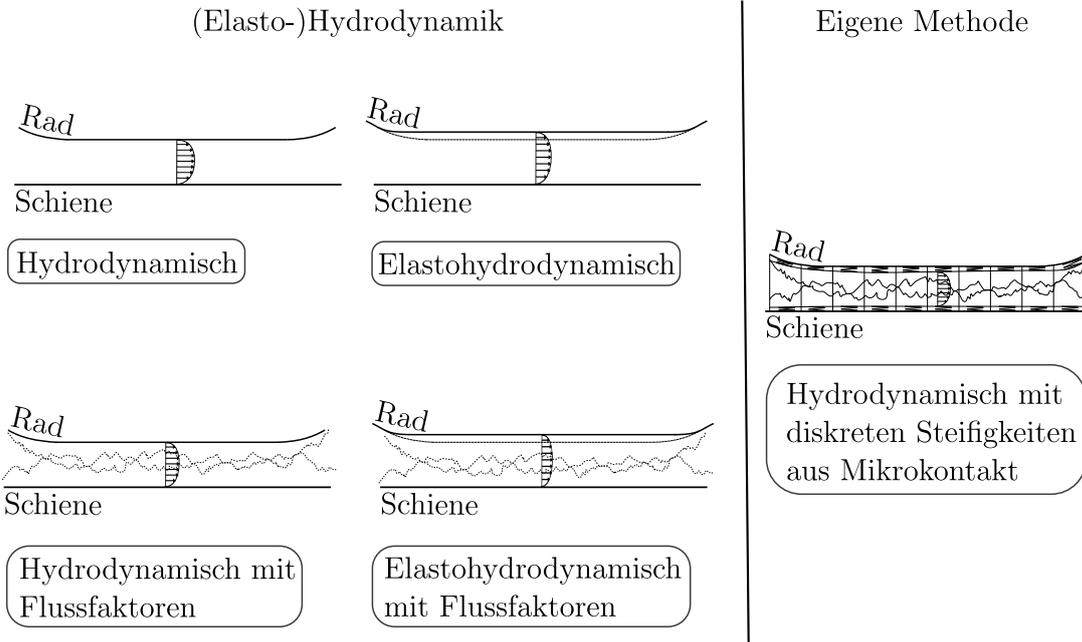


Abbildung 3.31: Einordnung der eigenen Methode zur Berechnung der Fluiddruckverteilung in bestehende Konzepte.

Es gibt keinen definierten Übergang von rauher Oberfläche zu kontinuierlichem Kornverbund, die Kammerbasishöhe d_b wird daher durch die festzulegende Asperitenauftrittswahrscheinlichkeit Φ_b auf Kammerbasishöhe definiert. Da es sich dem Kornverbund nähern soll, wird eine Asperitenauftrittswahrscheinlichkeit von 99.95% auf Kammerbasishöhe gewählt:

$$d_b = \sqrt{2}z_s \operatorname{erf}^{-1}(1 - 2\Phi_b) \quad (3.41)$$

Die Kammerhöhe l_c ist damit definiert:

$$l_{c_{ij}} = d_{ij} - d_b \quad (3.42)$$

Um die in Abbildung 3.32 dargestellte, äquivalente metallische Kammerhöhe l_m zu finden, muss ein Maß für die metallische Volumenokkupation gefunden werden. Das Mikrokontaktmodell beinhaltet keine geometrische Konzeption der Oberflächenstruktur unterhalb der sphärischen Asperitenköpfe, es wird daher eine einfache Abstraktionsmethode vorgeschlagen: Die Asperitenauftrittswahrscheinlichkeit bei einer gegebenen Separation wird als metallischer Flächenanteil interpretiert, Abbildung 3.33.

$$\frac{A_{m_{ij}}^{geom}}{A_{n_{ij}}} (d_{ij}) = \int_{d_{ij}}^{\infty} \varphi(z) dz \quad (3.43)$$

Daraus ergeben sich Oberflächenanteilskurven für typische „glatte“ und „rauhe“ Ober-

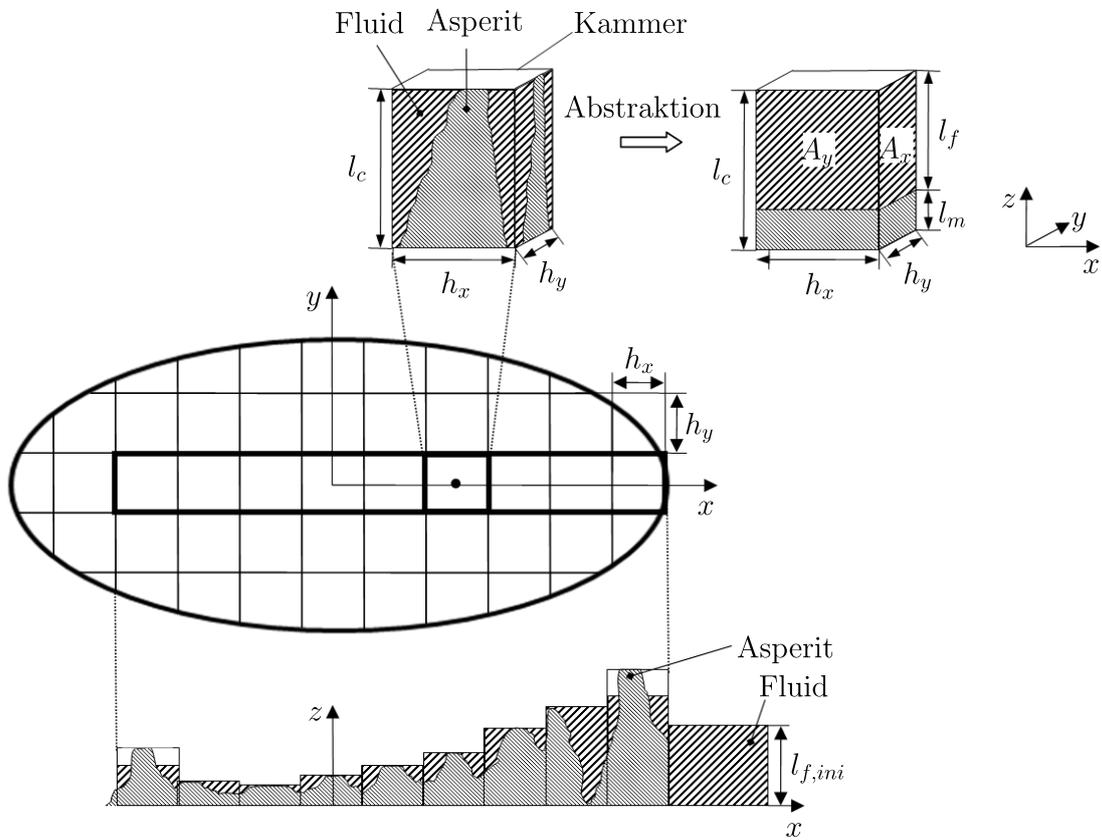


Abbildung 3.32: Abstraktion des metallischen Volumenanteils der Asperiten auf äquivalente, metallische Kammerhöhen l_m , welche die Strömungsquerschnittsflächen A_x und A_y reduzieren.

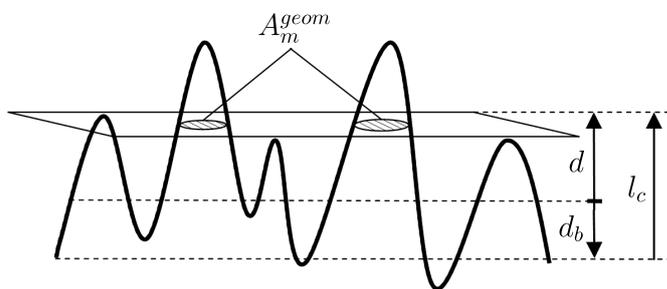


Abbildung 3.33: Interpretation der Asperitenauftrittswahrscheinlichkeit als metallische, geometrische Intersektionsfläche.

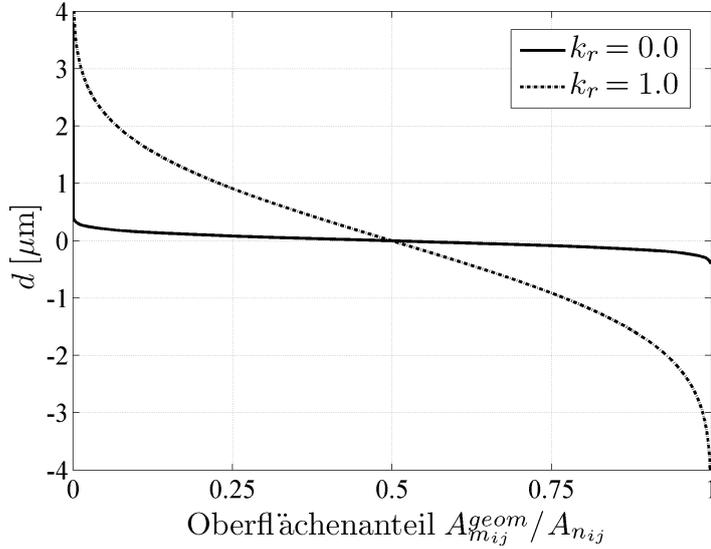


Abbildung 3.34: Oberflächenanteilskurven für eine „glatte“, $k_r = 0$, und eine „rauhe“, $k_r = 1.0$, Oberfläche.

flächen, Abbildung 3.34. Durch Integration des metallischen Oberflächenanteils kann der metallische Volumenanteil berechnet werden:

$$V_{m_{ij}}(d_{ij}) = \int_{d_b}^{d_{ij}} A_{m_{ij}}^{geom}(z) dz \quad (3.44)$$

Kammerhöhe l_c und die äquivalente Metallvolumenhöhe l_m sind damit folgendermaßen definiert:

$$l_{c_{ij}} = d_{ij} - \sqrt{2} z_s \operatorname{erf}^{-1}(1 - 2\Phi_b) \quad (3.45)$$

$$l_{m_{ij}} = \frac{1}{z_s \sqrt{2\pi}} \int_{d_b}^{d_b + l_{c_{ij}}} \int_{z''}^{\infty} e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{z'}{z_s}\right)^2} dz' dz''$$

Die für den Fluidstrom verfügbaren, freien Querschnittsflächen ergeben sich somit zu:

$$\begin{aligned} A_x &= (l_c - l_m) h_y \\ A_y &= (l_c - l_m) h_x \end{aligned} \quad (3.46)$$

Damit lässt sich eine Kammerhöhenverteilung und die für den Fluidstrom verfügbare Querschnittsflächenverteilung für den Kontakt berechnen. Eine anisotrope Rauheitsorientierung wie z.B. Längsrillen könnte an dieser Stelle durch eine Gewichtungsfunktion für A_x und A_y angenähert werden. Im vorliegenden Modell werden isotrope Oberflächenstrukturen zugrundegelegt. Abbildung 3.35 zeigt eine typische Verteilung von Kammerhöhe l_c für den trockenen und den durch den positiven Fluiddruck angehobenen, mit Wasser geschmierten

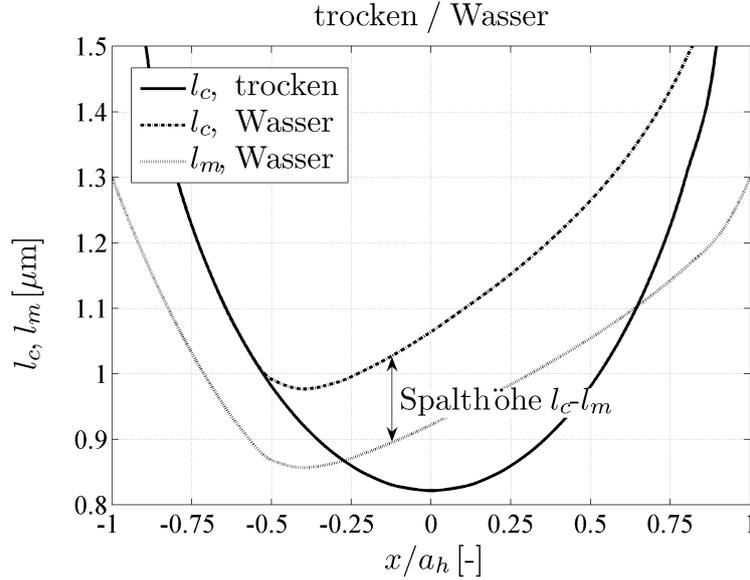


Abbildung 3.35: Verteilung von Kammerhöhe l_c und äquivalenter Metallvolumenhöhe l_m im Schnitt $y = 0$ bei $v_{s,x} = 10$ [m/s], Rauheitsparameter $k_r = 0.5$, reines Rollen, trocken und mit Wasser geschmiert.

Kontakt. Die Spalthöhe und somit die maximal mögliche Fluidhöhe ergibt sich aus der Differenz zur äquivalenten Metallvolumenhöhe l_m .

Um die bestimmenden Gleichungen festzulegen, müssen weitere Annahmen getroffen werden. Es wird vorausgesetzt, dass sich das Fluid bewegungslos auf der Schiene mit der initialen Höhe $l_{f,ini}$ befindet, Abbildung 3.32. Lokale Relativgeschwindigkeiten zwischen Rad und Schiene werden bei der Berechnung des Fluiddruckes vernachlässigt, da sie im Vergleich zur Fortbewegungsgeschwindigkeit $v_{s,x}$ klein sind. Die Rollbewegung des Rades auf der Schiene wird somit durch das Passieren von variablen Kammervolumina und den daraus resultierenden Ausquetschvorgängen abgebildet. Für jede Kammer kann eine Massenstrombilanz aufgestellt werden, die sich aus der erzwungenen Fluidkonvektion durch die Fortbewegung in x-Richtung und dem druckinduzierten Fluidstrom ergibt. Da jede Kammer unterschiedliche Volumina für das Fluid bereitstellt, kann es zu nicht vollständig befüllten Kammern kommen, welche im Zustand der Grenzschmierung sind. Erzwungenen Ausquetschungen bzw. das Fluidaufnahmevermögen von nicht vollständig befüllten Zellen werden über Quell- und Senkenterme in der Massenerhaltungsgleichung beschrieben.

Diese Quell- und Senkenterme $\Delta\dot{m}_f$ ergeben sich aus einer Massenstrombilanz von Fluidstrom und dem „Strom“ an freien Kammervolumina von Rad und Schiene durch die Fort- bzw. Rollbewegung:

$$\Delta\dot{m}_{f_{ij}} = \underbrace{l_{f_{ij\pm 1}} h_y v_{s,x} \rho_{ij\pm 1}}_{\text{Erzwungene Konvektion}} - \underbrace{(l_{c_{ij}} - l_{m_{ij}}) h_y v_{s,x} \rho_{ij}}_{\text{Leervolumenstrom von Rad und Schiene}} \quad (3.47)$$

Der Fluidstrom setzt sich dabei aus der erzwungenen Fluidkonvektion durch die Fortbewe-

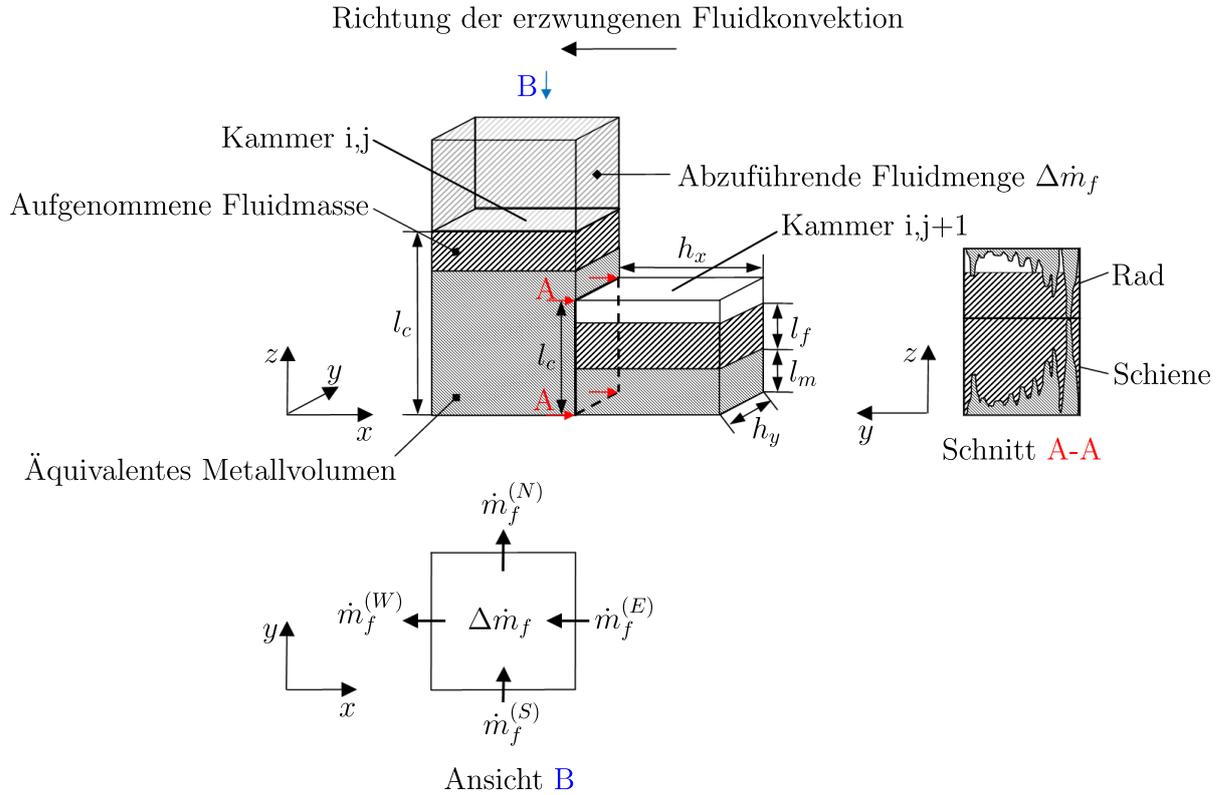


Abbildung 3.36: Massenstrombilanz an Kammer i,j. Kammer i,j+1 ist im Zustand der Grenzschmierung, Kammer i,j im Mischschmierungsbereich mit positivem Fluiddruck.

gung in x-Richtung und dem druckinduzierten Strömungsanteil zusammen. Der erzwungene, konvektiven Anteil wird anhand der in der stromaufwärts gelegenen Zelle und der dort vorhandenen Fluidmenge bestimmt, Abbildung 3.36. Die Massenbilanz ergibt sich somit zu:

$$\dot{m}_{f_{ij}}^{(W)} - \dot{m}_{f_{ij}}^{(E)} + \dot{m}_{f_{ij}}^{(S)} - \dot{m}_{f_{ij}}^{(N)} + \Delta\dot{m}_{f_{ij}} = 0 \quad (3.48)$$

Wobei N, E, S, W die Nord-, Ost-, Süd- und Westgrenze der Kammer angibt. Um die bestimmende Gleichung für den Fluiddruck zu erhalten, wird der Zusammenhang von Fluiddruckgradient zu Fluidmassenstrom benötigt.

Dieser kann anhand einer Dimensionsanalyse aus den Navier-Stokes Gleichungen abgeleitet werden. Die stationäre Impulsgleichung in x-Richtung für ein Newton'sches Fluid mit variabler Viskosität und der Annahme des Zusammenhanges $3\eta^v + 2\eta = 0$ zwischen

Volumenviskosität η^v und molekularer Viskosität η lässt sich wie folgt anschreiben:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho u_x u_x}{\partial x} + \frac{\partial \rho u_y u_x}{\partial y} + \frac{\partial \rho u_z u_x}{\partial z} = & -\frac{\partial \hat{p}_f}{\partial x} + \frac{\partial \eta \left[2 \frac{\partial u_x}{\partial x} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) \right]}{\partial x} + \\ & + \frac{\partial \eta \left(\frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right)}{\partial y} + \frac{\partial \eta \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right)}{\partial z} \end{aligned} \quad (3.49)$$

Die Dimensionsanalyse wird exemplarisch an der x-Impulsgleichung (Fortbewegungsrichtung) dargestellt und gilt analog für die y-Richtung. Entdimensionierung der Terme mit $x = x^* l_0$, $y = y^* b_0$, $z = z^* h_0$, $u_x = u_x^* u_0$, $u_y = u_y^* v_0$, $u_z = u_z^* w_0$, $\rho = \rho^* \rho_0$, $\eta = \eta^* \eta_0$, $\hat{p}_f = \hat{p}_f^* (\eta_0 u_0 l_0) / h_0^2$ ergibt:

$$\begin{aligned} \frac{h_0}{l_0} \frac{\partial \rho^* u_x^* u_x^*}{\partial x^*} + \frac{h_0 v_0}{b_0 u_0} \frac{\partial \rho^* u_y^* u_x^*}{\partial y^*} + \frac{w_0}{u_0} \frac{\partial \rho^* u_z^* u_x^*}{\partial z^*} = & -\frac{\eta_0}{\rho_0 u_0 h_0} \frac{\partial \hat{p}_f^*}{\partial x^*} + \\ & + \frac{\eta_0 h_0}{\rho_0 u_0 l_0} \frac{\partial \eta^* \left[2 \frac{\partial u_x^*}{\partial x^*} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_x^*}{\partial x^*} + \frac{v_0 l_0}{u_0 b_0} \frac{\partial u_y^*}{\partial y^*} + \frac{w_0 l_0}{u_0 h_0} \frac{\partial u_z^*}{\partial z^*} \right) \right]}{\partial x} + \\ & + \frac{\eta_0 h_0}{\rho_0 u_0 b_0} \frac{\partial \eta^* \left(\frac{\partial u_x^*}{\partial y^*} + \frac{v_0 b_0}{u_0 l_0} \frac{\partial u_y^*}{\partial x^*} \right)}{\partial y^*} + \frac{\eta_0}{\rho_0 u_0 h_0} \frac{\partial \eta^* \left(\frac{\partial u_x^*}{\partial z^*} + \frac{w_0 h_0}{u_0 l_0} \frac{\partial u_z^*}{\partial x^*} \right)}{\partial z^*} \end{aligned} \quad (3.50)$$

Für den Rad-Schiene Kontakt werden zur Dimensionsanalyse folgende, charakteristische Größenordnungen angenommen: Fluidviskosität $\eta_0 \sim 10^{-3}$ [Pas], Kontaktlänge und -breite $l_0 \sim b_0 \sim 10^{-2}$ [m], Schmierstalthöhe $h_0 \sim 10^{-6}$ [m], Auspressgeschwindigkeiten des Fluids $u_0 \sim v_0 \sim 10^0$ [m/s], vertikale Fluidgeschwindigkeit $w_0 \sim 10^{-3}$ [m/s], und Fluidichte $\rho_0 \sim 10^3$ [kg/m³]. Damit können die charakteristischen Dimensionen der Terme in Gleichung 3.50

bestimmt werden:

$$\begin{aligned}
& \overbrace{\left[\frac{h_0}{l_0} \frac{\partial \rho^* u_x^* u_x^*}{\partial x^*} + \frac{h_0 v_0}{b_0 u_0} \frac{\partial \rho^* u_y^* u_x^*}{\partial y^*} + \frac{w_0}{u_0} \frac{\partial \rho^* u_z^* u_x^*}{\partial z^*} \right]}^{10^{-4}} = - \overbrace{\left[\frac{\eta_0}{\rho_0 u_0 h_0} \frac{\partial \hat{p}_f^*}{\partial x^*} \right]}^{10^0} + \\
& + \overbrace{\left[\frac{\eta_0 h_0}{\rho_0 u_0 l_0} \frac{\partial \eta^*}{\partial x} \left(2 \frac{\partial u_x^*}{\partial x^*} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_x^*}{\partial x^*} + \frac{v_0 l_0}{u_0 b_0} \frac{\partial u_y^*}{\partial y^*} + \frac{w_0 l_0}{u_0 h_0} \frac{\partial u_z^*}{\partial z^*} \right) \right) \right]}^{10^{-8}} + \\
& + \overbrace{\left[\frac{\eta_0 h_0}{\rho_0 u_0 b_0} \frac{\partial \eta^*}{\partial y^*} \left(\frac{\partial u_x^*}{\partial y^*} + \frac{v_0 b_0}{u_0 l_0} \frac{\partial u_y^*}{\partial x^*} \right) \right]}^{10^{-8}} + \overbrace{\left[\frac{\eta_0}{\rho_0 u_0 h_0} \frac{\partial \eta^*}{\partial z^*} \left(\frac{\partial u_x^*}{\partial z^*} + \frac{w_0 h_0}{u_0 l_0} \frac{\partial u_z^*}{\partial x^*} \right) \right]}^{10^0} \quad (3.51)
\end{aligned}$$

Es kann gesehen werden, dass der Druckterm und der viskose Term, resultierend aus den vertikalen Geschwindigkeitsgradienten, dominieren. Die Trägheitsterme auf der linken Seite der Gleichung, die Volumenviskositätsterme und die viskosen Terme aus den horizontalen Geschwindigkeitsgradienten sind von untergeordneter Bedeutung. Es kann somit für die Spaltströmung Newton'scher Fluide unter Rad-Schiene Kontaktbedingungen geschrieben werden:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \hat{p}_f}{\partial x} &= \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial u_x}{\partial z} \right) \\
\frac{\partial \hat{p}_f}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial u_y}{\partial z} \right) \quad (3.52)
\end{aligned}$$

Der Zusammenhang von Massenfluss zu Druckgradient wird aus Gleichung 3.52 unter der Annahme einer über die Schichthöhe konstanten Viskosität durchgeführt. Es ist dabei zu erwarten, dass die raue Struktur der Oberflächen einen zusätzlichen Strömungswiderstand verursachen, Abbildung 3.37. Damit lässt sich für den Fluidstrom in x-Richtung schreiben:

$$\dot{m}_{f,x} = -\rho A_x \zeta_x \left(\frac{\partial \hat{p}_f}{\partial x} \frac{l_f^2}{12\eta} \right) \quad (3.53)$$

Der Zusammenhang von Fluiddruck zu Fluidstrom ergibt sich somit zu:

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{f,x} &= -\rho A_x \zeta_x \frac{\partial \hat{p}_f}{\partial x} \frac{l_f^2}{12\eta} \\
\dot{m}_{f,y} &= -\rho A_y \zeta_y \frac{\partial \hat{p}_f}{\partial y} \frac{l_f^2}{12\eta} \quad (3.54)
\end{aligned}$$

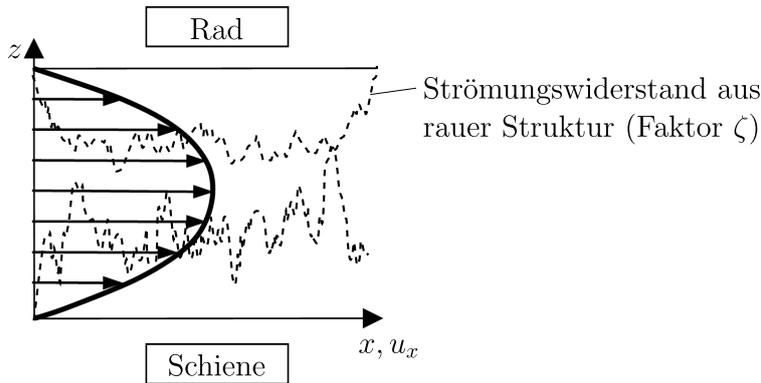


Abbildung 3.37: Annäherung der Strömung zwischen Rad und Schiene durch eine Couette-Poiseuille Strömung mit zusätzlichem Widerstand aus rauer Oberflächenstruktur.

An dieser Stelle ist anzumerken, dass die einzustellenden Strömungswiderstandsfaktoren ζ_x und ζ_y das Strömungsfeld gleichermaßen wie die effektiven Strömungsquerschnitte A_x und A_y beeinflussen, welche von der Kammerbasishöhe d_b abhängen. Die Kammerbasishöhe ist wiederum von der festzulegenden Asperitenauftrittswahrscheinlichkeit auf Kammerbasishöhe, Φ_b , abhängig, Gleichungen 3.41, 3.45 und 3.46. Sowohl der Parameter Φ_b wie auch $\zeta_{x,y}$ beeinflussen somit den Strömungswiderstand. In allen Berechnungen dieser Arbeit wurde $\zeta_x = \zeta_y = 1$ und $\Phi_b = 0.9995$ gewählt.

Die bestimmenden Gleichungen ergeben sich somit aus Gleichungen 3.47, 3.48, 3.54 mit 3.45 und 3.46. Es ergibt sich ein lineares Gleichungssystem für den Fluiddruck \hat{p}_f unter Vorgabe der Kammerhöhenverteilung. Die bestimmende Gleichung ist der Reynold'schen Gleichung für die Beschreibung von Schmierfilmen äquivalent.

3.7.4 Temperatur der Zwischenschicht

Da im Rad-Schiene Kontakt sehr hohe Kontakttemperaturen auftreten können, stellt sich die Frage nach einer möglichen Erwärmung der fluiden Zwischenschicht. Je nach vorhandenem Fluid können sich ausgeprägte Temperaturabhängigkeiten der Fluidparameter ergeben. Im folgenden wird eine Abschätzung der Erwärmung der Zwischenschicht am Beispiel von Wasser und Öl durchgeführt. Auf Basis einer einfachen Wärmestrombilanz lässt sich eine Temperaturerhöhung des Fluids abschätzen. Dazu muss eine Wärmeübergangszahl von Rad und Schiene zum Fluid gefunden werden. Aus [49] wird für Wasser $\alpha_w=10^3$ [W/m²K] und für Öl $\alpha_o=300$ [W/m²K] festgelegt. Der mittlere Wärmestrom in ein aus radfester Sicht vorbeiströmendes Fluidpaket mit Breite $2b_h$ und Höhe l_f beträgt $\dot{Q}_{FL} = \alpha A_I (T - T_{FL})$, wobei A_I das „Interface“, also die Kontaktfläche zum Fluid, darstellt. Es wird im vorliegenden Fall der nominellen Kontaktfläche gleichgesetzt, $A_I \cong 2ab\pi$. Die Wärmestrombilanz

ergibt sich somit zu

$$T_{FL} = \frac{\alpha A_I (T - T_{FL})}{\underbrace{l_f 2b_h v_{s,x} \rho c}_{\dot{m}_f}} \quad (3.55)$$

und daraus die mittlere Fluidtemperatur

$$\frac{T_{FL}}{T} = \frac{\alpha A_I}{\alpha A_I + l_f 2b_h v \rho c} \quad (3.56)$$

mit $c_w=4200$ [J/kgK] und $c_o=2000$ [J/kgK]. Es zeigt sich, dass $\dot{Q} \gg \dot{Q}_{FL}$, d.h. der Anteil an Reibungswärme, der in das Fluid geht, ist sehr gering. Für die vorliegenden Beispielrechnungen (Wasser/Öl) beträgt der in das Fluid übertragene Anteil maximal 0.4‰. Das bedeutet, dass eine Vernachlässigung der Wärmeabgabe an das Fluid zu keinen nennenswerten Fehlern bei der Berechnung der metallischen Kontakttemperaturen führt. Wie stark sich jedoch das Fluid erwärmt und damit seine Eigenschaften beeinflusst werden, hängt von der Fahrgeschwindigkeit und dem Fluidmassendurchsatz ab. Die im Kontakt auftretenden Fluidhöhen können sich nach dem vorliegenden Modell für extrem glatte Oberflächen auf bis zu 0.1 [μm] reduzieren. In diesem Bereich kann es zu einer nenneswerten Erwärmung des Fluids kommen, wenn die im Kontakt auftretenden Reibleistungen entsprechend hoch sind. Es sind jedoch gerade die glatten, geschmierten Kontakte welche sehr geringe Kraftschlüsse und damit geringe Reibleistungen aufweisen. Ein Referenzfall mit $k_r=0.0$, $v_{s,x}=100$ [m/s] und 5% Längsschlupf zeigt eine Fluidhöhe von etwa 0.1 [μm], die mittlere Kontakttemperatur beträgt jedoch lediglich 62 [$^{\circ}\text{C}$] was einer Wassertemperatur von circa 23 [$^{\circ}\text{C}$] entspricht. Bei sehr rauhen Oberflächen, $k_r=1.0$, ergibt sich zwar eine gesteigerte mittlere Kontakttemperatur von rund 90 [$^{\circ}\text{C}$], die mittlere Fluidhöhe ist jedoch mit circa 0.4 [μm] deutlich höher, wodurch die Wassertemperatur nur mehr etwa 11 [$^{\circ}\text{C}$] erreicht. Unter mit Öl geschmierten Bedingungen sind die Kontakttemperaturen nochmals geringer. Für die in Kapitel 5 dargestellten Ergebnisse wird daher die Erwärmung des Fluids nicht berücksichtigt.

3.7.5 Ergebnisse des Zwischenschichtmodells

Abbildung 3.38 zeigt die resultierende Spalthöhe l_c-l_m für einen Referenzfall. Die sehr geringen Spalthöhenwerte ergeben sich aus der Reduktion der Kammerhöhe durch die äquivalente Metallvolumenhöhe l_m . Die Fluiddruckverteilung zeigt den typischen Bereich erhöhten Fluiddrucks im Einlaufbereich und ein Grenzschmiergebiet mit $p_f \equiv 0$ im Auslaufbereich der Kontaktzone, Abbildung 3.39. Dies resultiert aus den sich verkleinernden Kammervolumina im Einlaufgebiet des Kontaktes und den sich vergrößernden Kammervolumina im Auslaufbereich. Der sich vorerst im Einlaufbereich aufbauende Fluiddruck führt durch Anhebung des Mikrokontaktes nach Gleichung 3.40 zu einer Ausbreitung des Gebietes mit positivem Fluiddruck. Ob und in welchem Umfang sich ein Grenzschmierungsgebiet im Auslaufbereich des Kontaktes einstellt, ist von verschiedenen Parametern wie Fahrgeschwindigkeit, Fluidviskosität oder Oberflächenrauheit abhängig.

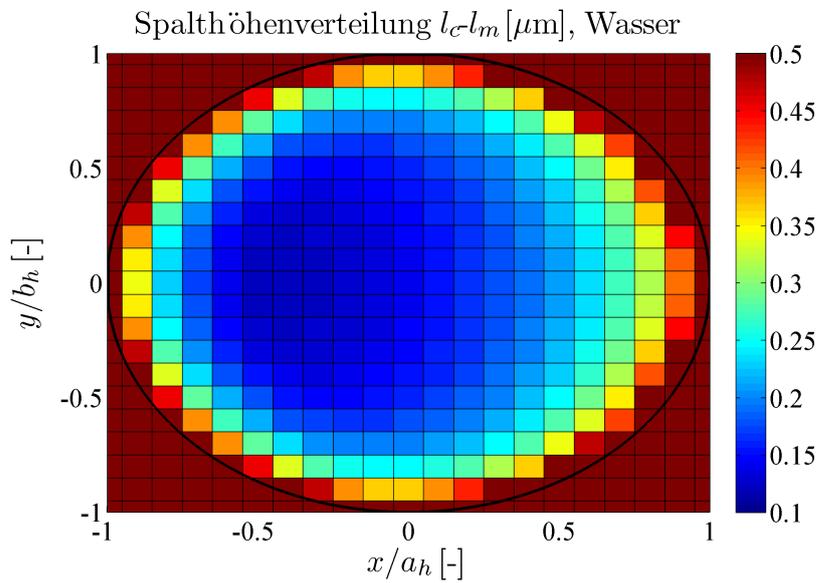


Abbildung 3.38: Spalthöhenverteilung für $v_{s,x}=10$ [m/s], $k_r=0.5$, reines Rollen, mit Wasser geschmierter Kontakt.

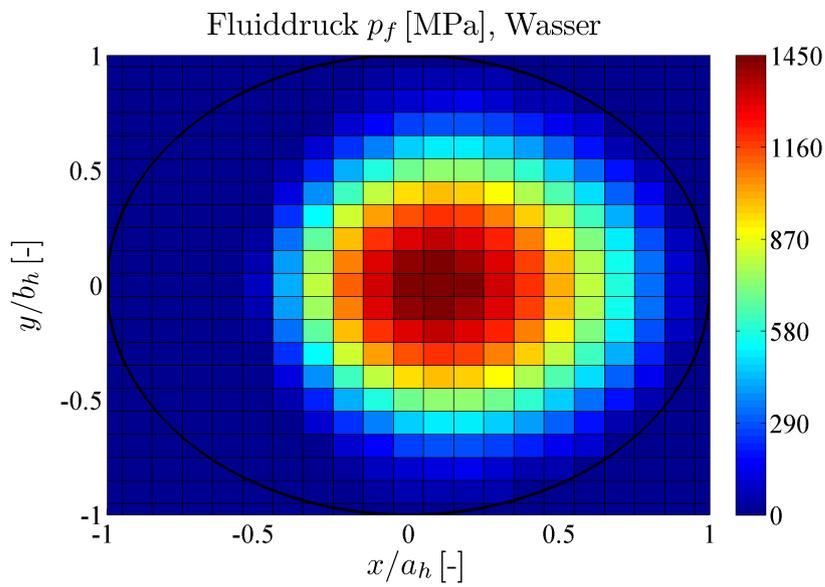


Abbildung 3.39: Fluiddruckverteilung für $v_{s,x}=10$ [m/s], $k_r=0.5$, reines Rollen, mit Wasser geschmierter Kontakt.

3.8 Materialparameter

Zur Beschreibung des Rad-Schiene Kontaktes müssen sowohl makroskopische wie auch mikroskopische Materialparameter bereitgestellt werden. Es existieren jedoch keine mikroskopischen Materialparameter für Rad-Schiene Stähle, die jedoch für das Mikrokontaktmodell benötigt werden, es müssen folglich Annahmen getroffen werden. Die Asperiten sind in der Größenordnung einzelner Körner. Das bedeutet, dass der Mechanismus des Abgleitens der Korngrenzen nicht wirksam ist und somit eine höhere Gesamtfestigkeit und geringere Duktilität im Vergleich zum makroskopischen Kornverbund auch für imperfekte Körner angenommen werden kann. Für elastisch kontaktierende Asperiten wird der Elastizitätsmodul des makroskopischen Kornverbundes herangezogen.

Die elastischen Materialparameter werden für den nominellen Normal- und Tangentialkontakt und zusätzliche plastische Parameter für den Mikrokontakt benötigt. Die Temperaturabhängigkeit des Elastizitätsmoduls wird in [50] für ferritische, martensitische und austenitische Stähle linear mit einer Reduktion auf etwa 77% bei Temperaturerhöhung von 20-600 [°C] angegeben. Da für Rad- und Schienenstähle typischerweise perlitische Stähle keine Daten vorliegen, wird das gleiche Verhalten angenommen. Die von den Asperiten ertragbare Normalspannung wird als Asperitenhärte heuristisch mit 3 [GPa] bei 0°C und einer linearen Reduktion auf 80% dieses Ausgangswertes bei Erreichen von 500 [°C] festgelegt. Die von den Asperitenkontakten übertragbare Versagensspannung wird unabhängig von der Asperitenhärte formuliert, da sie eine generische Zusammenfassung der lokalen Reibmechanismen darstellt und somit in keinem direkten Zusammenhang zur Normalspannung steht. Sie ist im weiteren auch vom Vorhandensein einer Zwischenschicht abhängig, fluide Zwischenschichten bilden adsorbierte, monomolekulare Schichten, welche die Versagensspannung unabhängig von den makroskopischen Fluideigenschaften herabsetzen [1, 24, 45]. Aufgrund der im Kontakt zu erwartenden, rapiden Asperitenkontaktwechsel und Mikroverschleiß ist auch unter stark geschmierten Kontakten anzunehmen, dass immer wieder rein metallische Kontakte auftreten. Es wird daher postuliert, dass auch unter geschmierten Bedingungen eine Abhängigkeit der Versagensspannung von den Materialeigenschaften vorliegt. Es wurde ein in der Literatur üblicher Ansatz übernommen: Die makroskopische Fließspannung von Rad und Schiene wird der Versagensspannung der Asperitenkontakte gleichgesetzt. Zur Abbildung der Mikroschmierung durch Zwischenschichten wird die Versagensspannung mit dem Reduktionskoeffizienten k_b versehen, welcher im Abgleich mit Messungen einzustellen ist:

$$\hat{\tau}_m = k_b \sigma_y \quad (3.57)$$

wobei σ_y die Fließspannung des Materials darstellt. Die Temperaturabhängigkeit der Fließspannung für Schienenstähle bzw. schienenstahlähnliche Stahlsorten wurde [51] und [52] entnommen. Deutlich ist ein lokales Fließspannungsmaximum zwischen etwa 300 [°C] und 500 [°C] zu erkennen, Abbildung 3.40. Das Temperaturverhalten der Fließspannung wird den interstitiell gelösten C und N Atomen zugeschrieben, welche die Mobilität der Versetzungen behindern. Bei Erhöhung der Temperatur erhöht sich die Diffusionsgeschwindigkeit der C und N Atome, es können Versetzungen blockiert werden, welche sich bei geringeren

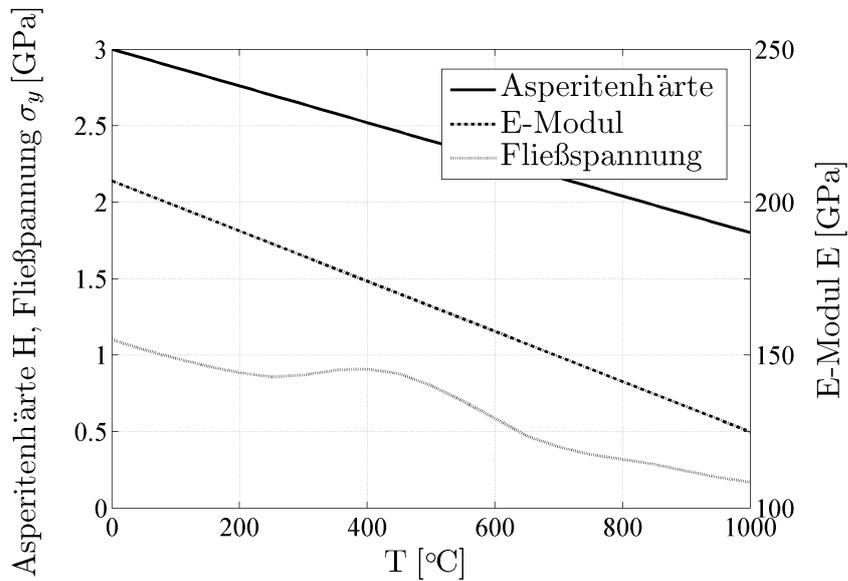


Abbildung 3.40: Die verwendeten Materialparameter für den nominellen und den mikroskopischen Kontakt.

Temperaturen bereits losgerissen hätten, was sich in der lokalen Fließspannungsanomalie bemerkbar macht [52]. Zu beachten ist hierbei, dass die Position des lokalen Maximums nach dieser Theorie abhängig von der Verformungsgeschwindigkeit ist. Da keine exakte Beschreibung der Asperitenverformungsgeschwindigkeit mit dem vorliegenden Modell möglich ist, wird der Fließspannungsverlauf unverändert übernommen. Übertragen auf das Kraftschlussmodell entspricht dies einer temperaturkonstanten Anomalie des atomaren Reibprozesses auf den metallischen Asperitenkontaktflächen.

Kapitel 4

Kraftschlussmessungen aus der Literatur

4.1 Allgemeines

Die für diese Arbeit aus der Literatur herangezogenen Messungen werden im folgenden kurz dargestellt. Die Messungen wurden entweder auf der realen Strecke mit einem Schienenfahrzeug, im Labor mittels Twin-Disc-Apparaturen oder einem Drehgestell auf Rollen durchgeführt, siehe Tabelle 4.1. Kontaktschmierungen werden entweder mit Öl, Wasser oder Wasser-Clenseol Gemischen realisiert. Im folgenden werden die verwendeten Messungen kurz dargestellt.

Weber nutzt in [53] eine 4-achsige Re 4/4 II Lokomotive der Schweizerischen Bundesbahnen, wobei für die Messungen nur die erste Achse angetrieben wird, die letzte Achse die Referenzdrehzahl für die Fahrgeschwindigkeit liefert. Hinter der Lokomotive sind zwei Messwagen und zwei Bremslokomotiven angeordnet. Rad- und Schienenprofile sind nicht angegeben. Die Fahrzeugmasse beträgt etwa 84 [t], was bei einer Gleichverteilung der Aufstandskräfte einer statischen Radaufstandskraft von etwa 100 [kN] entspricht. Die effektiven Radlasten unter Beschleunigung werden rechnerisch bestimmt. Der untersuchte Geschwindigkeitsbereich reicht bis 45 [km/h], also 12.5 [m/s], es wird „beschleunigend“ gemessen. Die Tangentialkräfte im Rad-Schiene Kontakt werden aus der Zughakenkraft der Lok ermittelt, wobei Fahrwiderstand und Trägheit der Lok sowie Steigung des Fahrweges ebenfalls rechnerisch berücksichtigt werden. Der Tangentialkraftwert wird zur Kontrolle mit dem Motorstrom korreliert. Es werden trockene und mit Wasser geschmierte Kontakte untersucht, wobei sich die Messungen auf den Makroschlupfbereich beschränken. Der Mikroschlupfbereich wird nicht aufgelöst.

Fiehn nutzt in [54] eine 6-achsige Drehstrom-Versuchslokomotive (1600 P) der Niederländischen Eisenbahnen mit einer mittig angeordneten Treibachse. Hinter der Lokomotive sind ein Messwagen, ein Reisezug- oder Güterwagen und bei Geschwindigkeiten unter 80 [km/h] bzw. 22.2 [m/s] eine Dieselerlokomotive angeordnet. Die Treibachslast beträgt statisch 20 [t], was einer statischen Radaufstandskraft von etwa 100 [kN]

Autor	Referenz	Versuchsaufbau	Zwischenschicht	Pressung	Rauheit	Geschwindigkeit
Weber, 1966	[53]	Real	X			X
Fiehn, 1979	[54]	Real	X			X
Logston, 1980	[13]	Real	X	X		X
Ohyama, 1982	[14]	Twin-Disc	X	X	X	X
ORE-Bericht B164, 1958	[55]	Real	X	X		X
Weinhardt, 1987	[10]	Real, Zusammenfassung bestehender Messungen		X		X
Ohyama, 1989	[56]	Twin-Disc	X	X		X
Ohyama, 1989	[15]	Twin-Disc	X	X		
Ohyama, 1991	[57]	Twin-Disc	X			X
Zhang, 2002	[17]	Drehgestell auf Rollen	X	X		X
Chen, 2008	[16]	Twin-Disc	X		X	X
Gallardo-Hernandez, 2008	[58]	Twin-Disc	X			

Tabelle 4.1: Verwendete Messungen und die untersuchten Parametereinflüsse aus der Literatur

entspricht. Durch die mittige Anordnung der Treibachse werden Achslaständerungen nur durch das Zughakenmoment verursacht, wobei die Radlaständerung nicht mehr als 1.4% beträgt. Der untersuchte Geschwindigkeitsbereich umfasst 20 bis 140 [km/h] bzw. 5.6 bis 38.9 [m/s]. Die Referenzdrehzahl für die Fahrgeschwindigkeit wird einer nicht angetriebenen Achse entnommen. Die Tangentialkräfte im Rad-Schiene Kontakt werden über das Drehmoment einer Hohlwelle, welche zwischen Getriebe und Radsatz liegt, bestimmt. Die Massenträgheitsmomente aller Glieder zwischen Meßstelle und Radaufstandpunkt werden vernachlässigt, der Fehler mit $\Delta f = 0.004a$ abgeschätzt. Die aufgebrachten Beschleunigungen der Glieder zwischen Meßstelle und Radsatzaufstandpunkt wurden „gering“ gehalten. Alternativ werden die Tangentialkräfte im Rad-Schiene Kontakt aus den Längslenkern, welche die Längskräfte der Treibachse auf das Drehgestell übertragen, gemessen, wobei sich eine sehr gute Übereinstimmung zeigt. Die Zughakenkraft wird im Gegensatz zu den Messungen von Weber für die Auswertung nicht herangezogen, da zusätzlich der Fahrwiderstand berücksichtigt werden müsste, was zu weiteren Ungenauigkeiten führt. Es werden trockene, mit Wasser geschmierte und gesandete Kontakte untersucht, wobei eine pumpengetriebene Bewässerungseinrichtung eingesetzt wird.

Logston nutzt in [13] eine modifizierte, 6-achsige EMD-GMC SD45X Lokomotive. Angetrieben wird entgegen der Standardversion nur das führende Drehgestell, wobei nicht eindeutig festgestellt werden kann, ob nur eine, zwei oder alle drei Achsen angetrieben werden. Hinter der Lokomotive sind ein Messwagen und zwei Bremswägen angeordnet. Die statische Radlast liegt bei etwa 116 [kN] bzw. 171 [kN] bei angehobener Mittelachse des führenden Drehgestells, um die Auswirkung der Normalkraft zu untersuchen. Dynamische Achslaständerungen werden bei der Auswertung rechnerisch berücksichtigt. Rad-Schiene Tangentialkräfte werden aus den Motorströmen durch Antreiben der Treibachse(n) und gleichzeitiges Einbremsen der Bremswägen unter Konstanthalten der Fahrgeschwindigkeit ermittelt. Die Schlüpfen werden „langsam“ aufgebracht. Es werden trockene, mit Wasser und Öl geschmierte Kontaktbedingungen, gesandet und ungesandet, untersucht. Wasser und Öl werden mit einem Pumpensystem auf die Schiene aufgebracht, für die Schmierung mit Öl wird der Dieselkraftstoff der Lokomotive verwendet. Logston gibt an, dass die vertikalen Gleislageabweichungen der Teststrecken von „exzellent“ bis „unter Durchschnitt“ reichen.

Eine Twin-Disc Apparatur, wie in Abbildung 4.1 dargestellt, wird von Ohyama in [14], [15] und [56] genutzt. Die zylindrischen Scheiben haben Durchmesser von 550 und 660 [mm], die größere Scheibe wird angetrieben, die kleinere Scheibe gebremst. Die größere Scheibe ist seitlich angefast um kleine axiale Kontaktlängen und somit höhere Pressungen zu erreichen, die Kontaktbreiten betragen 2 bis 6 [mm]. Unterschiedliche Pressungen von 147 bis 785 [MPa] werden durch Änderung der Normalkraft und der Kontaktbreite erzeugt. Es werden in den Publikationen nur die Pressungen angegeben, nicht die zugehörigen Kontaktbreiten und Normalkräfte. Dies erschwert die Interpretation und Vergleichbarkeit der Ergebnisse mit den Rechnungen, wie in Kapitel 5.5 diskutiert wird. Normal- und Tangentialkräfte werden mittels Kraftmessdosen an der Aufhängung der kleineren Scheibe gemessen. Beide Scheiben bestehen aus S45C Stahl mit 0.45 % Kohlenstoffgehalt. Tangentialkräfte werden in einem Zeitraum von 4-5 [s] aufgebracht. Die Scheiben werden vor jedem Ver-

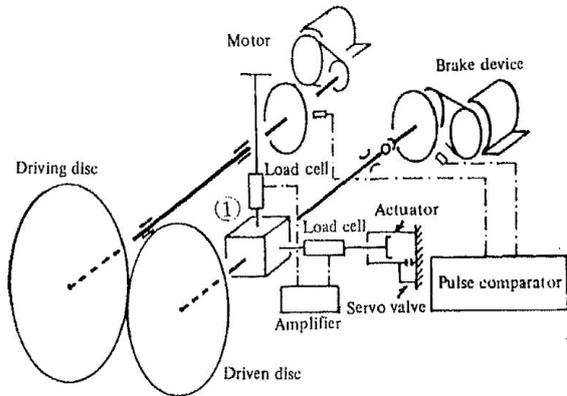


Abbildung 4.1: Schematische Darstellung des Twin-Disc Prüfstandes aus [14].

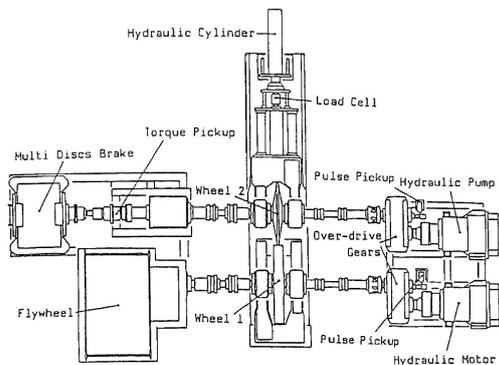


Abbildung 4.2: Schematische Darstellung des Twin-Disc Prüfstandes aus [56].

suchslauf mit Aceton gereinigt. Die untersuchten Geschwindigkeiten betragen 100, 200 und 300 [km/h] bzw. 27.8, 55.6 und 83.3 [m/s], Längsschlüpfе können mit einer Genauigkeit von 0.01 % gemessen werden. Unterschiedliche Oberflächenrauheiten werden durch Schleifen beider Scheiben mit Schleifmitteln unterschiedlicher Körnung vor den Versuchsläufen realisiert. Es werden trockene, mit Wasser und Paraffin geschmierte Kontakte untersucht.

Von 1984 bis 1988 wurden von DB und SNCF umfangreiche Streckenversuche durchgeführt und die Ergebnisse im Anschluss statistisch ausgewertet [55]. Da jedoch die Umgebungsbedingungen variieren, sind diese Ergebnisse entsprechend zu interpretieren.

Eine Twin-Disc Apparatur mit größeren Scheibendurchmessern, wie in Abbildung 4.2 dargestellt, wird von Ohyama in [56] und [57] genutzt. Die zylindrischen Scheiben haben Durchmesser von 730 und 910 [mm], die größere Scheibe wird angetrieben, die kleinere Scheibe gebremst. Die kleinere Scheibe weist eine deutlich kürzere axiale Kontaktlänge auf, die einzig untersuchte, maximale Pressung beträgt 588 [MPa]. Die Tangentialkräfte werden mittels einer Drehmomentmessung an der Welle der gebremsten, kleineren Scheibe aufgenommen. Beide Scheiben bestehen aus STY80 Stahl mit 0.65 % Kohlenstoffgehalt. Die untersuchten Geschwindigkeiten betragen 100 bis 250 [km/h] bzw. 27.8 bis 69.4 [m/s], Längsschlüpfе können mit einer Genauigkeit von 0.01 % gemessen werden. Unterschied-

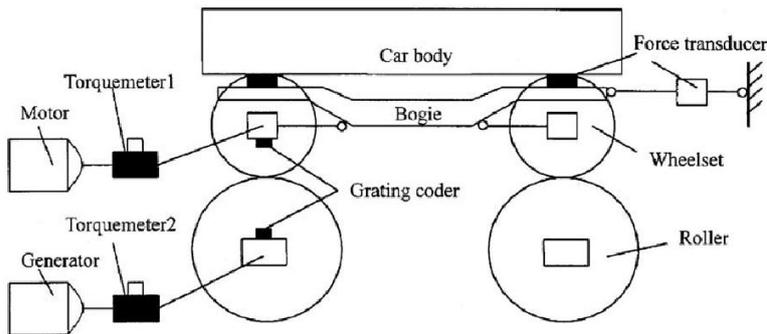


Abbildung 4.3: Schematische Darstellung des Prüfstandes aus [17].

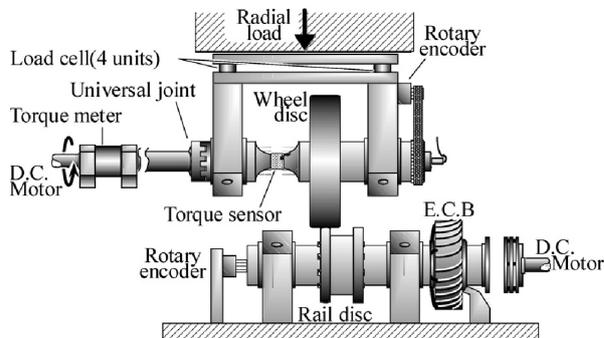


Abbildung 4.4: Schematische Darstellung des Twin-Disc Prüfstandes aus [16].

liche Oberflächenrauheiten werden auch hier durch Schleifen beider Scheiben mit Schleifmitteln unterschiedlicher Körnung vor den Versuchsläufen realisiert. Es werden mit Wasser und Paraffin geschmierte Kontakte untersucht.

Zhang nutzt in [17] ein Drehgestell auf vier Walzen, Abbildung 4.3. Die Walzen weisen einen UIC60 Querschnitt auf, die Radprofile sind, wie auch die verwendeten Materialien von Rädern und Walzen, nicht angegeben. Ein Radsatz wird angetrieben, die zugehörigen Walzen gebremst, wobei die Rotationsgeschwindigkeit des Radsatzes konstant gehalten wird. Die Rad-Schiene Tangentialkräfte werden mittels Drehmomentmessung an der Radsatzwelle gemessen, da durch die konstante Rotationsgeschwindigkeit keine Trägheitseffekte zu berücksichtigen sind. Es werden Radlasten von 22, 33.5, 44, 55 und 67.5 [kN], Geschwindigkeiten bis 280 [km/h] bzw. 77.8 [m/s] und trockene sowie mit Wasser oder Öl geschmierte Kontakte untersucht.

Chen nutzt in [16] eine Twin-Disc Apparatur, Abbildung 4.4. Die größere Radscheibe besteht aus Stahl nach Japanischem Industriestandard für Eisenbahnräder, sie ist zylindrisch mit einem Durchmesser von 300 [mm]. Die kleinere Schienenscheibe ist aus einem Schienensteg herausgeschnitten und weist eine axiale Kontaktrundung von 600 [mm] sowie einen Durchmesser von 170 [mm] auf. Die Normalkraft beträgt 3.5 [kN], damit wird eine maximale Pressung von 751 [MPa] erreicht. Die untersuchten Geschwindigkeiten liegen bei 30-100 [km/h] bzw. 8.3-27.8 [m/s]. Die größere Radscheibe ist angetrieben, die Schienen-

scheibe wird mit einer Wirbelstrombremse (E.C.B) gebremst. Die Dauer einer Bremsung liegt bei circa 4-5 [s]. Der in Abbildung 4.4 erkennbare Gleichstrommotor an der Schienenscheibe ist für die vorliegenden Messreihen entfernt worden. Die Tangentialkräfte werden an der Radwelle mit einem Drehmomentaufnehmer gemessen, die Trägheiten durch Beschleunigung der Radscheibe bei der Auswertung rechnerisch berücksichtigt. Es werden mit Wasser geschmierte Kontaktbedingungen untersucht, wobei die Wassertemperatur variiert wird.

Da bei keiner der ausgewerteten Messungen Zeitschriebe veröffentlicht sind, ist es nicht möglich zu beurteilen, ob die in den Messungen auftretenden Effekte stationärer oder instationärer Natur sind und mit welchen Zeitskalen sie gegebenenfalls verbunden sind. Die vorliegenden Messungen werden daher hinsichtlich der qualitativen Einflüsse von Fahrgeschwindigkeit, Normalkraft, Oberflächenrauheit und Vorhandensein einer fluiden Zwischenschicht ausgewertet und liefern meist übereinstimmende Ergebnisse, wobei auch die quantitativen Werte vergleichbar sind. Generell weichen die gemessenen Kraftschluss-Schlupf Kurven von den mit „klassischen“ Kraftschlussmodellen ermittelten Kurven ab.

Die Messungen zeigen i.a. unter mit Wasser oder Öl geschmierten Bedingungen einen im Vergleich zu trockenen Kontakten deutlich geringeren bis nicht vorhandenen Kraftschlussabfall im Makroschlupf [13, 18, 53, 54, 59], keine eindeutige Auswirkung ist in [17] zu erkennen. Die einzige Abweichung hiervon zeigt sich in [15], ein deutlicher Kraftschlussabfall ist im Makroschlupf unter mit Paraffin geschmierten Bedingungen zu erkennen. Aufgrund der unterschiedlichen Messaufbauten, Mess- und Auswertemethoden ist ein direkter Vergleich nur bedingt zulässig.

4.2 Mikroschlupf und erstes Kraftschlussmaximum

Messungen, welche den Mikroschlupfbereich detailliert auflösen, zeigen übereinstimmend einen geringeren Kraftschluss-Schlupf Gradienten im Mikroschlupf unter Bedingungen mit geringeren Kraftschlussmaxima im Vergleich zu Bedingungen mit höheren Kraftschlussmaxima [14, 15, 54]. Diese Aussage bezieht sich auf reduzierte Kraftschlussmaxima durch Übergang von trocken zu mit Wasser geschmierten Bedingungen, Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit unter mit Wasser geschmierten oder Reduktion der maximalen Flächenpressung unter mit Paraffin geschmierten Bedingungen, Abbildungen 4.5, 4.6 und 4.7. Es kann im weiteren beobachtet werden, dass das erste Kraftschlussmaximum unter mit Wasser oder Öl geschmierten Bedingungen bei wesentlich geringeren Längsschlüpfen auftritt als unter trockenen Bedingungen. Unter mit Wasser geschmierten Bedingungen zeigt sich eine Geschwindigkeitsabhängigkeit dieses Längsschlupfes. Eine Steigerung der Fahrgeschwindigkeiten führt zu einer Sättigung des Kraftschlusses bei geringeren Längsschlüpfen.

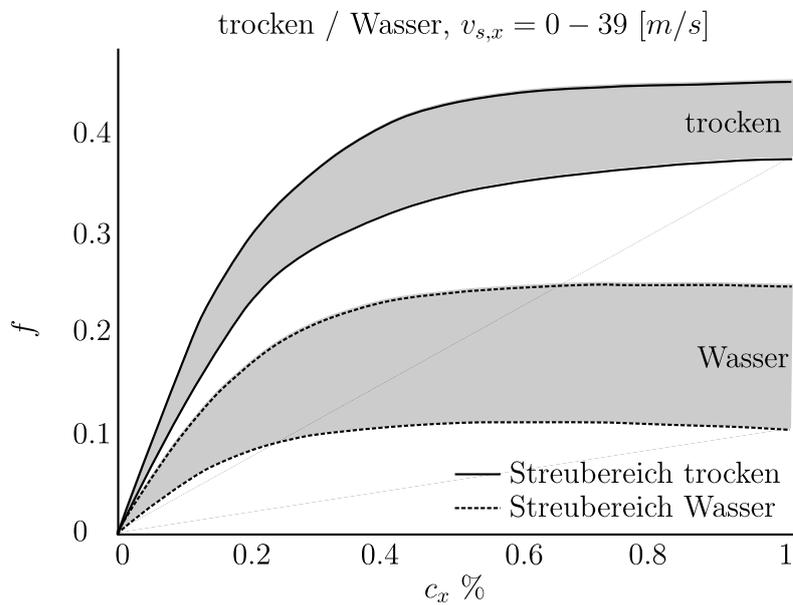


Abbildung 4.5: Kraftschluss-Schlupf Kurven mit ihrem Streubereich für trockene und mit Wasser geschmierte Kontakte, rekonstruiert aus [54].

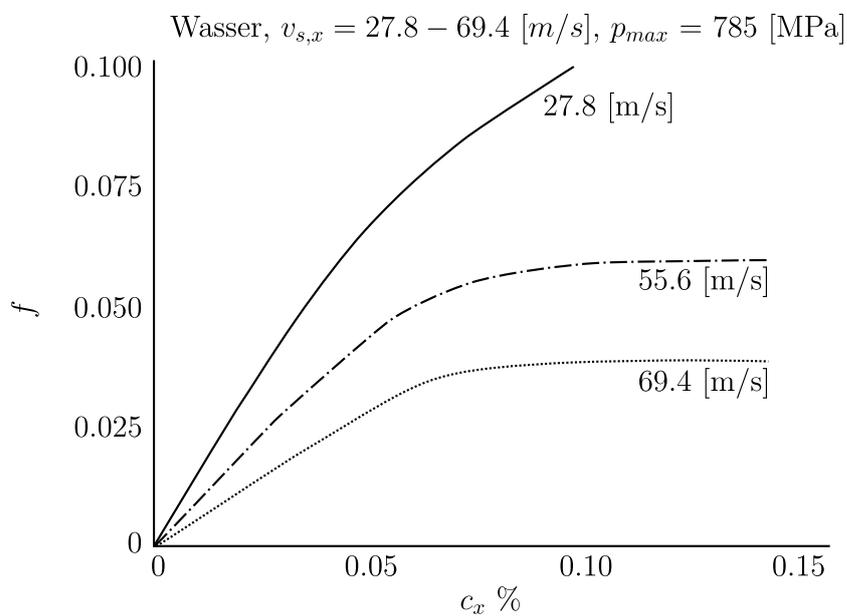


Abbildung 4.6: Kraftschluss-Schlupf Kurven für verschiedene Geschwindigkeiten, mit Wasser geschmierter Kontakt, rekonstruiert aus [14].

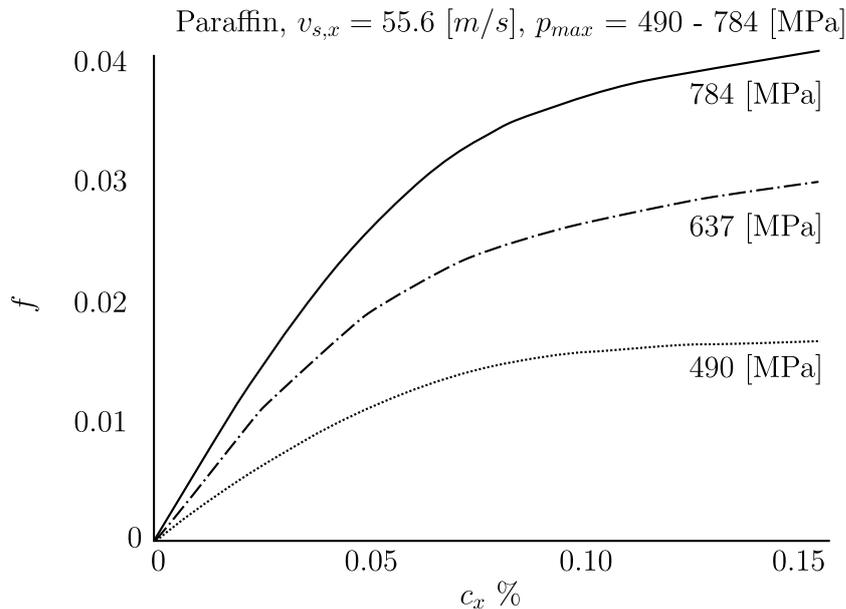


Abbildung 4.7: Kraftschluss-Schlupf Kurven für verschieden maximale Flächenpressungen, mit Paraffin geschmierter Kontakt, rekonstruiert aus [15].

4.3 Zweites Kraftschlussmaximum

Es lässt sich bei Messungen auf der realen Strecke sowohl unter trockenen wie auch mit Wasser geschmierten Bedingungen ein zweites Kraftschlussmaximum im Makroschlupf feststellen [13, 53, 55], Abbildungen 4.8, 4.9, 4.10 und 4.11. Aufgrund des sehr schmalen Bereiches des Mikroschlupfes und der ausgeprägten Kraftschlussstreuung ist der lineare Mikroschlupfast in diesen Abbildungen nicht zu erkennen. Unter mit Öl geschmierten Bedingungen wird das zweite Kraftschlussmaximum nicht mehr gefunden, es zeigt sich ein annähernd konstanter Verlauf des Kraftschlusses im Makroschlupf, Abbildung 4.12.

Das zweite Kraftschlussmaximum tritt im weiteren nur auf, wenn der Schlupf „langsam“ aufgebracht wird, sehr schnell durchlaufene Kraftschluss-Schlupf Kurven zeigen dieses lokale Maximum nicht [13, 55], Abbildung 4.13. Es kann eine Geschwindigkeitsabhängigkeit des Schlupfes, bei dem das zweite Kraftschlussmaximum auftritt, festgestellt werden, Abbildung 4.14.

Abweichend davon kann das zweite Kraftschlussmaximum in [17] in den Ergebnissen nicht identifiziert werden. Die Mechanismen, welche zu diesem lokalen Kraftschlussmaximum führen, sind unbekannt. Es können jedoch mögliche Ursachen festgestellt werden:

- Lokales Maximum der Temperaturabhängigkeit der reibungsrelevanten Materialparameter.
- Änderung der Oberflächentopographie.
- Verdampfen bzw. Abputzen einer Zwischenschicht.

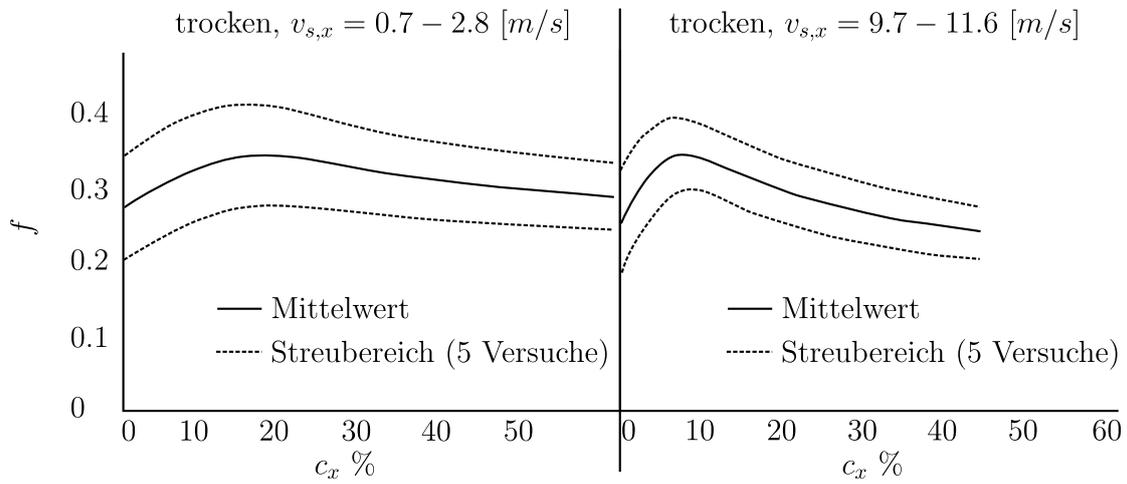


Abbildung 4.8: Kraftschluss-Schlupf-Kurven im Makroschlupf, trockener Kontakt, rekonstruiert aus [53].

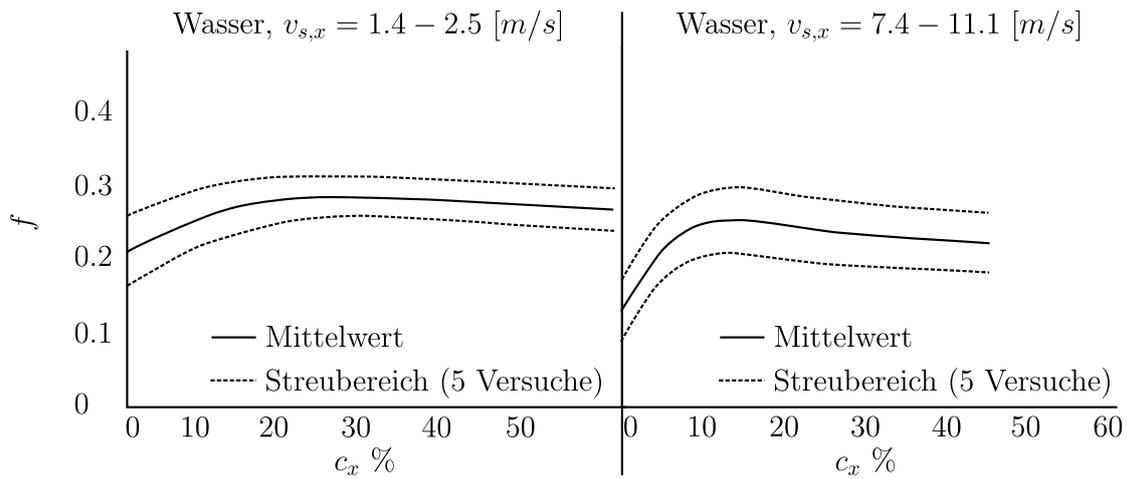


Abbildung 4.9: Kraftschluss-Schlupf-Kurven im Makroschlupf, mit Wasser geschmierter Kontakt, rekonstruiert aus [53].

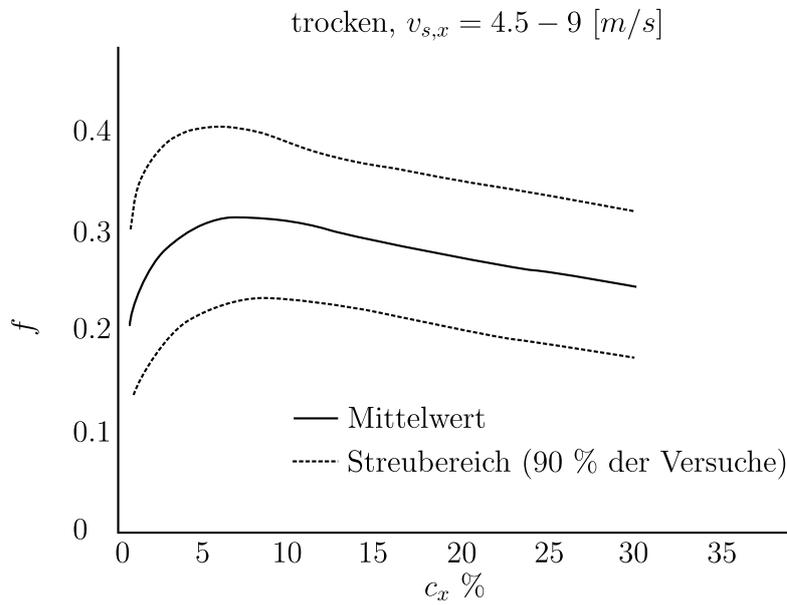


Abbildung 4.10: Kraftschluss-Schlupf-Kurven im Makroschlupf, trockener Kontakt, rekonstruiert aus [13].

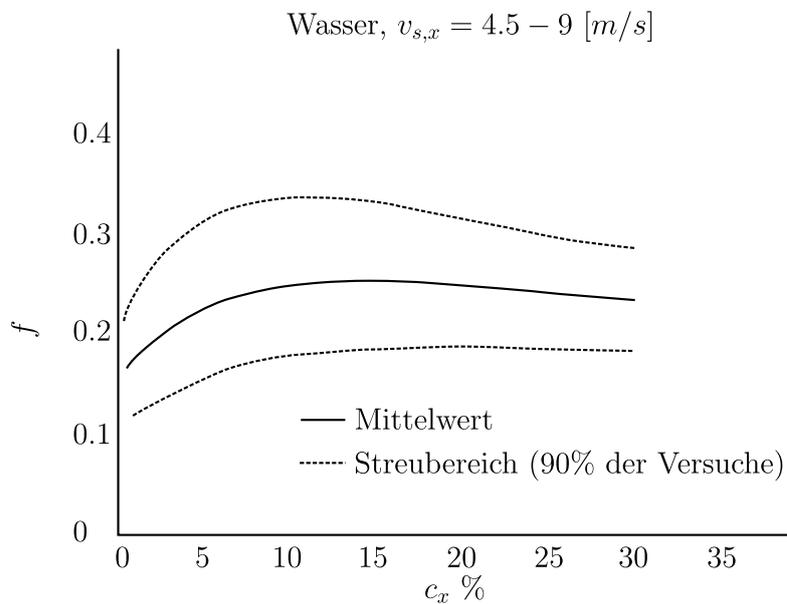


Abbildung 4.11: Kraftschluss-Schlupf-Kurven im Makroschlupf, mit Wasser geschmierter Kontakt, rekonstruiert aus [13].

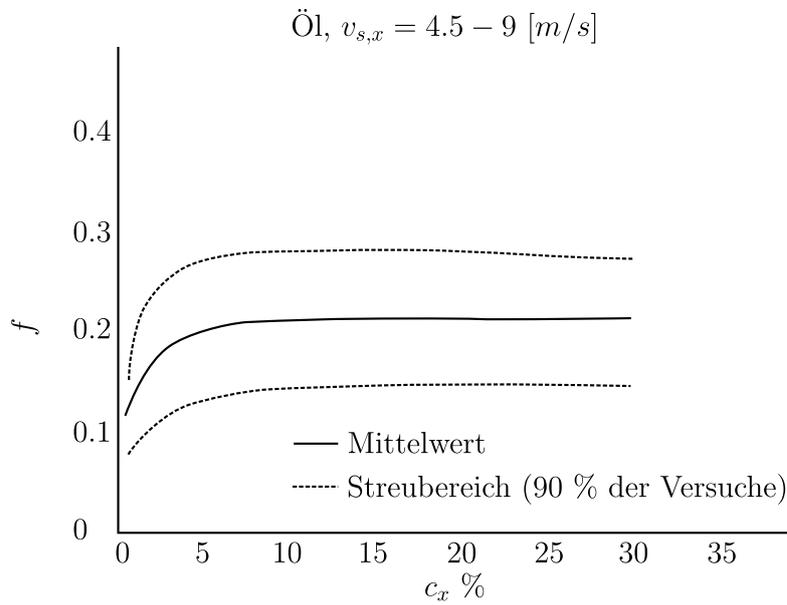


Abbildung 4.12: Kraftschluss-Schlupf-Kurven im Makroschlupf, mit Öl geschmierter Kontakt, rekonstruiert aus [13].

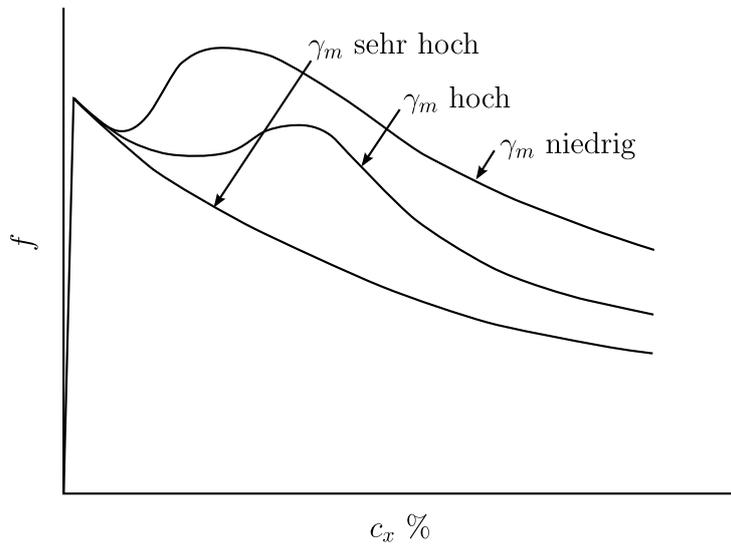


Abbildung 4.13: Kraftschluss-Schlupf Kurven in Abhängigkeit von der Radsatzbeschleunigung γ_m , Kontaktbedingungen unbekannt, rekonstruiert aus [55].

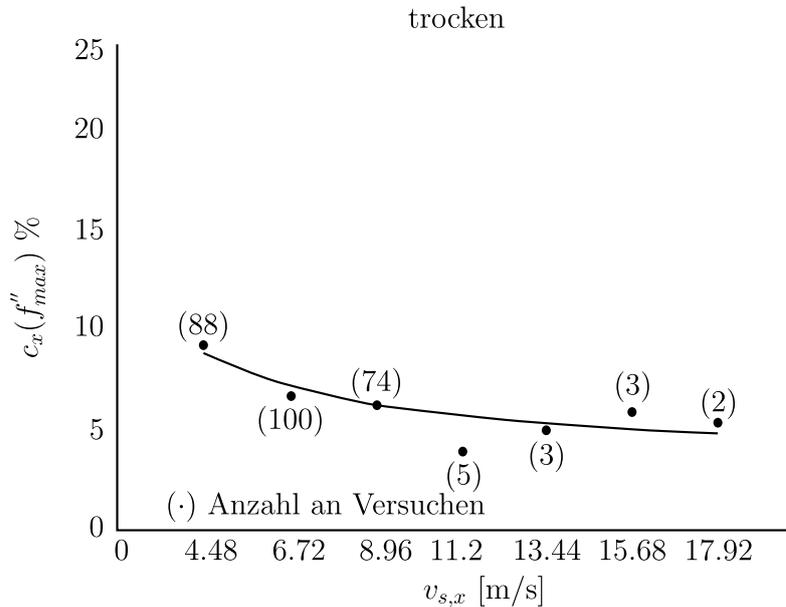


Abbildung 4.14: Geschwindigkeitsabhängiger Längsschlupf c_x bei dem das zweite Kraftschlussmaximums f''_{max} im Makroschlupf auftritt, trockener Kontakt [13].

Eine Änderung der Oberflächentopographie ist in jedem Fall ein instationärer Mechanismus, wie auch ein Verdampfen bzw. Abputzen der Zwischenschicht, welcher im weiteren stark von Schmiermittelmenge und Art des Schmiermittels abhängt.

4.4 Einfluss der Fahrgeschwindigkeit

Unter trockenen Bedingungen zeigt sich kein signifikanter Einfluss der Fahrgeschwindigkeit, es werden keine, geringe Reduktionen bzw. minimale Steigerungen des maximalen Kraftschlusses berichtet [13, 17, 53, 60]. Wie in Abschnitt 4.2 erwähnt, zeigt sich unter mit Wasser oder Öl geschmierten Bedingungen ein früherer Übergang von Mikro- zu Makroschlupf bei Steigerung der Fahrgeschwindigkeit [14, 15]. Ebenso zeigt sich eine in Abschnitt 4.3 besprochene Abhängigkeit des Schlupfes, bei dem das zweite Kraftschlussmaximum auftritt, von der Fahrgeschwindigkeit.

Bei Schmierung des Kontaktes mit Wasser oder Öl lässt sich ein ausgeprägter Abfall des Kraftschlussmaximums mit der Fahrgeschwindigkeit feststellen, der Abfall zeigt dabei einen degressiven Verlauf [14, 17, 18, 53, 54, 55, 57, 59, 60]. Unter Grenzschmierungsbedingungen mit Paraffin zeigt die Fahrgeschwindigkeit keinen Einfluss auf den Kraftschluss [56].

4.5 Einfluss der Pressung

Unter trockenen Bedingungen werden fallende Kraftschlussmaxima mit steigender Normalkraft gefunden [13, 17]. Eine Erhöhung der Pressung durch Änderung von Normalkraft

und Verkleinerung der Kontaktbreite durch Anfasen einer Scheibe des Twin-Disc Apparates führt unter trockenen Bedingungen ebenfalls zu fallenden Kraftschlussmaxima [14].

Unter mit Paraffin geschmierten Bedingungen berichtet [15] von einer Steigerung des Kraftschlusses bei Erhöhung der Pressungen. Eine Abhängigkeit von der Oberflächenrauheit, ob es zu einer Steigerung oder Senkung des Kraftschlussmaximums bei Erhöhung der Normalkraft kommt, berichtet [14] unter mit Wasser geschmierten Bedingungen. Unter Grenzschmierungsbedingungen mit Paraffin zeigt sich kein Einfluss der Pressung auf den Kraftschluss [56]. Diese drei Messungen werden mit Twin-Disc Apparaten durchgeführt, wie in Abschnitt 4.1 beschrieben. Höhere Pressungen werden durch Steigerung der Normalkraft und durch Verkleinerung der axialen Kontaktbreite von 6 bis 2 [mm] durch Anfasen einer Scheibe erreicht. Die Kontaktbreite, welche bei höheren Pressungen manuell verkleinert wird, würde sich im Fall von gleichen, nominellen Geometrien bei Steigerung der Normalkraft vergrößern. Die manuelle Verkleinerung der Kontaktbreite ist nach Ansicht des Autors Grund für die berichteten, steigenden Kraftschlussmaxima unter vollständig geschmierten Bedingungen. Dies kann mit einem erleichterten Abfließen des Fluids im Fall von kleineren Kontaktbreiten argumentiert werden, siehe Abschnitt 5.5.3.

Im Fall von konstanten, nominellen Kontaktgeometrien und Änderung der Normalkraft alleine, berichtet [17] eine Reduktion des maximalen Kraftschlusses bei steigender Normalkraft unter mit Maschinenöl geschmierten Bedingungen.

4.6 Einfluss der Oberflächenrauheit

Unter trockenen Bedingungen zeigt sich keine signifikante Abhängigkeit des Kraftschlusses von einer vorher aufgetragenen Oberflächenrauheit [14]. Es ist jedoch möglich, dass sich speziell unter trockenen Bedingungen durch die eingebrachten Reibleistungen und den resultierenden Verschleiß ein bestimmter Mikrokontakt einstellt, der u.U. von der vorab aufgetragenen Rauheit abweicht.

Den Einfluss der Oberflächenrauheit auf den Kraftschluss unter mit Wasser geschmierten Bedingungen wird in [14, 16] untersucht. Die durch Schleifen vorab aufgetragenen Oberflächenrauheiten zeigen einen Anstieg des erreichbaren Kraftschlusses mit Anstieg der Oberflächenrauheit.

4.7 Kraftschlussstreuung

In den Messungen mit realen Schienenfahrzeugen auf der Strecke ist i.a. eine starke Streuung der aufgenommenen Kraftschlusswerte zu erkennen [13, 54]. Eine übliche These sind stochastische Schwankungen von Eingangsparametern [10], wie z.B. Oberflächenrauheit und Viskosität der fluiden Zwischenschicht [8]. Unter realen Rad-Schiene Kontaktbedingungen variieren neben Oberflächenrauheit und Zwischenschichten zusätzlich die Kontaktparameter durch Gleislagefehler sowie die lokalen Schlüpfen und Normallasten z.B. durch Strukturschwingungen von Fahrzeug und Fahrweg. Im Weiteren sind regelungsinduzierte

Schwingungen nicht auszuschließen. Folgende Größen können stochastische Schwankungen aufweisen und damit zur Kraftschlussstreuung beitragen:

- Oberflächenrauheit
- Eigenschaften der Zwischenschicht
- Normalkraft
 - Abweichungen von Rad- und Schienenprofil (Riffel, Polygonisierung, etc.)
 - Strukturschwingungen
- Starrkörperschlupf
 - Strukturschwingungen
 - Schlupfregelung

Im weiteren wird von einer Frequenzabhängigkeit der Hysterese von Kraftschlusskurven bei oszillierendem Schlupf berichtet, wobei sich die Kraftschlussänderungen mit steigender Frequenz reduzieren [10]. Schlupfoszillationen von 0.6-0.8% mit 4 [Hz] weisen keine Änderungen im Kraftschluss mehr auf. Dies legt nahe, dass der Kraftschluss zeitlich verzögert reagieren kann, was bei sehr hochfrequenten Änderungen der Eingangsparameter Betriebspunkte neben dem stationären Kraftschlussast ermöglicht.

4.8 Einfluss von fluiden Zwischenschichten und Sandung

Das Vorhandensein einer fluiden Zwischenschicht hat einen qualitativen Einfluss auf die untersuchten Parameterabhängigkeiten Normalkraft, Oberflächenrauheit und Fahrgeschwindigkeit. Der direkte Vergleich des maximal erreichbaren Kraftschlusses, unter zusätzlicher Berücksichtigung von Sandung, ist in Tabelle 4.2 ersichtlich. Die zur Verfügung stehenden Publikationen zeigen ein übereinstimmendes Bild.

4.9 Zusammenfassung

Die vorliegenden Messungen aus der Literatur zeigen, dass die Kraftschlusscharakteristik sehr stark von Parametern wie Normalkraft, Fahrgeschwindigkeit, Oberflächenrauheit und dem Vorhandensein einer Zwischenschicht abhängt. Unter Grenzschmierungsbedingungen mit Paraffin werden die Einflüsse von Fahrgeschwindigkeit und Normalkraft weitgehend eliminiert. Dem Einfluss der Normalkraft auf das Kraftschlussmaximum unter mit Wasser oder Öl geschmierten Bedingungen kann kein eindeutiges Verhalten zugeordnet werden, da Normalkraft und nominelle Kontaktgeometrie simultan geändert wurden.

Maximaler Kraftschluss	Schmierung	Referenz				
Hoch	Trocken, gesandet	[13]			[40]	
	Trocken	[13]	[54]	[58]	[40]	[17]
↓	Wasser, gesandet	[13]	[54]			
	Öl, gesandet	[13]				
	Wasser	[13]	[54]	[58]		[17]
	Öl	[13]		[58]	[40]	[17]
	Laub, trocken	[13]		[58]		
Tief	Laub, feucht			[58]		

Tabelle 4.2: Einfluss von Zwischenschichten auf den maximal erreichbaren Kraftschluss.

Kapitel 5

Ergebnisse des erweiterten Rad-Schiene Kraftschlussmodells

5.1 Allgemeines

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse des in dieser Arbeit entwickelten Kraftschlussmodells dargestellt. Alle Berechnungen beziehen sich auf einen UIC60/S1002 Fahrflächenkontakt, Abbildung 5.1. Die gewählten Kontaktradien sind für das Rad $R_{r,x} = 0.46$ [m], $R_{r,y} = 0.3$ [m] und für die Schiene $R_{s,x} = \infty$, $R_{s,y} = 0.5$ [m]. Die Parameter der Berechnung sind, wenn nicht anders angegeben, Tabelle 5.1 zu entnehmen. Es ergibt sich für den mit Wasser geschmierten Kontakt ein Gebiet von positivem Fluiddruck, welches sich nicht auf die gesamte Kontaktzone ausbreitet, Abbildung 5.2. Die dadurch verursachte Mikroanhebung des Kontaktes führt zu einer Verringerung des metallischen Normalkontaktdruckes in diesem Bereich, Abbildung 5.3. Die Mikroanhebung führt auch zu einer Vergleichmässigung und Ausbreitung des Fluiddruckes stromabwärts. Der druckinduzierte Fluidstrom transportiert zusätzliche Fluidmasse in den Auslassbereich des Kontaktes, in welchem in Strömungsrichtung ansteigende Kammervolumina auftreten. Ab einer gewissen Position stromabwärts ist in diesem Fall der druckinduzierte Fluidstrom nicht mehr stark genug um die Kammern zu „befüllen“, es entsteht ein Grenzschmierungsgebiet, Ab-

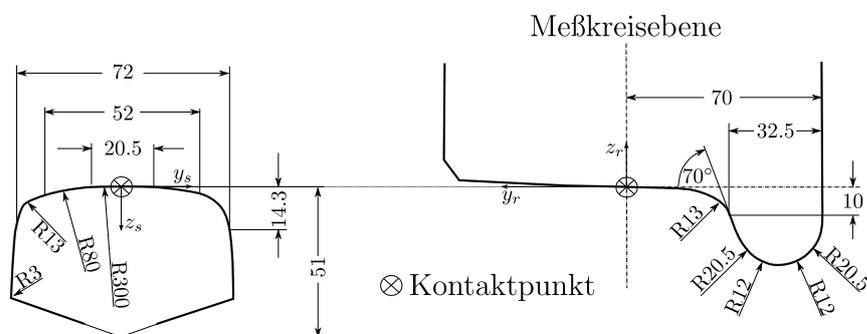


Abbildung 5.1: Schienenprofil UIC60 und Radprofil S1002, rekonstruiert aus [28].

Nominelle Kontaktgeometrie	UIC60/S1002, Fahrfläche
Normalkraft F_n	100 [kN]
Fahrgeschwindigkeit $v_{s,x}$	30 [m/s]
Rauheitsparameter k_r	0.3
Schmierung	trocken oder Wasser
Viskosität des Wassers η	1 [mPas]
Grenzschmierungs-Reduktionskoeffizient von Wasser k_b	0.4
Asperitenauftretenswahrscheinlichkeit auf Basishöhe Φ_b	0.9995
Strömungswiderstandsfaktoren ζ_x, ζ_y	1.0

Tabelle 5.1: Gewählte Parameter der vorliegenden Berechnungen. Abweichungen sind explizit im Text angegeben.

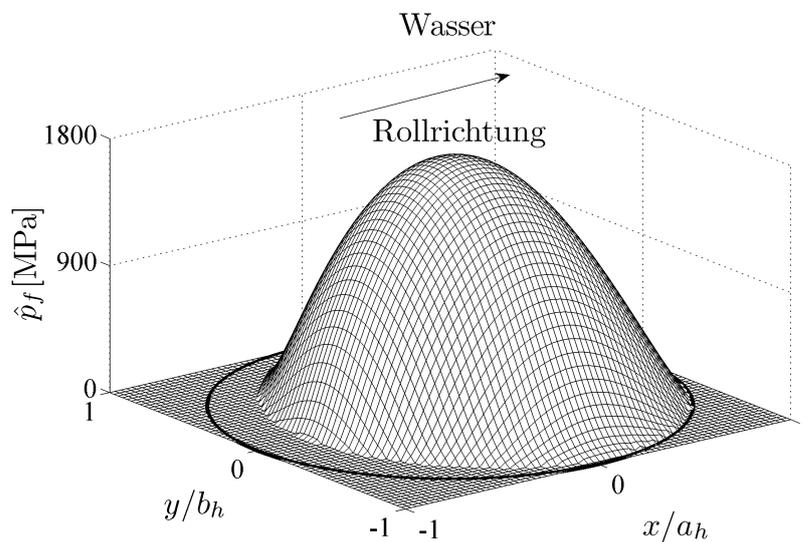


Abbildung 5.2: Fluiddruckverteilung \hat{p}_f , reines Rollen, mit Wasser geschmierter Kontakt.

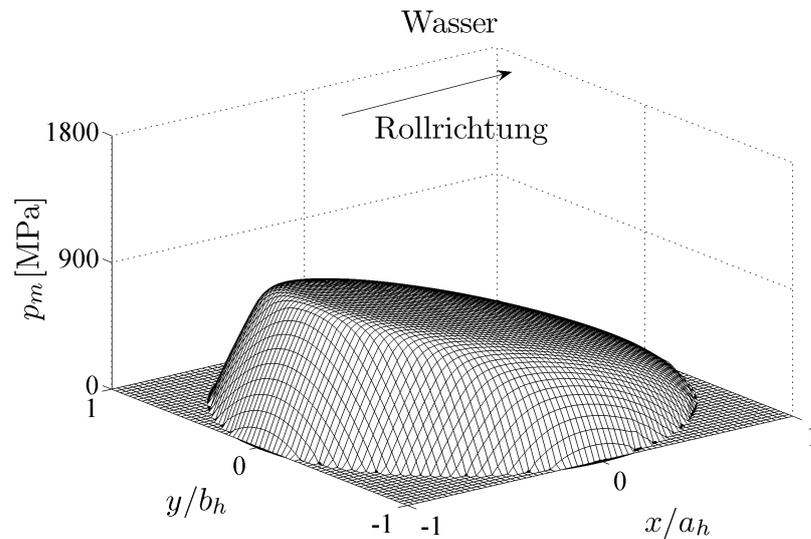


Abbildung 5.3: Nomineller, metallischer Normalkontaktdruck p_m , reines Rollen, mit Wasser geschmierter Kontakt.

bildung 5.4. Wenn die initiale Fluidhöhe sehr gering ist, kann auch im Einlaufbereich ein weiteres, lokales Grenzschmierungsgebiet entstehen. Die metallische Kontaktfläche verteilt sich proportional der nominellen, metallischen Normalkontaktspannung. Im Bereich des positiven Fluiddruckes kommt es zu einer Absenkung des Reibkoeffizienten, da die metallische Kontaktfläche nicht mehr proportional mit der nominellen Normalkraft ansteigt. Dieser Effekt entfällt im Grenzschmierungsgebiet, hier zeigt sich ein annähernd konstanter Verlauf des Reibkoeffizienten, Abbildung 5.5.

Unter trockenen und geschmierten Bedingungen ergeben sich Unterschiede im erreichbaren Kraftschluss im Vergleich zur „klassischen“ Modellierung, welche einen vorzugebenden, konstanten Reibkoeffizienten zugrundelegen. Den Einfluss von Querschlüpfen auf den ausnutzbaren Kraftschluss in Längsrichtung und umgekehrt für trockene und mit Wasser geschmierte Bedingungen kann in Abbildung 5.6 im Vergleich zu „klassischen“ Kraftschlussmodellen gesehen werden. Unter Annahme eines konstanten Reibkoeffizienten, wie es einem „klassischen“ Kraftschlussmodell entspricht, ergibt sich ein deutlich geringerer Einfluss des Querschlupfes auf den ausnutzbaren Kraftschluss in Längsrichtung als unter Anwendung des hier vorgestellten Modells. Der stärkere Abfall des Kraftschlusses in Längsrichtung bei Querschlupf und umgekehrt resultiert aus den gesteigerten Kontakttemperaturen bei kombiniertem Längs- und Querschlupf. Die Kopplung des Kraftschlusses in Längsrichtung an den Querschlupf ist somit maßgeblich an Parameter wie z.B. Fahrgeschwindigkeit oder Schmierungsstatus des Kontaktes, welche die Kontakttemperaturen steuern, gebunden. Unter mit Wasser geschmierten Bedingungen ergibt sich durch die reduzierten Kontakttemperaturen ein den „klassischen“ Kraftschlussmodellen ähnliches Bild. Die Absolutposition des Kraftschlusskoeffizienten ist jedoch im Gegensatz zu den „klassischen“ Modellen

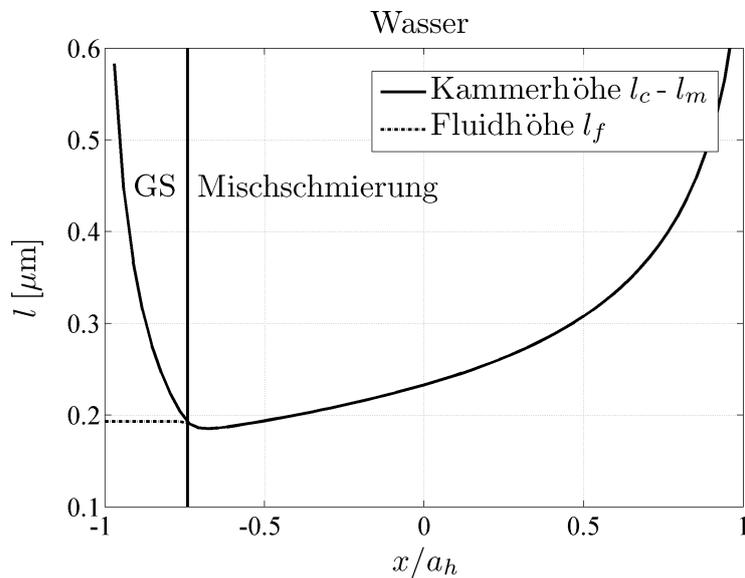


Abbildung 5.4: Kammerhöhe $l_c - l_m$ und resultierende Fluidhöhe l_f im $y=0$ Schnitt, schlupffreies Rollen, mit Wasser geschmierter Kontakt. GS indiziert das Grenzschmierungsgebiet.

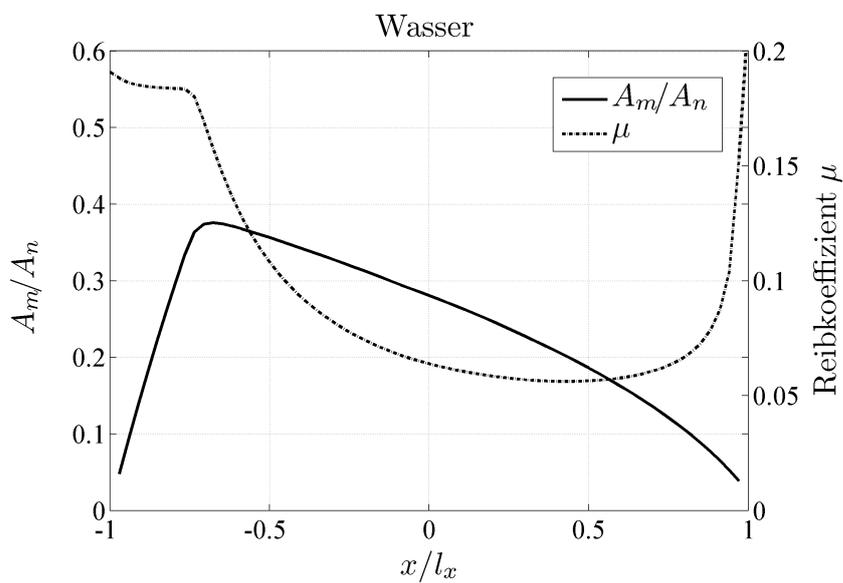


Abbildung 5.5: Relative, metallische Kontaktfläche A_m/A_n und Reibkoeffizient μ im $y = 0$ Schnitt, schlupffreies Rollen, mit Wasser geschmierter Kontakt.

maßgeblich von Eingangsparametern wie Fahrgeschwindigkeit, Normalkraft, Oberflächenrauheit, Art des Fluids usw., abhängig.

Schmierung des Kontaktes mit Wasser oder Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit wirkt sich in quantitativen und qualitativen Unterschieden des Kraftschluss-Schlupf Verlaufes aus, Abbildung 5.7. Der Abfall des Kraftschlusses im Makroschlupf unter trockenen Bedingungen wird durch den temperaturbedingten Abfall der Versagensspannung verursacht. Bei Erhöhung der lokalen Reibleistungen durch z.B. Steigerung der Fahrgeschwindigkeit oder der Normalkraft, ergeben sich somit noch ausgeprägtere Kraftschlussreduktionen im Makroschlupf als in dieser Abbildung dargestellt. Das zweite Kraftschlussmaximum resultiert, wie bereits in Abschnitt 3.8 besprochen, aus der lokalen Anomalie der Temperaturabhängigkeit der Versagensspannung, basiert in diesem Modell also auf einem stationären Temperaturmechanismus. Dies ist auch der Grund, wieso das zweite Kraftschluss-Maximum unter den dargestellten, geschmierten Bedingungen nicht auftritt, die Kontakttemperaturen sind zu gering. Unter geschmierten Bedingungen erfolgt ein deutlich früherer Übergang von Mikro- zu Makroschlupf, resultierend aus der stark reduzierten, nominellen Haftgrenzverteilung im Kontakt. Dies steht in Übereinstimmung mit den Messungen, siehe Abschnitt 4.2. Wenn bei einem festen Betriebspunkt im Mikroschlupf die nominelle Haftgrenze durch z.B. fluide Schmierung reduziert wird, kann dieser Betriebspunkt in den Makroschlupf wechseln bzw. sich diesem nähern, Abbildung 5.8. Unter trockenen Bedingungen wirkt hauptsächlich die Temperatur mindernd auf die lokalen Reibkoeffizienten, unter geschmierten Bedingungen dominieren Mikroschmierung und Mikroanhebung durch positiven Fluiddruck im Mischschmierungsgebiet.

Im folgenden Abschnitt werden die im Rahmen dieses Modells identifizierten, kraftschlussmodifizierenden Mechanismen dargestellt. Sie werden, soweit möglich, isoliert betrachtet.

5.2 Kraftschlussmodifizierende Mechanismen

5.2.1 Temperatur

Im Rad-Schiene Kontakt können, wenn Reibkräfte übertragen werden, sehr hohe Reibleistungen in der Kontaktzone auftreten. Die daraus resultierenden Temperaturüberhöhungen können in Grenzfällen die Schmelztemperatur des Stahls erreichen. Unter Anwendung des hier vorgestellten Kraftschlussmodells ergibt sich bereits bei geringen Temperaturüberhöhungen eine „Aufweichung“ des Mikrokontaktes, wobei anhand der gewählten Materialparameter, Abschnitt 3.8, die Versagensspannung der Asperitenkontakte stärker abfällt als die Asperitenhärte, welche für die Ausbildung der metallischen Kontaktfläche maßgeblich ist. Dadurch ergeben sich mit steigender Temperatur abfallende, lokale Reibkoeffizienten und im Makroschlupf folglich sinkende Kraftschlusskoeffizienten.

Im vorliegenden Modell ist die Temperaturüberhöhung und die damit verbundenen Änderungen der Materialparameter des Mikrokontaktes der maßgebliche Mechanismus des fallenden Kraftschlussastes bei steigendem Schlupf. Unter geschmierten Bedingungen er-

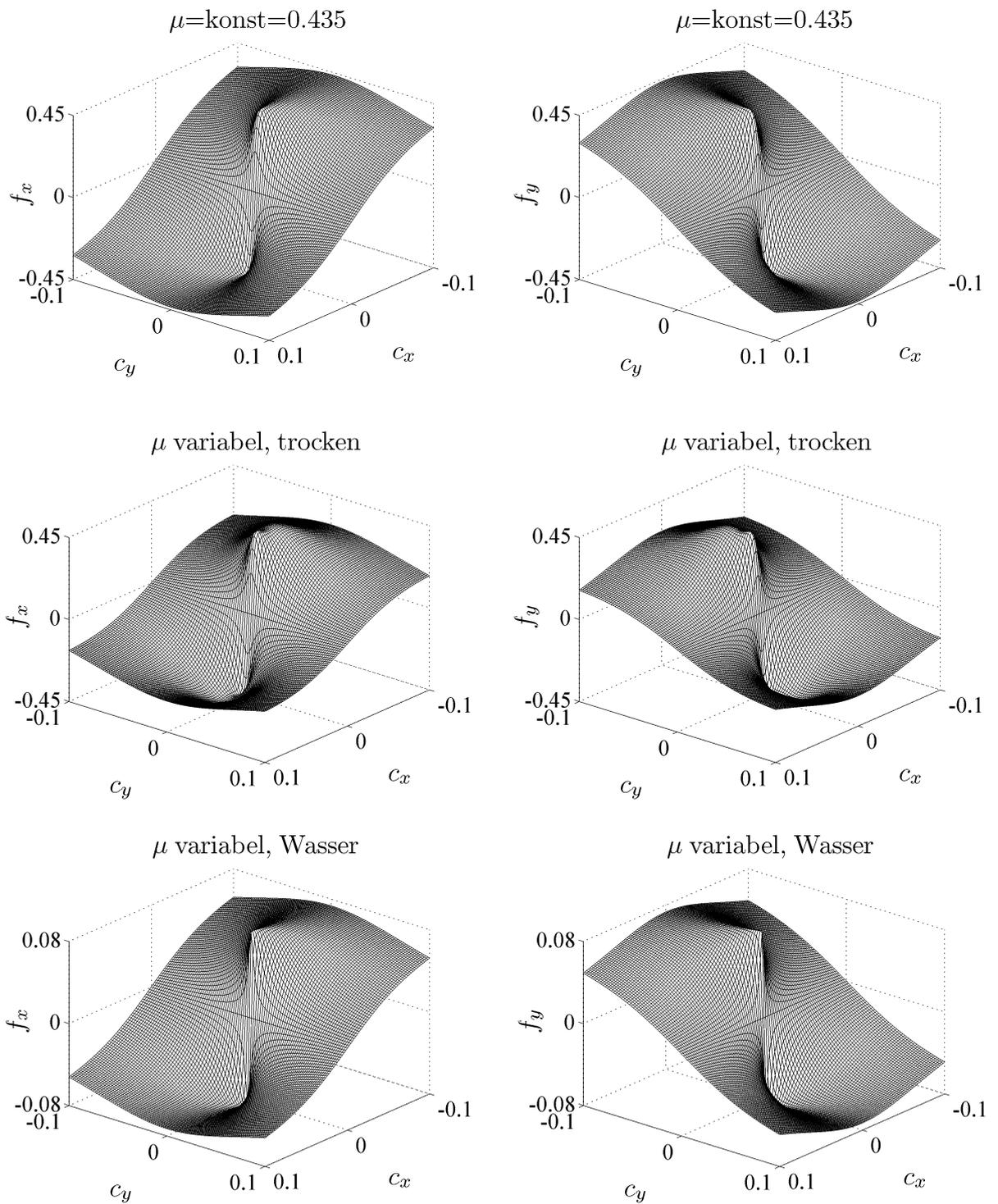


Abbildung 5.6: Normierte Längsreibkraft f_x und Querreibkraft f_y für konstanten und nach dem vorliegenden Modell variablen Reibkoeffizienten in der Kontaktzone, trockener und mit Wasser geschmierter Kontakt.

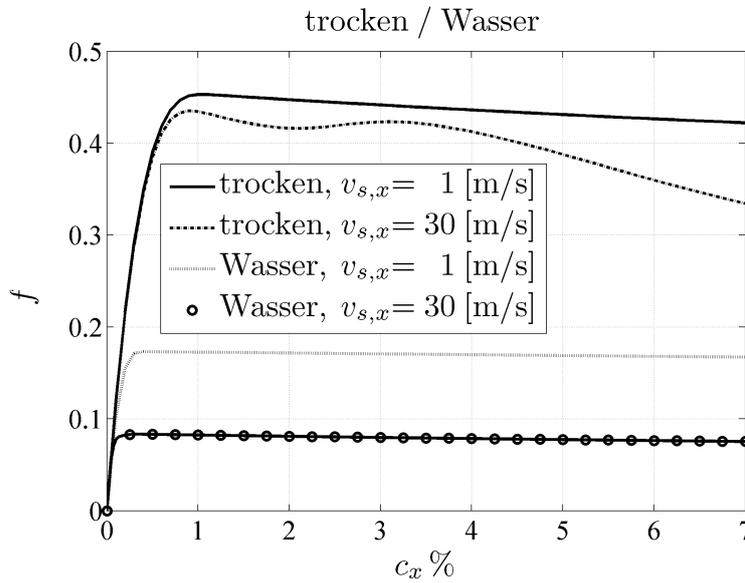


Abbildung 5.7: Kraftschluss-Schlupf Kurven, trockener und mit Wasser geschmierter Kontakt.

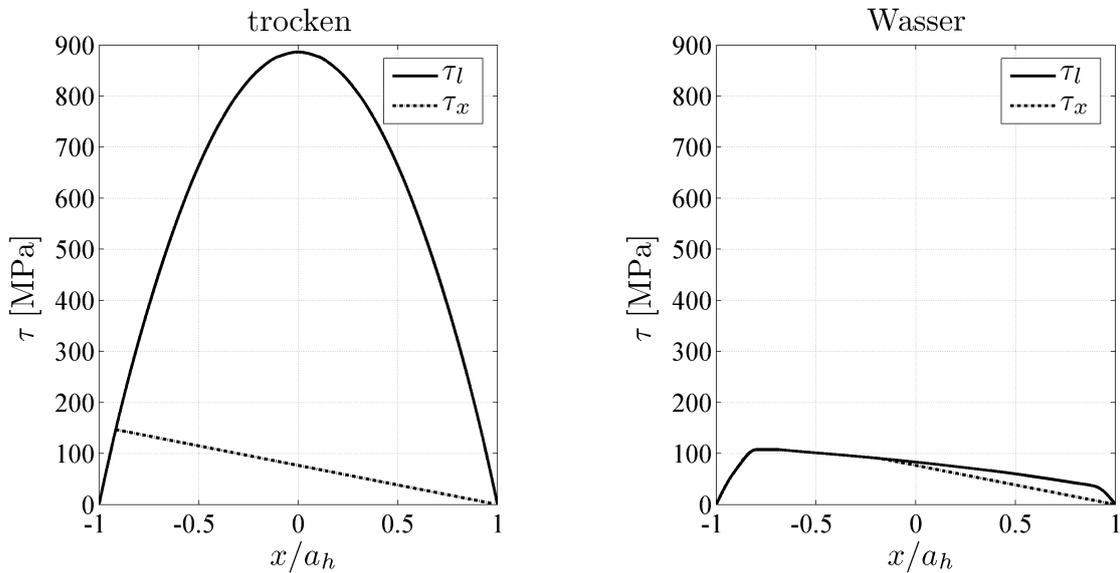


Abbildung 5.8: Verlauf der nominellen Tangentialspannung τ_x und der nominellen Haftgrenze τ_l im $y = 0$ Schnitt, 0.05% c_x , trockener und mit Wasser geschmierter Kontakt.

gibt sich aufgrund der stark reduzierten Kontakttemperaturen somit ein wesentlich weniger ausgeprägter Abfall des Kraftschlusskoeffizienten, Abbildung 5.9. Abbildung 5.10 zeigt die zu Stelle I und II bei 0.5% bzw. 5% Längsschlupf (c_x) zugehörigen Verteilungen von nomineller Haftgrenze τ_l , nomineller Tangentialspannung τ_x und Temperatur im $y = 0$ Schnitt. Unter trockenen Bedingungen und bei 0.5% c_x ist noch der mit klassischen Kraftschlussmodellen vergleichbare, parabolische Verlauf der nominellen Haftgrenze zu erkennen. Die Temperaturüberhöhungen im Kontakt sind mit etwas über 100°C im Auslaufbereich noch moderat. Bei 5% c_x weicht die Verteilung der nominellen Haftgrenze bereits deutlich von dem sonst üblichen, parabolischen Verlauf ab. Dies resultiert aus den gesteigerten Kontakttemperaturen und den damit verbundenen Änderungen des lokalen Reibkoeffizienten. Die Verteilung der lokalen Gleitgeschwindigkeiten wird dadurch maßgeblich beeinflusst, was wiederum die Verteilung der Temperatur bestimmt. Unter mit Wasser geschmierten Bedingungen befindet sich bereits der Stelle I mit 0.5% c_x im Makroschlupf, was auf die signifikant reduzierten, nominellen Haftgrenzen zurückzuführen ist. Die Reduktion der nominellen Haftgrenze ist in diesem Fall nicht auf die Kontakttemperaturen zurückzuführen, das Maximum liegt deutlich unter 50 [°C]. Es sind die Mechanismen der Grenzschmierung und der Mikroanhebung durch den Fluiddruck in der Kontaktzone, welche den abweichenden Verlauf von der nominellen Haftgrenze verursachen. Bei 5% c_x weist die Temperatur bereits Maximalwerte von knapp unter 250 [°C] auf. Man kann eine im Vergleich zur Berechnung mit 0.5% c_x abgeschwächte, nominelle Haftgrenze vor allem im Auslaufbereich der Kontaktzone, wo die maximalen Temperaturen auftreten, erkennen. Der Einfluss der Temperatur ist für den mit Wasser geschmierten Fall jedoch deutlich geringer als unter trockenen Bedingungen.

Die Temperaturverteilung bei 1% c_x und überlagertem Bohrschlupf von 2 [m⁻¹] c_s ist in Abbildung 5.11 ersichtlich. Die Verteilung des lokalen Reibkoeffizienten zeigt ein qualitativ ähnliches Bild, Abbildung 5.12, da der Temperaturbereich des lokalen Maximums der Versagensspannung noch nicht erreicht ist. Bei einer Steigerung des Längsschlupfes auf 3% zeigt sich, bedingt durch die wesentlich höheren Kontakttemperaturen, eine deutlich veränderte Verteilung der lokalen Reibkoeffizienten, Abbildungen 5.13 und 5.14. Dies resultiert aus dem lokalen Maximum der Versagensspannung bei Steigerung der Temperatur. Diese lokale Variation des Reibkoeffizienten ist jedoch zu gering, um die nominelle Haftgrenzverteilung soweit abzuändern, dass lokale Haftzonen hinter bereits initiierten Gleitbereichen entstehen.

Ohne Berücksichtigung des Temperatureinflusses auf die Materialeigenschaften und damit den lokalen Reibkoeffizienten ist ein linearer Anstieg der maximalen Kontakttemperatur mit steigendem Schlupf und damit der Reibleistung zu erwarten. Die berechneten Maximaltemperaturen legen unter trockenen Bedingungen und Schlüpfen im Bereich von 10% bereits ein Aufschmelzen des Materials in der Kontaktzone nahe, was den betrieblichen Erfahrungen widerspricht. Auf Basis des vorliegenden Modells bewirkt der fallende Kraftschluss mit steigender Temperatur einen degressiven Verlauf der Temperaturüberhöhung, wodurch kritische Temperaturen in einem größeren Schlupfbereich vermieden werden, Abbildung 5.15. Es kann also ein wesentlich grösserer Bereich an Betriebszuständen in Hinblick auf maximal zulässige Temperaturen im Kontakt zugelassen werden, als es nach der

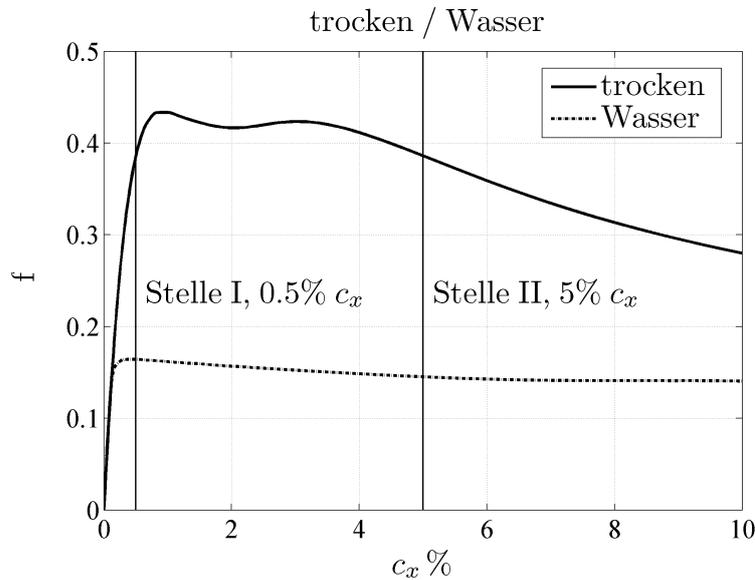


Abbildung 5.9: Kraftschlusskurven für trockenen und mit Wasser geschmierten Kontakt. Die zu Stelle I und II zugehörigen Tangentialspannungs-, Haftgrenz- und Temperaturverläufe sind in Abbildung 5.10 ersichtlich.

Anwendung von klassischen Kraftschlussmodellen zu erwarten wäre. Der im Bereich von 2% bis 3% c_x progressive Maximaltemperaturverlauf bei der Berechnung mit variablen Reibkoeffizienten wird durch das lokale Versagensspannungsmaximum verursacht.

Bei langen Traktions- und Bremsvorgängen kann sich die Randzone der Radscheibe sehr stark erwärmen. Auswirkungen auf den Kraftschluss und die Form der Kraftschluss - Schlupf Kurven ist in diesem Fall jedoch nur bei sehr starken Erwärmungen der Randzone des Rades zu erwarten. Es zeigt sich eine temperaturinduzierte Verschiebung des zweiten Kraftschlussmaximums hin zu kleineren Schlüpfen, da das lokale Versagensspannungsmaximum bei kleineren Schlüpfen erreicht wird, Abbildung 5.16. Der deutlich geringere Kraftschluss beim Übergang von Mikro- zu Makroschlupf im Fall von $T_r=300$ [°C] im Gegensatz zu den um je 300 [°C] kälteren bzw. wärmeren Randzonen des Rades ergibt sich daraus, dass in diesem Fall im Bereich von etwas unter 1% c_x das lokale Minimum der Versagensspannung erreicht wird.

5.2.2 Mikroschmierung

Wie bereits in Abschnitt 3.7 besprochen, erfolgt die Mikroschmierung der Asperitenkontakte durch adsorbierte, monomolekulare Fluidschichten, Verschmutzungen und Verschleißpartikel. Da es für den Fall einer Fluidschmierung keinen Zusammenhang zwischen der Reduktion der Versagensspannung der Asperitenkontakte mit den makroskopischen Fluideigenschaften gibt, wird sie über den empirisch einzustellenden Grenzschmierungs-Reduktionskoeffizienten k_b abgebildet. Die Mikroschmierung verursacht somit einen Ab-

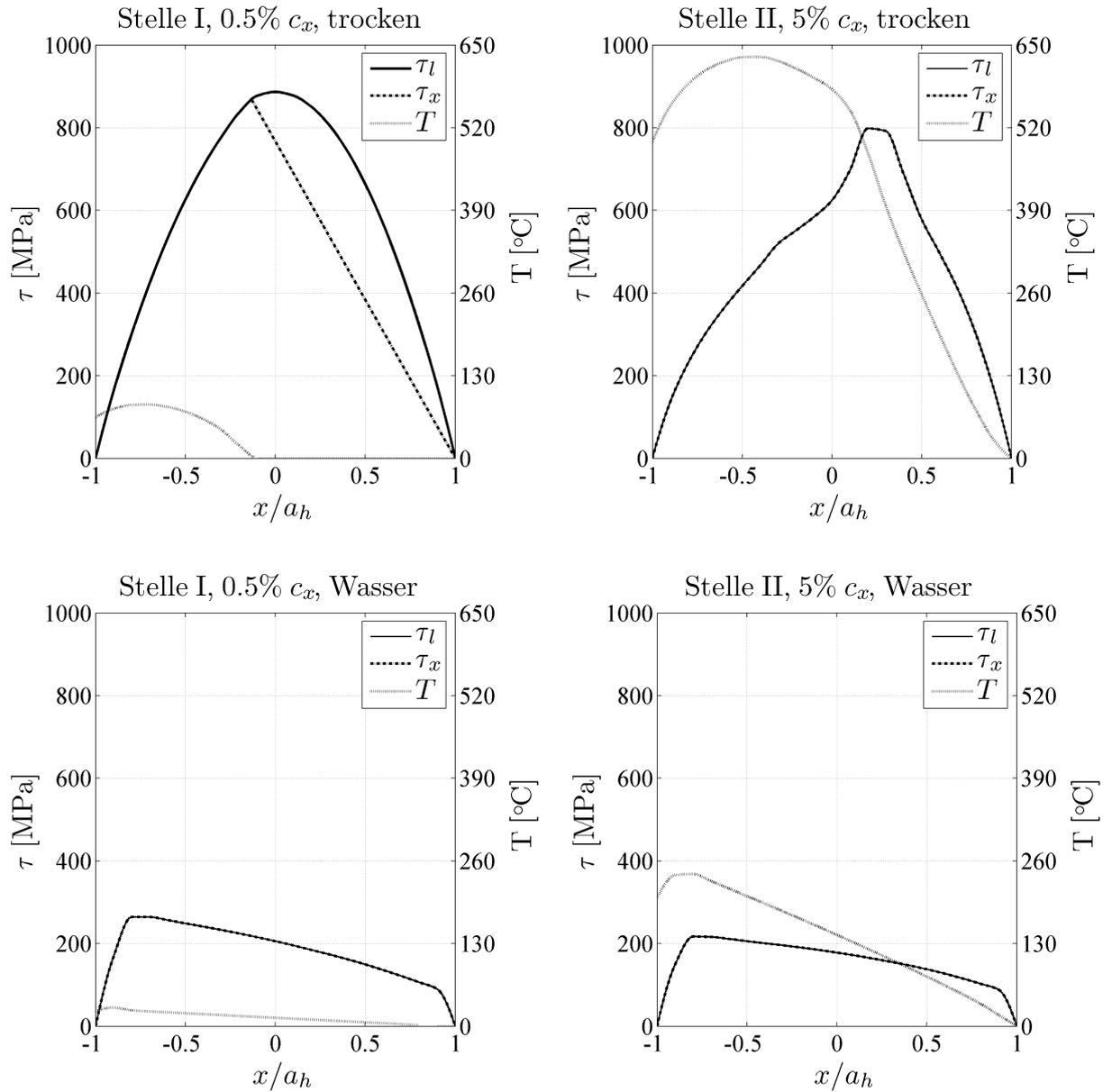


Abbildung 5.10: Nominelle Haftgrenze τ_l , nominelle Tangentialspannung τ_x und Temperaturprofil im $y = 0$ Schnitt bei Stelle I, 0.5% Längsschlupf und Stelle II, 5% Längsschlupf aus Abbildung 5.9, trockener und mit Wasser geschmierter Kontakt.

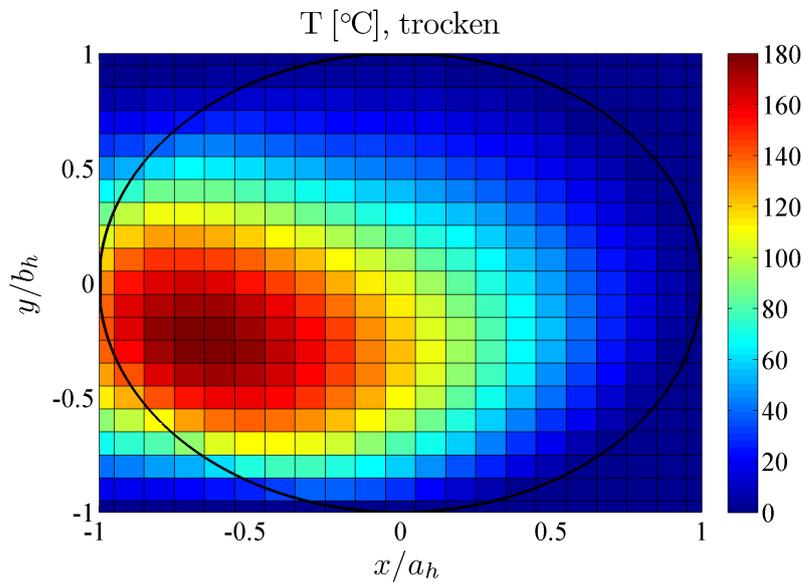


Abbildung 5.11: Temperaturverteilung in Kontaktzone, 1% Längsschlupf, 2 [m⁻¹] Bohrschlupf, trockener Kontakt.

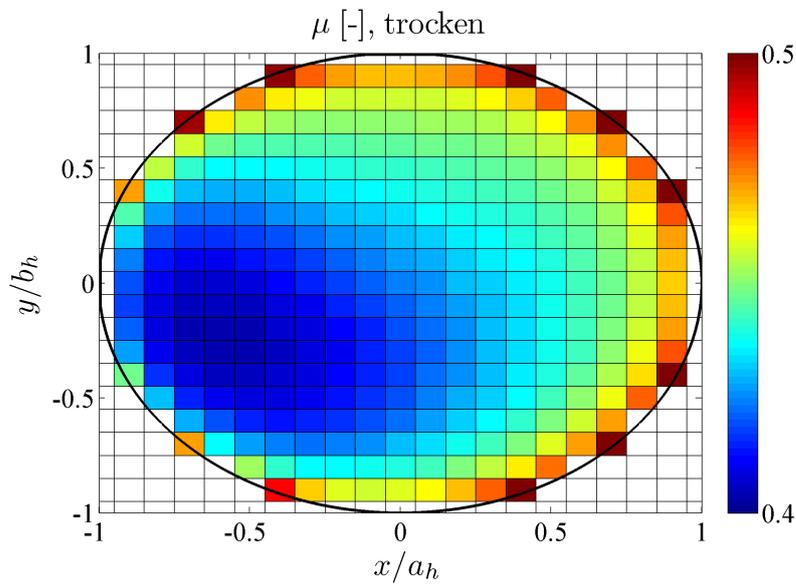


Abbildung 5.12: Verteilung des Reibkoeffizienten in Kontaktzone, 1% Längsschlupf, 2 [m⁻¹] Bohrschlupf, trockener Kontakt.

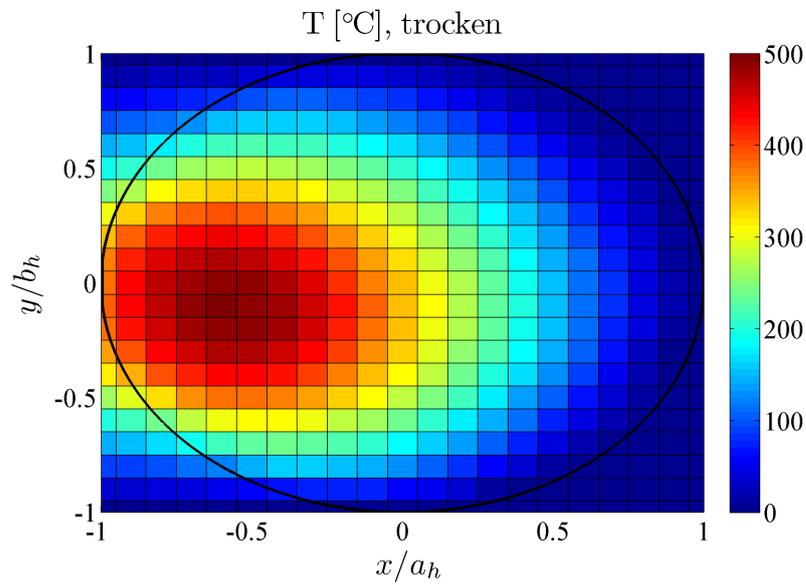


Abbildung 5.13: Temperaturverteilung in Kontaktzone, 3% Längsschlupf, 2 [m⁻¹] Bohrschlupf, trockener Kontakt.

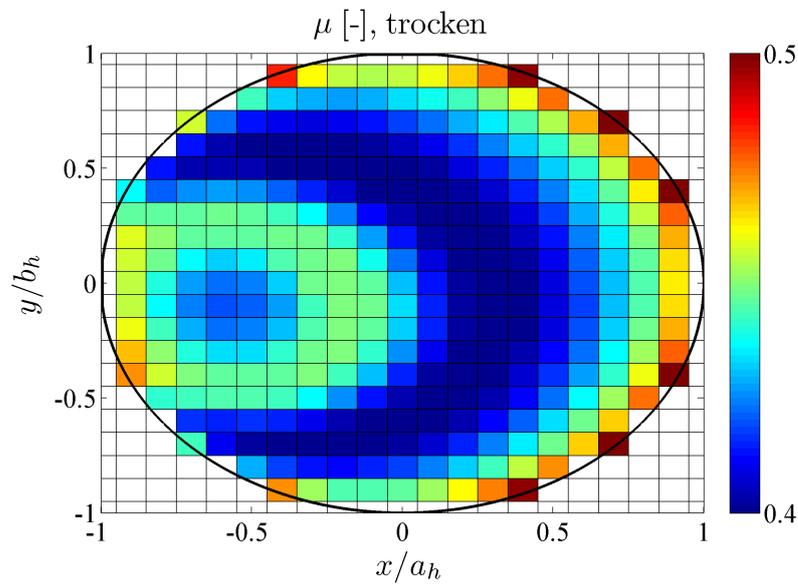


Abbildung 5.14: Verteilung des Reibkoeffizienten in Kontaktzone, 3% Längsschlupf, 2 [m⁻¹] Bohrschlupf, trockener Kontakt.

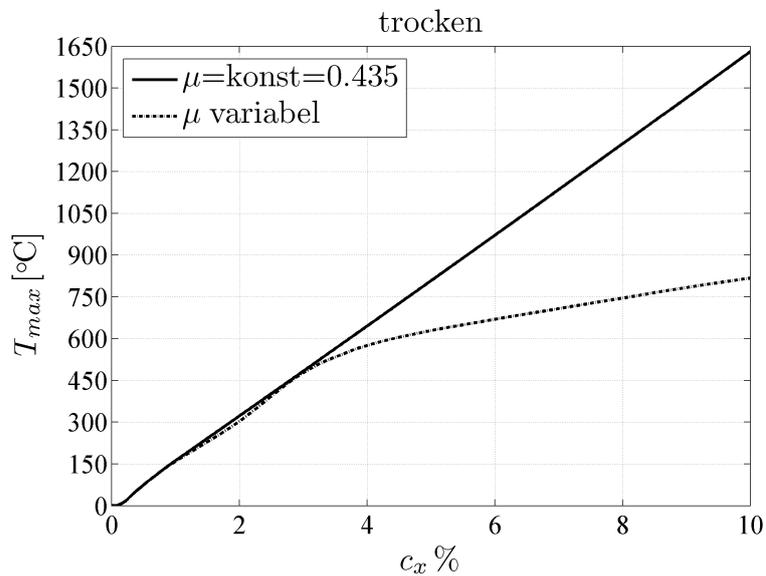


Abbildung 5.15: Maximaltemperatur in Kontaktzone mit konstanten und nach dem entwickelten Modell variierenden Reibkoeffizienten in der Kontaktzone, trockener Kontakt.

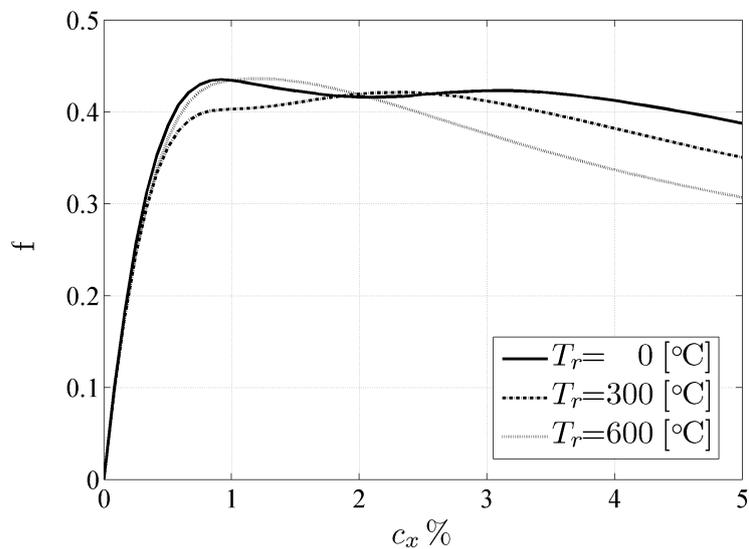


Abbildung 5.16: Kraftschluss - Schlupf Kurven bei unterschiedlichen, globalen Radtemperaturen, trockener Kontakt. Die globalen Radtemperaturen müssen nur in der Randzone des Rades auftreten.

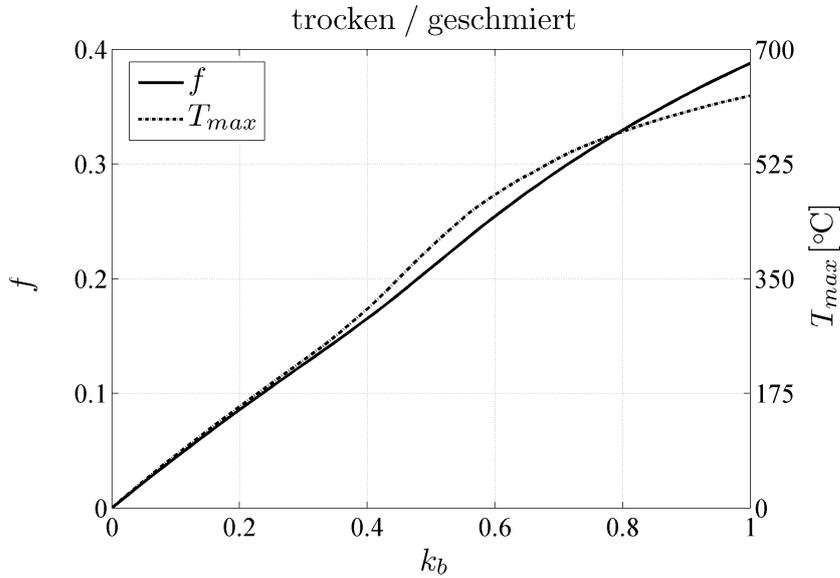


Abbildung 5.17: Kraftschlusskoeffizient f und maximale Temperatur im Kontakt bei 5% c_x .

fall des lokalen Reibkoeffizienten und somit auch einen Abfall der Kontakttemperaturen. Der globale Kraftschlusskoeffizient verhält sich bei einem festen Betriebspunkt im Makroschlupf i.a. proportional dem Versagensspannungs-Reduktionskoeffizienten k_b , Abbildung 5.17. Leichte Abweichungen werden durch die Temperaturabhängigkeit der Materialparameter verursacht, deren Maximum in der Kontaktzone für den vorliegenden Fall 630 [°C] erreicht. Für geringe Längsschlüpfе zeigt sich ein deutlich anderes Bild, Abbildung 5.18. Die deutlich reduzierten Kontakttemperaturen haben keine nennenswerten Auswirkungen auf den Kraftschluss. Nach einem linearen Ast zeigt sich ein degressiver Verlauf des Kraftschlusskoeffizienten mit steigendem k_b . Der Kraftschluss befindet sich im linearen Ast im Makroschlupf, steigende nominelle Haftgrenzen mit steigendem k_b führen den Kraftschluss beim vorgegebenen Längsschlupf von 0.1% c_x in den Mikroschlupf und damit zu zunehmend geringeren Verhältnissen von verfügbaren zu ausgenutzten Tangentialkräften, was den degressiven Verlauf des Kraftschlusskoeffizienten erklärt.

Die Mikroschmierung wirkt sich direkt auf den vorhandenen Kraftschluss aus, reduziert die Kontakttemperaturen im Makroschlupf in etwa proportional der Reduktion der Versagensspannung und kann über die nominelle Haftgrenze einen Betriebspunkt von Mikro- in den Makroschlupf oder umgekehrt bringen.

5.2.3 Fluiddruck

Positiver Fluiddruck in der Kontaktzone bewirkt über die Kompatibilitätsbedingung 3.40 eine Mikroanhebung des Kontaktes, wodurch sich folglich die metallische Kontaktfläche und somit der lokale Reibkoeffizient reduziert. Es wird, um die Auswirkung des Fluiddruckes

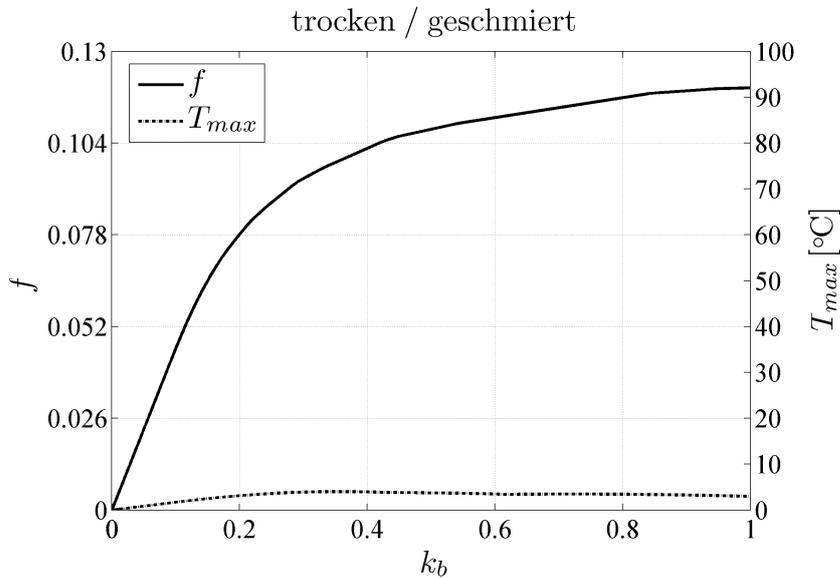


Abbildung 5.18: Kraftschlusskoeffizient f und maximale Temperatur im Kontakt bei 0.1% c_x , Grenzschmierung.

zu analysieren, ein definierter Betriebspunkt bei 1% c_x gewählt und der Fluiddruck über die Fluidviskosität gesteuert, Abbildung 5.19. Deutlich zu erkennen ist der stark degressive Verlauf des Fluiddrucks bei Einsatz von höherviskosen Fluiden. Dies ist durch die Mikroanhebung bedingt, die vergrößerten Spalthöhen bewirken ein deutlich leichteres Abfließen des Fluids. Fluiddruck und Kraftschlussreduktion sind limitiert. Aufgrund dieses Verhaltens konnte mit dem vorliegenden Modell für die untersuchten Fluide mit Viskositäten bis 1 [Pas] keine vollständige Separation von Rad und Schiene durch das Fluid erreicht werden. Die Auswirkung der Fluidviskosität auf den Kraftschluss beim definierten Betriebspunkt von 1% c_x ist in Abbildung 5.20 zu sehen. Deutlich zu erkennen ist der abnehmende Einfluss steigender Fluidviskositäten auf den Kraftschluss. Umgelegt auf den mittleren Fluiddruck in der Kontaktfläche kann ein zunehmender Abfall des Kraftschlusses mit dem Fluiddruck beobachtet werden, Abbildung 5.21. Dies resultiert aus einem dem Aquaplaning von Kraftfahrzeugreifen ähnlichem Effekt - höhere Fluiddrücke sind mit größeren Separationen zwischen Rad und Schiene verbunden - was bedeutet, dass für das Fluid grössere Angriffsflächen zur Verfügung stehen, was erhöhte Fluidnormalkräfte verursacht. Je höher der Fluiddruck in der Kontaktfläche, desto sensibler reagiert der Kraftschluss auf eine Fluiddruckerhöhung. Gerade diese Fluiddruckerhöhung ist jedoch, wie weiter oben besprochen, limitiert.

5.2.4 Mikroplastizität

Die Mikroplastizität ist der Anteil an plastisch und elasto-plastisch kontaktierenden Asperiten im Verhältnis zur Gesamtanzahl der kontaktierenden Asperiten. Elasto-plastisch kon-

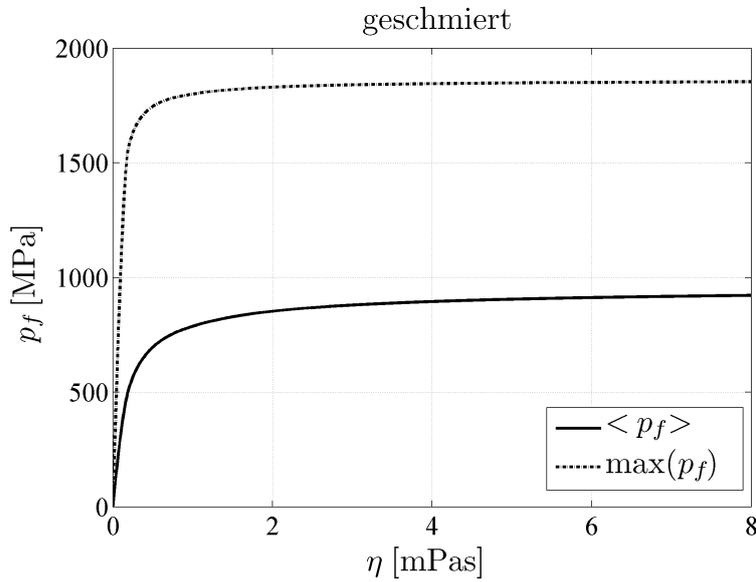


Abbildung 5.19: Zusammenhang von mittlerem und maximalem Fluiddruck in der Kontaktzone mit der Fluidviskosität bei 1% c_x , geschmierter Kontakt.

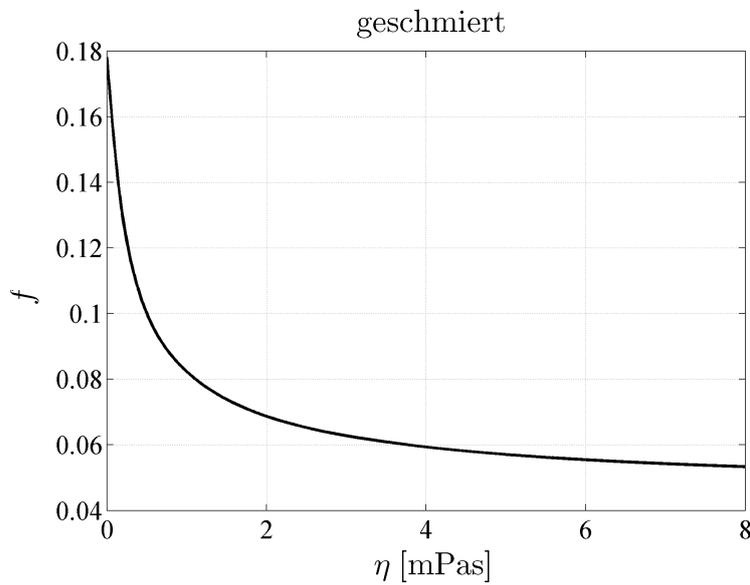


Abbildung 5.20: Zusammenhang von Fluidviskosität η mit Kraftschlusskoeffizient f bei 1% Längsschlupf, geschmierter Kontakt.

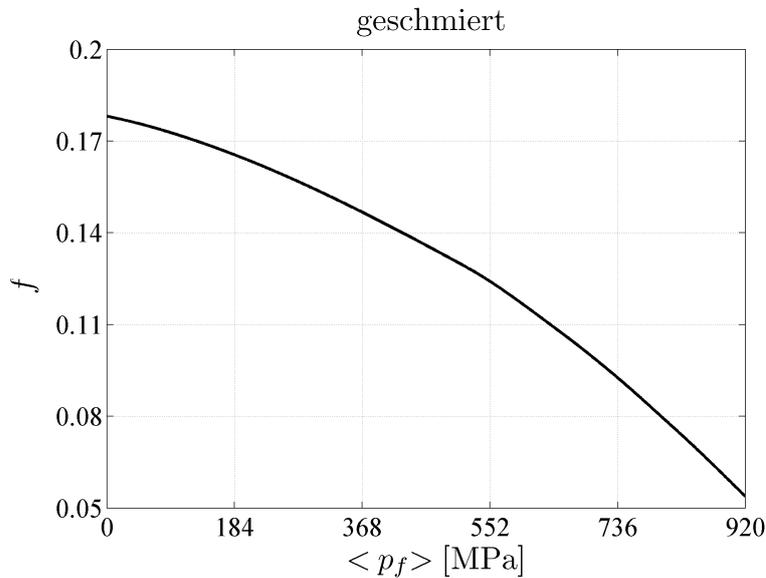


Abbildung 5.21: Zusammenhang von mittlerem Fluiddruck in der Kontaktzone mit Kraftschlusskoeffizient f bei 1% Längsschlupf, geschmierter Kontakt.

taktierende Asperiten befinden sich im Übergangsbereich zwischen elastischer und plastischer Deformation, welcher zur Vermeidung von Diskontinuitäten in der Lösung eingeführt wurde, siehe Abschnitt 3.6. Die Mikroplastizität steigt mit ansteigenden Rauheitsparametern, also „rauheren“ Oberflächen. Je höher der Anteil an plastisch kontaktierenden Asperiten, desto höher der mittlere Normalkontaktdruck in den Asperiten, der sich dann der Asperitenhärte bei voll plastischem Kontakt nähert. Damit ergeben sich bei vorgegebener Normalkraft reduzierte metallische Kontaktflächen und erhöhte Kammerhöhen, siehe auch Abbildung 3.24. Dies hat potentiell zwei verschiedene Auswirkungen auf die lokalen Reib- und damit auf den Kraftschlusskoeffizienten: Unter trockenen Bedingungen wird durch die sinkenden, metallischen Kontaktflächen der Kraftschlusskoeffizient fallen. Unter geschmierten Bedingungen kann dieser Einfluss jedoch vernachlässigbar klein werden im Vergleich zum Fluiddruckverlust durch die steigenden Kammerhöhen. Die Steigerung der Kammerhöhen führt zu einem Abfall des Fluiddruckes. Der sich dadurch ergebende Abfall der effektiven Fluidnormalkraft im Kontakt ergibt erhöhte metallische Kontaktflächen in Bezug auf die nominelle Normalkraft und somit eine Steigerung der lokale Reib- und somit des Kraftschlusskoeffizienten. Ob der Effekt der fallenden Fluiddrücke die kraftschlussmindernde Erhöhung der Mikroplastizität dominiert, ist maßgeblich vom Vorhandensein eines ausreichenden Fluiddruckes und somit von Eingangsparametern wie Fahrgeschwindigkeit, Normalkraft, Fluidviskosität, usw., abhängig.

5.3 Mikroschlupf, erstes und zweites Kraftschlussmaximum

5.3.1 Allgemeines

In dem entwickelten Modell können unterschiedliche Steigungen des Kraftschlussastes durch Änderungen der Kontaktfläche, z.B. des Ellipsenhalbachsenverhältnisses a_h/b_h , und durch Änderungen der nominellen Tangentialsteifigkeiten des Kornverbundes entstehen. Bei Änderung des Ellipsenhalbachsenverhältnisses ändern sich auch die Kalker-Koeffizienten, was den kraftschlussmodifizierenden Mechanismus etwas abschwächt. Die Proportionalität der nominellen Tangentialsteifigkeiten des Kornverbundes mit a_h^{-1} , Gleichung 3.9, bewirkt im weiteren flachere Kraftschlussäste bei steigender Normalkraft F_n .

Die in Abschnitt 4.2 besprochenen, unterschiedlichen Steigungen der linearen Kraftschlussäste können jedoch in dieser Form mit dem vorliegenden Modell nicht reproduziert werden.

Daraus ist zu schließen, dass die nominellen Tangentialsteifigkeiten nicht berücksichtigte Parameterabhängigkeiten aufweisen können. Sextro zeigt in [2], dass die Berücksichtigung von Reduktionen der nominellen Tangentialsteifigkeiten aufgrund der rauen Oberfläche des metallischen Kontaktes zu variierenden Kraftschlussästen im Mikroschlupfbereich führt. Dieses Konzept könnte die in den Messungen auftretenden, variablen Gradienten der Kraftschlussäste im Mikroschlupf, siehe Abschnitt 4.2, erklären. Im weiteren ist in Betracht zu ziehen, dass die sogenannten dritten Körper, siehe Abschnitt 3.7, die Schereigenschaften der kontaktierenden Körper und somit den linearen Kraftschlussast verändern können [61].

Der Übergang von Mikro- zu Makroschlupf, im weiteren Transitionsschlupf genannt, ist vom Verhältnis der lokalen Tangentialspannungsgradienten zu den nominellen Haftgrenzgradienten im Kontakteinlauf abhängig. Wenn die nominellen Tangentialspannungsgradienten am Kontakteinlauf die Gradienten der nominellen Haftgrenze überschreiten, tritt bereits am Kontaktzoneneinlauf lokales Gleiten ein, die übertragenen Reibkräfte werden von den verfügbaren Reibkoeffizienten bestimmt. Der Transitionsschlupf muss, wie weiter unten erläutert, nicht mit dem ersten Kraftschlussmaximum übereinstimmen. Abweichungen des Transitionsschlupfes vom ersten Kraftschlussmaximum sind temperaturinduziert, unter mit Wasser geschmierten Kontakten treten daher keine relevanten Unterschiede auf, Abbildungen 5.22 und 5.23. Die Abhängigkeit des Transitionsschlupfes bzw. des Schlupfes, bei dem das erste Kraftschlussmaximum auftritt, von der Fahrgeschwindigkeit, der Normalkraft und des Rauheitsparameters ist in Abbildung 5.24 ersichtlich und wird im folgenden diskutiert.

5.3.2 Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf den Transitionsschlupf

Unter trockenen Bedingungen zeigt sich keine Abhängigkeit des Transitionsschlupfes von der Fahrgeschwindigkeit. Dies liegt darin begründet, dass unter trockenen Bedingungen bei Steigerung der Fahrgeschwindigkeit ausschließlich erhöhte Kontakttemperaturen kraftschlussreduzierend wirken. Da bereits bei geringen Péclet-Zahlen die Wärmeleitung im

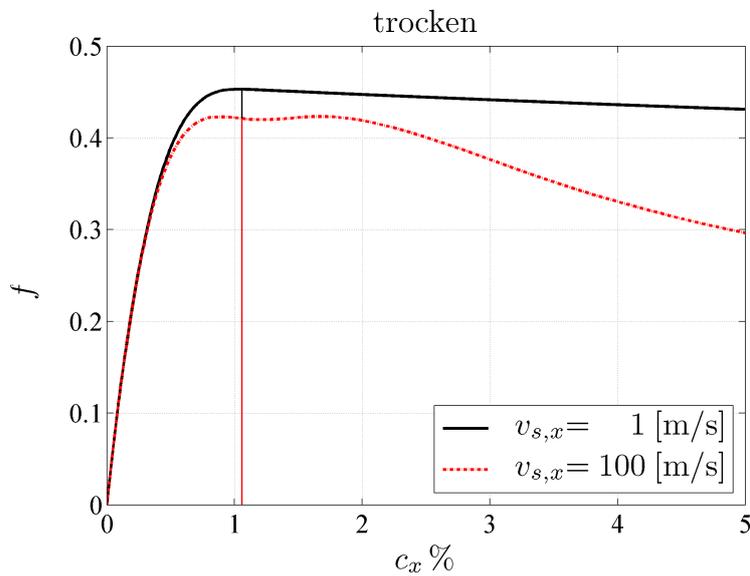


Abbildung 5.22: Kraftschluss - Schlupf Kurven, trockener Kontakt. Die Transitionsschlüpfte sind durch die vertikale Linie gekennzeichnet.

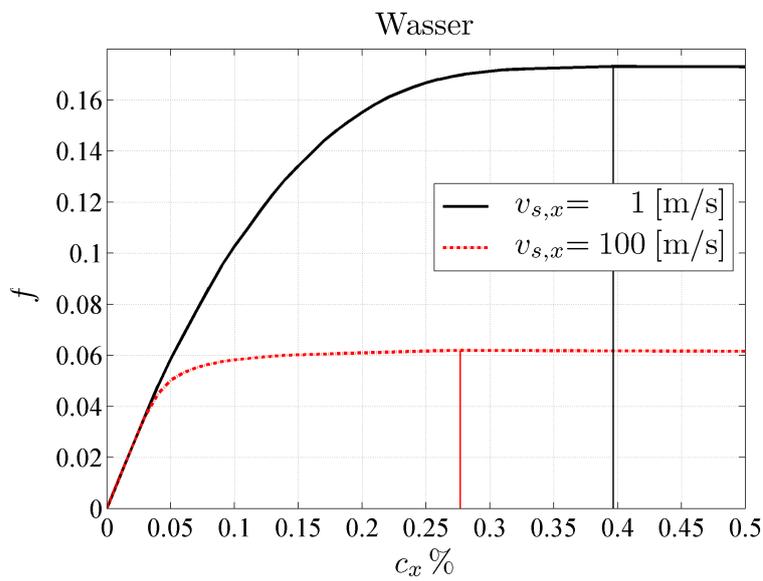


Abbildung 5.23: Kraftschluss - Schlupf Kurven, mit Wasser geschmierter Kontakt. Die Transitionsschlüpfte sind durch die vertikalen Linien gekennzeichnet.

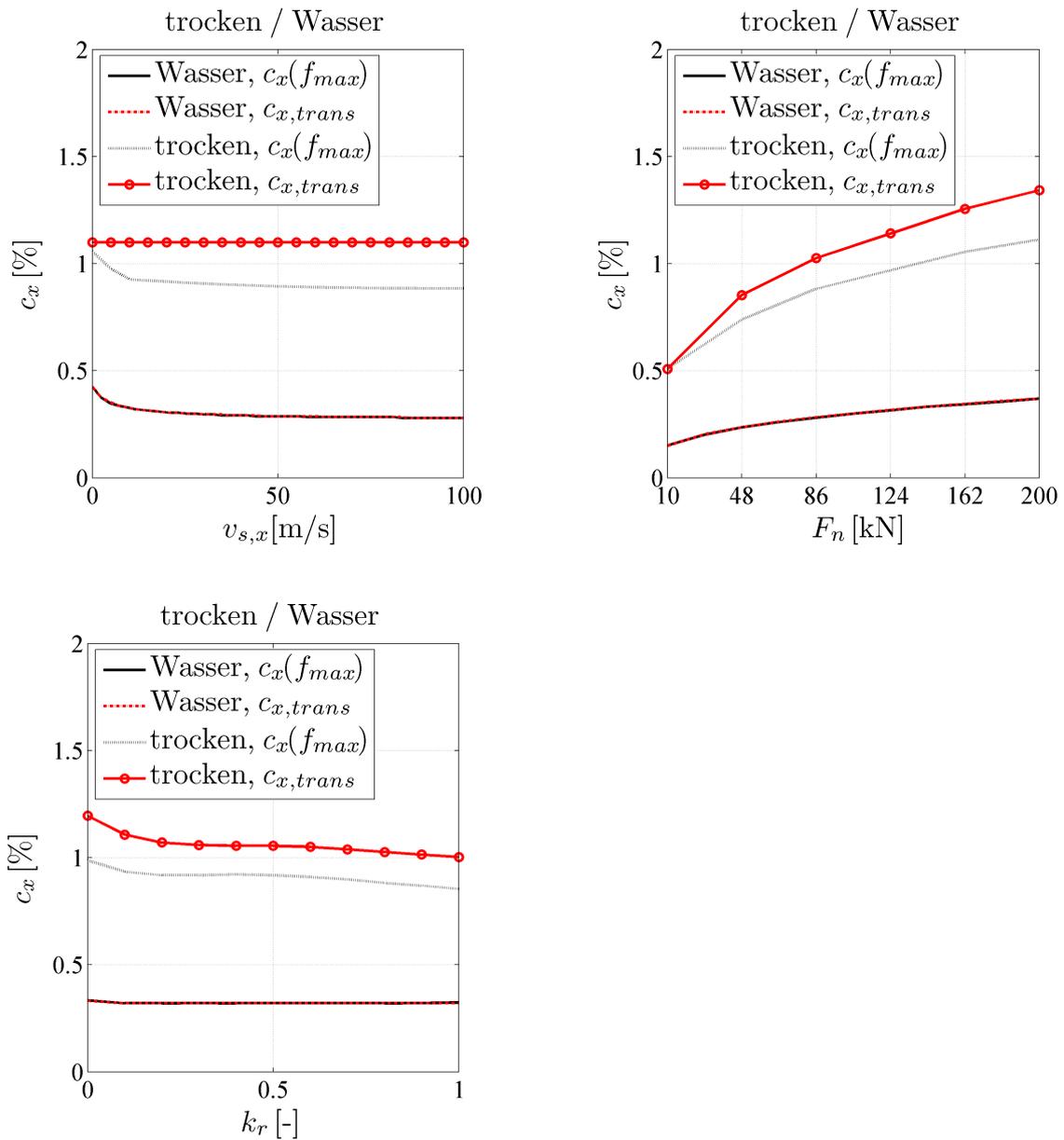


Abbildung 5.24: Parameterabhängigkeit des Transitionsschlupfes $c_{x,trans}$ und des Schlupfes, bei dem das erste Kraftschlussmaximum auftritt, $c_x(f_{max})$, trockener und mit Wasser geschmierter Kontakt.

Kontakt nur noch in Tiefenrichtung erfolgt, siehe Abschnitt 3.5, entstehen vor dem lokalen Gleitgebiet in der Kontaktzone keine Temperaturüberhöhungen und somit keine Änderungen der nominellen Haftgrenze. Das bedeutet, dass der Gradient der nominellen Haftgrenze am Kontaktzoneneinlauf, dessen Abminderung für kleinere Transitionsschlüpfen notwendig ist, sich erst dann ändert, wenn die gesamte Kontaktzone gleitet, der Transitionsschlupf also bereits erreicht ist. Bedingt durch den temperaturinduzierten Abfall des Kraftschlusses sinkt der Schlupf des Kraftschlussmaximums bei Steigerung der Fahrgeschwindigkeit, das Maximum wird also erreicht, bevor die gesamte Kontaktzone gleitet.

Unter mit Wasser geschmierten Bedingungen zeigt sich aufgrund der stark reduzierten Kontakttemperaturen eine Übereinstimmung des Transitionsschlupfes mit dem Schlupf des Kraftschlussmaximums. Bedingt durch die sinkenden nominellen Haftgrenzen durch Mikroanhebung, verursacht durch die sich steigernden Fluiddrücke, wird das Kraftschlussmaximum bzw. der Transitionsschlupf mit steigenden Geschwindigkeiten früher erreicht.

5.3.3 Einfluss der Normalkraft auf den Transitionsschlupf

Unter trockenen wie auch mit Wasser geschmierten Bedingungen zeigt sich eine Steigerung von Transitionsschlupf und Schlupf des Kraftschlussmaximums. Dies liegt an den gesteigerten, nominellen Haftgrenzen durch Erhöhung der nominellen Normalspannungen, siehe Gleichung 3.3. Die lokalen Reibkoeffizienten fallen bei Steigerung der Normalkraft, die Erhöhung der Normalspannungen überwiegt jedoch deutlich. Auch hier ist, wie bei Steigerung der Fahrgeschwindigkeit, eine Abweichung von Transitionsschlupf und Schlupf des Kraftschlussmaximums unter trockenen Bedingungen zu beobachten. Der Mechanismus liegt auch hier in den gesteigerten Kontakttemperaturen, wobei, wie oben geschildert, der Schlupf des Kraftschlussmaximums vom gesamten Temperaturfeld, der Transitionsschlupf jedoch nur von den Temperaturen im Kontaktzoneneinlauf abhängt.

Unter mit Wasser geschmierten Bedingungen zeigt sich, aufgrund der starken Reduktion der Kontakttemperaturen, eine Übereinstimmung von Transitionsschlupf und Schlupf des Kraftschlussmaximums.

5.3.4 Einfluss des Rauheitsparameters auf den Transitionsschlupf

Unter trockenen Bedingungen zeigt sich ein Abfall von Transitionsschlupf und Schlupf des Kraftschlussmaximums bei Steigerung des Rauheitsparameters. Bedingt durch die erhöhte Mikroplastizität ergibt sich ein Abfall der lokalen Reibkoeffizienten und somit der nominellen Haftgrenze in der gesamten Kontaktzone. Dadurch fallen die nominellen Haftgrenzgradienten am Kontaktzoneneinlauf simultan mit den nominellen Haftgrenzen in der gesamten Kontaktzone, was sich im qualitativ gleichen Verlauf von Transitionsschlupf und Schlupf des Kraftschlussmaximums äussert.

Unter mit Wasser geschmierten Bedingungen zeigt sich ein annähernd konstanter und deckungsgleicher Verlauf von Transitionsschlupf und Schlupf des Kraftschlussmaximums mit steigendem Rauheitsparameter. Aufgrund der i.a. reduzierten Kraftschlüsse glatter

Oberflächen unter geschmierten Bedingungen zeigen geschmierte Kraftschluss-Schlupf Kurven glatter Oberflächen mit geringen Werten des Rauheitsparameters früher eine vom linearen Kraftschlussast degressiv abweichende Tendenz, was einen geringeren Transitionschlupf suggeriert, siehe Abschnitt 5.6, Abbildung 5.43. Das absolute Maximum wird jedoch für die meisten Werte des Rauheitsparameters beim gleichen Schlupf erreicht.

5.4 Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf den Kraftschluss

5.4.1 Allgemeines

Die Fahrgeschwindigkeit beeinflusst den Kraftschluss über zwei Mechanismen: Steigende Kontakttemperaturen durch erhöhte Reibleistungen und im Fall einer fluiden Schmierung verringerte metallische Kontaktflächen durch Mikroanhebung, bedingt durch erhöhte Fluiddrücke. Eine Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit ist somit in jedem Fall mit einer Reduktion des maximal erreichbaren Kraftschlusses verbunden. Einen Sonderfall stellt hier ein vollständig grenzgeschmierter Kontakt dar, in welchem das Fluid nur den Mechanismus der Mikroschmierung, nicht jedoch positive Fluiddrücke aktiviert. Dadurch wird der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit weitgehend eliminiert, da der Mechanismus der ansteigenden Fluiddrücke ausgeschaltet und der Kontakttemperaturen signifikant reduziert ist.

Ein mit Wasser geschmierter Kontakt zeigt daher bei Steigerung der Fahrgeschwindigkeit, unabhängig vom Schlupf, eine Reduktion der nominellen Haftgrenze, was eine Reduktion des maximal erreichbaren Kraftschlusses verursacht. Das Vorhandensein von Längsschlupf hat nur geringen Einfluss in Form von leicht verringerten, nominellen Haftgrenzen durch die Temperaturüberhöhungen im Kontakt, Abbildung 5.25. Unter trockenen Bedingungen ergibt sich bei Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit unter reinem Rollen prinzipiell keine Reduktion der nominellen Haftgrenze, die zur Kraftübertragung notwendigen Schlüpfen führen jedoch zu einem temperaturinduzierten Abfall, Abbildung 5.26.

5.4.2 Trockene Kontaktbedingungen

Die besprochenen Messungen zeigen unter trockenen Bedingungen keinen signifikanten Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf das Kraftschlussmaximum, es werden leicht steigende wie auch leicht fallende Kraftschlussmaxima gemessen, siehe Abschnitt 4.4. Das Kraftschlussmodell zeigt einen moderaten, temperaturinduzierten Abfall des Kraftschlussmaximums, Abbildung 5.27. Der Kontakt erfährt bei höherer Geschwindigkeit eine schnellere Zufuhr von „kaltem“ Rad- und Schienenmaterial, was zu einem erhöhten Wärmeabtransport aus der Kontaktzone führt, der Einfluss der erhöhten Reibleistungen überwiegt jedoch und führt zu steigenden Kontakttemperaturen. Die Rauheit zeigt erwartungsgemäß keinen qualitativen Einfluss auf den fahrgeschwindigkeitsbedingten Kraftschlussabfall unter trockenen Bedingungen.

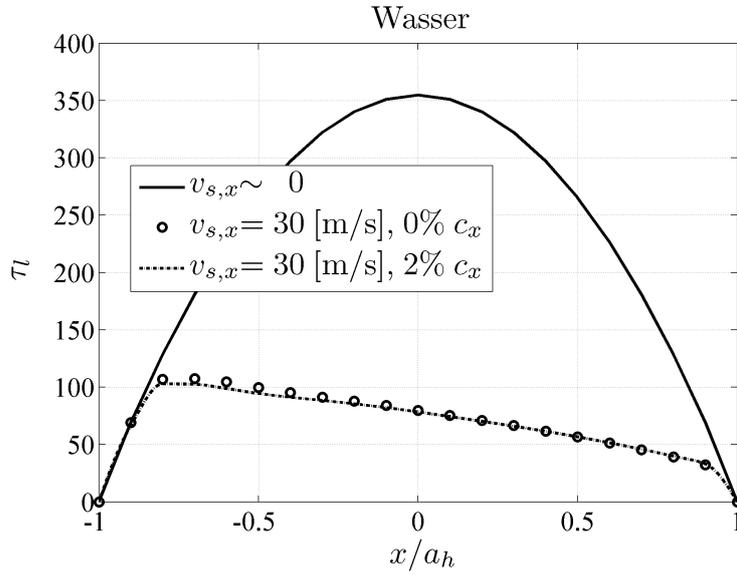


Abbildung 5.25: Nominelle Haftgrenze τ_l im $y = 0$ Schnitt, mit Wasser geschmierter Kontakt.

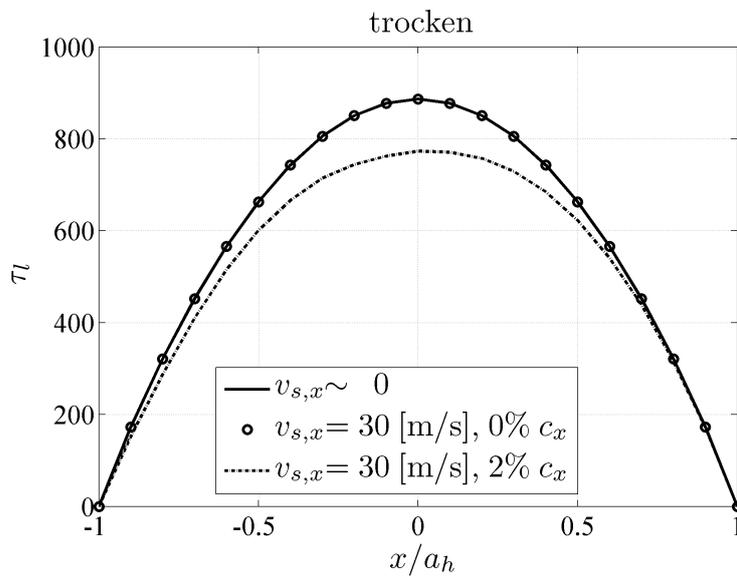


Abbildung 5.26: Nominelle Haftgrenze τ_l im $y = 0$ Schnitt, trockener Kontakt.

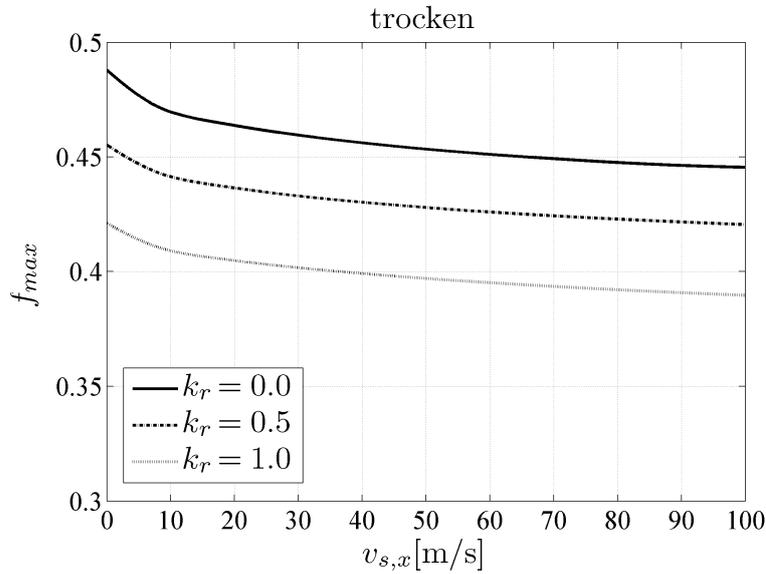


Abbildung 5.27: Abhängigkeit des maximal erreichbaren Kraftschlusses f_{max} von der Fahrgeschwindigkeit $v_{s,x}$ für verschiedene Rauheitsparameter k_r , trockener Kontakt.

Die in den Messungen berichtete, fahrgeschwindigkeitsabhängige Position des zweiten Kraftschlussmaximums, siehe Abschnitt 4.3, kann mit dem vorliegenden Modell reproduziert werden, Abbildung 5.28. Bedingt durch die erhöhten Kontakttemperaturen wird bei Steigerung der Fahrgeschwindigkeit der Temperaturbereich des lokalen Versagensspannungsmaximums bei geringeren Schlüpfen erreicht. Unter Beachtung von Abbildung 4.14 kann das erste Kraftschlussmaximum mit $F_n = 100$ [kN], $k_r = 1.0$ und $k_b = 0.9$ unter trockenen Bedingungen bei dem gleichen Längsschlupf wie in der Abbildung ersichtlich, erreicht werden. Eine Steigerung der Fahrgeschwindigkeit zeigt den qualitativ gleichen Verlauf des Längsschlupfes, bei dem das zweite Kraftschlussmaximum erreicht wird, Abbildung 5.29.

5.4.3 Mit Wasser geschmierte Kontaktbedingungen

Messungen unter mit Wasser oder Öl geschmierten Bedingungen berichten von einem deutlichen Abfall des Kraftschlussmaximums mit steigender Fahrgeschwindigkeit. Unter Grenzschmierungsbedingungen mit Paraffinöl wird keine Abhängigkeit des Kraftschlussmaximums von der Fahrgeschwindigkeit gefunden, siehe Abschnitt 4.4. Dieses Verhalten kann mit dem vorliegenden Modell reproduziert werden. Der Abfall des Kraftschlussmaximums unter mit Wasser geschmierten Bedingungen ist im Rahmen dieses Modells hauptsächlich auf die mit der Fahrgeschwindigkeit steigenden Fluiddrücke und den damit verbundenen, verringerten metallischen Kontaktflächen zurückzuführen. Der Einfluss der Temperatur ist von untergeordneter Bedeutung. Unter Grenzschmierungsbedingungen mit Wasser ist der Fluiddruck in der gesamten Kontaktzone identisch null, die Versagensspannung und

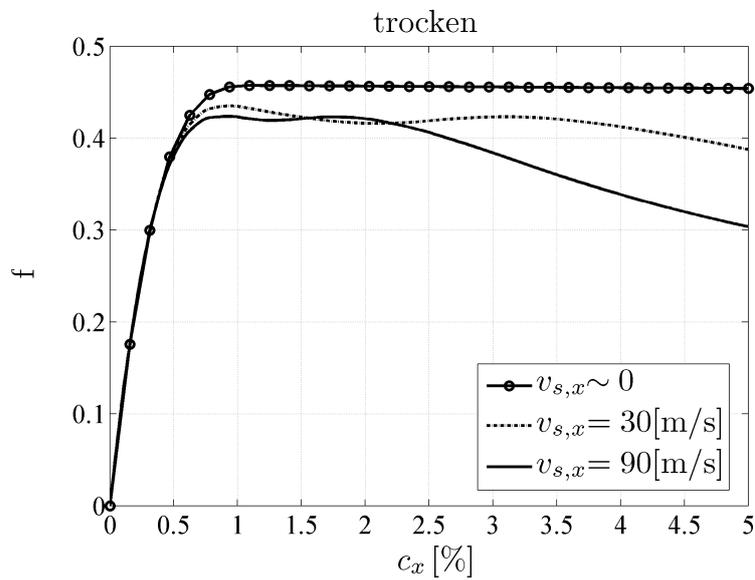


Abbildung 5.28: Kraftschluss - Schlupf Kurven für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten $v_{s,x}$, trockener Kontakt.

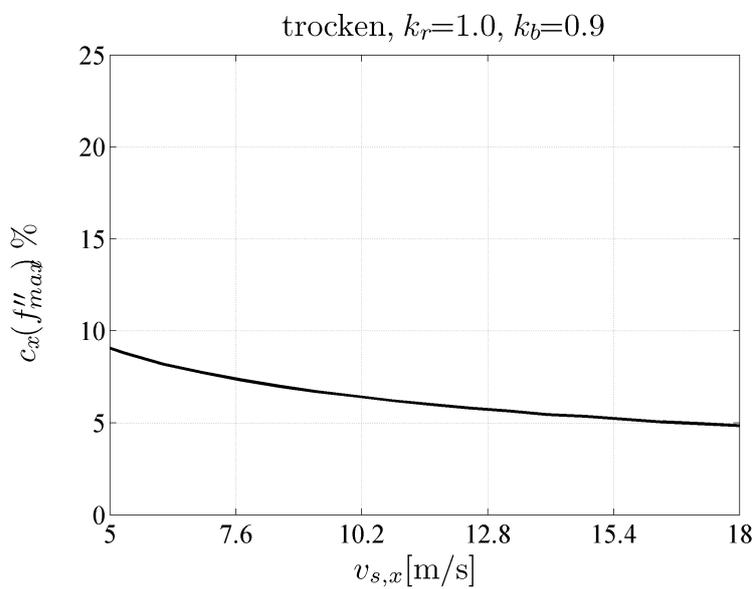


Abbildung 5.29: Längsschlupf $c_x(f''_{max})$, bei dem das zweite Kraftschlussmaximum erreicht wird, bei variabler Fahrgeschwindigkeit. Vgl. Abbildung 4.14. Angepasste Parameter: $F_n=100$ [kN], $k_r=1.0$, $k_b=0.9$, trockener Kontakt.

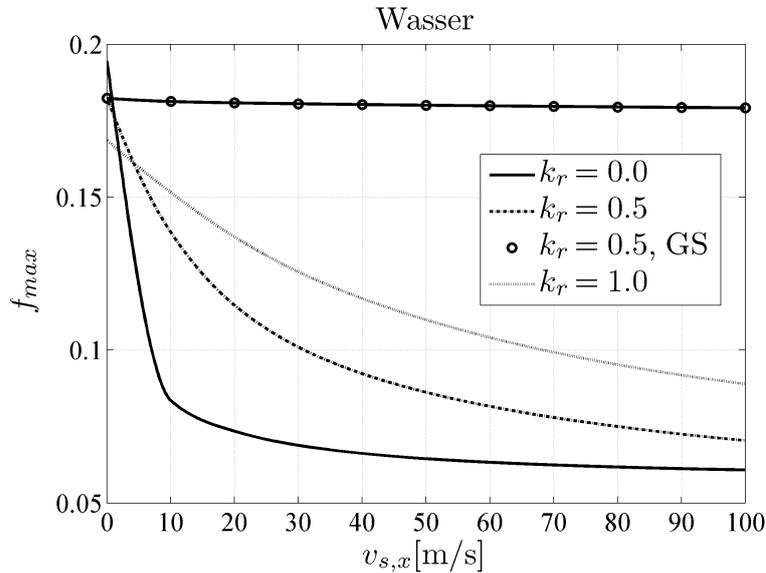


Abbildung 5.30: Abhängigkeit des Kraftschlussmaximums f_{max} von der Fahrgeschwindigkeit $v_{s,x}$, mit Wasser geschmierter Kontakt. „GS“ indiziert Grenzschmierungsbedingungen für die gesamte Kontaktzone.

somit auch die Temperatur durch die Mikroschmierung signifikant reduziert. Die Fahrgeschwindigkeit zeigt somit, in Übereinstimmung mit den Messungen, in diesem Fall eine nur schwache Auswirkung auf das Kraftschlussmaximum, Abbildung 5.30. Im Weiteren ist eine deutliche Abhängigkeit des qualitativen Verlaufs des Kraftschlussmaximum von der Oberflächenrauheit zu erkennen. Dies liegt daran, dass glatte Oberflächen mit steigender Kontaktseparation sehr rapide den metallischen Kontakt reduzieren, während rauhe Oberflächen durch ihre größere Variation an Asperitenhöhen den metallischen Kontakt in geringerem Maße mit Erhöhung der Separation reduzieren, siehe Abbildung 3.34.

Die Kraftschluss-Schlupf Kurven von mit Wasser geschmierten Bedingungen weichen aufgrund der stark reduzierten Kontakttemperaturen qualitativ nicht voneinander ab, es zeigt sich ein annähernd linearer Verlauf im Makroschlupf, wie er auch in den meisten Messungen gefunden wird, siehe Abschnitt 4.1. Ein zweites Kraftschlussmaximum kann unter mit Wasser geschmierten Bedingungen, aufgrund der stark reduzierten Kontakttemperaturen, nicht gefunden werden, Abbildung 5.31. Der frühe Übergang in den gesättigten Kraftschluss sowie eine Abhängigkeit dieses Überganges von der Fahrgeschwindigkeit ist in Übereinstimmung mit den vorgestellten Messungen zu beobachten, siehe Abschnitt 4.2, Abbildung 4.6.

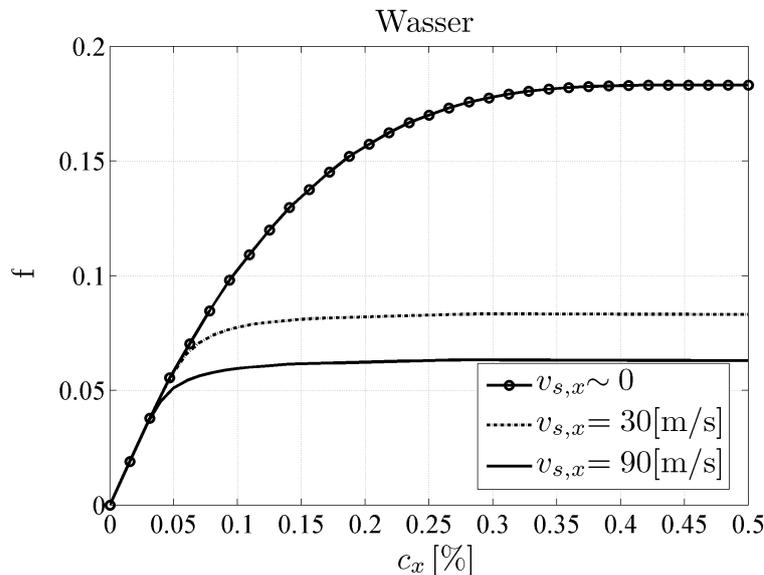


Abbildung 5.31: Kraftschluss - Schlupf Kurven für unterschiedliche Fahrgeschwindigkeiten $v_{s,x}$, mit Wasser geschmierter Kontakt.

5.5 Einfluss der Normalkraft auf den Kraftschluss

5.5.1 Allgemeines

Im Rahmen dieses Modells wird die nominelle Kontaktfläche mit der Methode von Hertz berechnet, die Normalspannungsverteilung auf eine parabolische Verteilung, analog einer Winkler'schen Bettung, abgebildet. Eine Variation der Normalkraft bedingt somit auch eine Änderung der nominellen Kontaktfläche und der nominellen Normalspannungsverteilung. Unter trockenen Bedingungen führen erhöhte Kontakttemperaturen bei höheren Normalkräften zu einer Reduktion des Kraftschlusses, unter geschmierten Bedingungen ist die Reduktion des Kraftschlusses hauptsächlich auf erhöhte Fluiddrücke durch die reduzierten Spalthöhen zurückzuführen, was das Verhältnis von metallischer Kontaktfläche zu nomineller Normalspannung reduziert, Abbildung 5.32. Dadurch reduzieren sich die erreichbaren Kraftschlusskoeffizienten.

5.5.2 Trockene Kontaktbedingungen

Messungen aus der Literatur zeigen unter trockenen Bedingungen übereinstimmend einen Abfall des Kraftschlussmaximums mit steigender Normalkraft bzw. steigenden Pressungen, siehe Abschnitt 4.5. Der Kraftschlussabfall unter trockenen Bedingungen ist im Rahmen des vorliegenden Modells auf erhöhte Kontakttemperaturen zurückzuführen. Qualitative Unterschiede der Kraftschlussreduktion von „glatten“ und „rauen“ Oberflächen sind auf die unterschiedlichen Temperaturabhängigkeiten von Elastizitätsmodul und Asperitenhärte zurückzuführen, Abbildung 5.33.

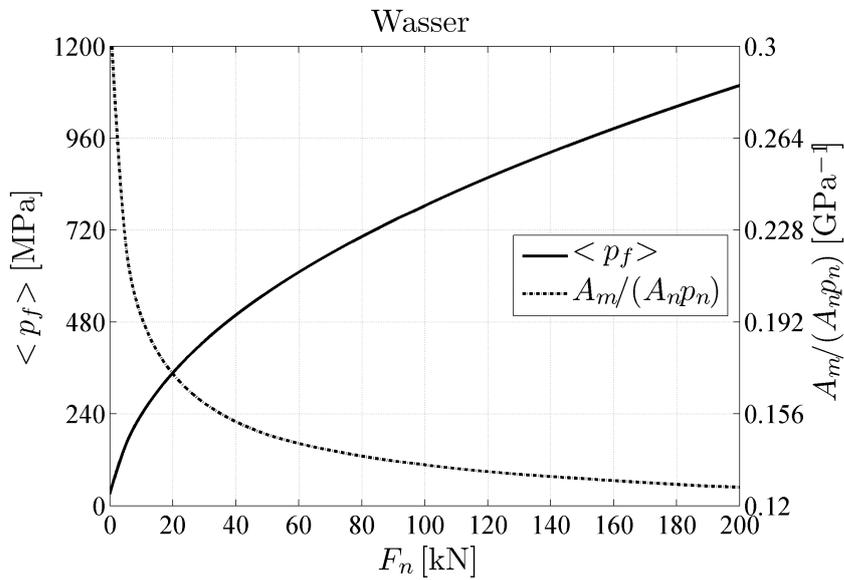


Abbildung 5.32: Mittlerer Fluiddruck $\langle p_f \rangle$ und Verhältnis von metallischem Kontaktflächenanteil zu nomineller Normalspannung bei Steigerung der Normalkraft, mit Wasser geschmierter Kontakt.

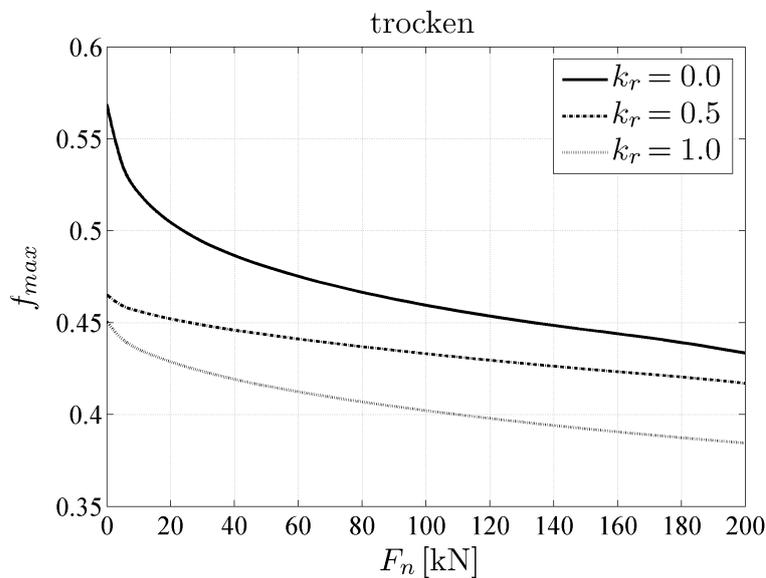


Abbildung 5.33: Abhängigkeit des Kraftschlussmaximums f_{max} von der Normalkraft F_n , trockener Kontakt.

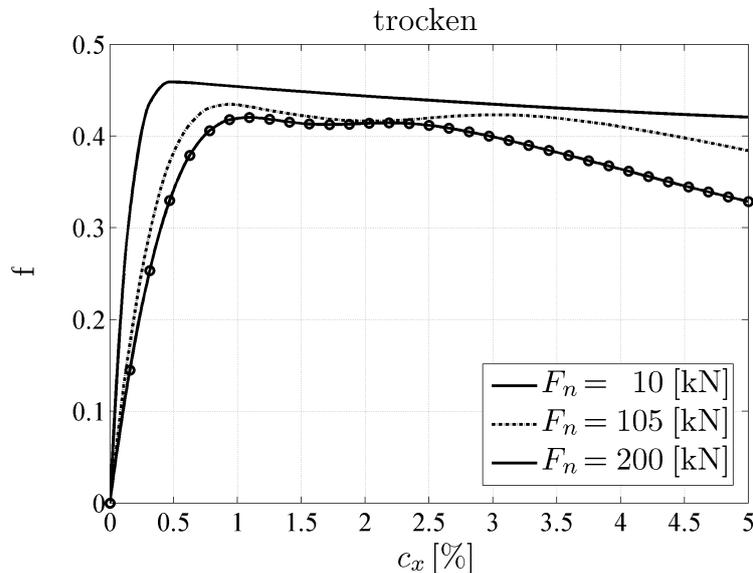


Abbildung 5.34: Kraftschluss - Schlupf Kurven für unterschiedliche Normalkräfte F_n , trockener Kontakt.

Abweichend von den Untersuchungen des Einflusses der Fahrgeschwindigkeit oder nachfolgend des Rauheitsparameters, zeigt sich bei Variation der Normalkraft das Kraftschlussmaximum in den Fällen des höheren Kraftschlussmaximums bei höheren Schlüpfen, Abbildung 5.34. Dies resultiert aus den steigenden, nominellen Haftgrenzen mit steigender Normalkraft. Die lokalen Reibkoeffizienten fallen temperaturinduziert ab, die erhöhten, nominellen Normalspannungen führen jedoch zu steigenden, nominellen Haftgrenzen. Deutlich zu erkennen ist das sehr frühe Erreichen des Makroschlupfes bei circa 0.5% Längsschlupf für den Fall der sehr geringen Normallast von 10 [kN]. Dies ist auf die geringen, nominellen Normalspannungen und damit geringen, nominellen Haftgrenzen im Kontakteinlauf zurückzuführen. Die Position des zweiten Kraftschlussmaximums wandert aufgrund der steigenden Kontakttemperaturen bei steigenden Normalkräften in Richtung geringerer Längsschlüpfen.

5.5.3 Mit Wasser geschmierte Kontaktbedingungen

Bei Steigerung der Normalkraft werden fallende Kraftschlussmaxima unter mit Maschinenöl geschmierten Bedingungen berichtet [17]. Unter Grenzschmierungsbedingungen mit Paraffin zeigt sich kein Einfluss der Pressung auf den Kraftschluss [56]. Dieses Verhalten kann mit dem vorliegenden Modell weitgehend reproduziert werden, Abbildung 5.35. Zwei Mechanismen können für den Abfall des Kraftschlussmaximums unter mit Wasser geschmierten Bedingungen identifiziert werden: Steigende Kontakttemperaturen und erhöhte Normalkontaktunterstützung durch überproportional ansteigende Fluiddrücke. Im Fall der Grenzschmierung sind die Fluiddrücke in der gesamten Kontaktzone identisch null, die

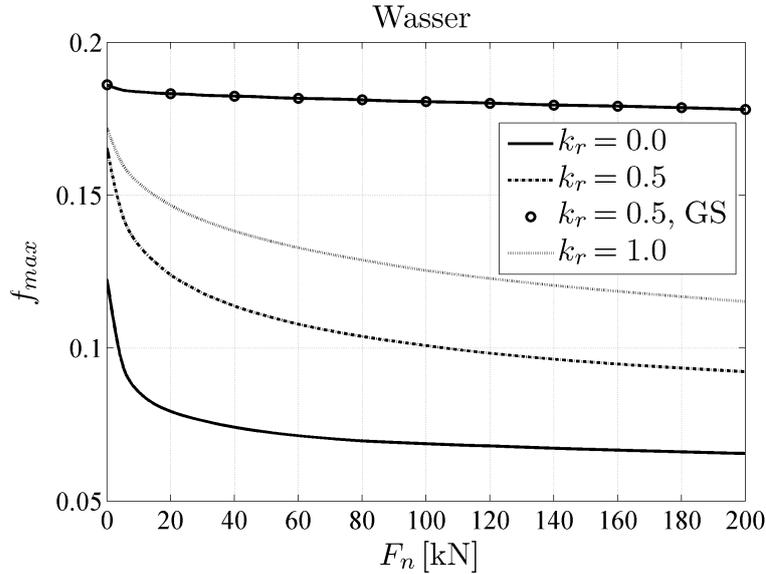


Abbildung 5.35: Abhängigkeit des Kraftschlussmaximums f_{max} von der Normalkraft F_n , mit Wasser geschmierter Kontakt. GS indiziert Grenzschmierungsbedingungen für die gesamte Kontaktzone.

durch Mikroschmierung reduzierten Kontakttemperaturen sorgen jedoch noch für einen leichten Kraftschlussabfall. Mit steigender Normalkraft erhöhen sich die metallischen Kontaktflächen durch Absenkung der Separation zwischen Rad und Schiene. Die Flächen, auf welchen der Fluiddruck in Normalenrichtung wirkt, reduzieren sich somit. Der Anstieg des Fluiddruckes bei Reduktion der Separation erfolgt jedoch in dem Maße, dass sich trotz Reduktion der freien Flächen in Normalenrichtung eine Steigerung der effektiven Fluidnormalkraft F_f ergibt. Eine Steigerung der nominellen Normalkraft führt im vorliegenden Fall also zu einer mit der nominellen Normalkraft überproportional ansteigenden Fluidnormalkraft, das Verhältnis von F_f/F_n steigt, Abbildung 5.36. Da der maximale Kraftschlusskoeffizient unter Beachtung von Gleichung 3.1 und der Annahme des linearen Anstieges der metallischen Kontaktfläche A_m mit der effektiven, auf die Asperiten wirkenden Normalkräfte $F_n - F_f$ mit $f_{max} \propto \hat{\tau}_m(1 - F_f/F_n)$ angenommen werden kann, führt das im vorliegenden Fall zu einem Abfall des maximalen Kraftschlusses mit steigender Normalkraft. Bei geringen Normalkräften zeigt sich i.a. noch ein stärkerer Anstieg der Fluidnormalkraft und somit ein starker Kraftschlussabfall, was an den noch nicht sehr ausgeprägten Fluiddrücken liegt, welche sich signifikant erhöhen, Abbildung 5.32. Bei höheren Normalkräften und somit geringeren Separationen kommt es durch die Fluid-Struktur Kopplung mit dem Mikrokontakt zu einem geringeren Anstieg des Fluiddruckes, die effektive Spalthöhe $l_c - l_m$ verringert sich bei einer weiteren Steigerung der Normalkraft nicht mehr so deutlich wie bei geringeren Normalkräften, Abbildung 5.37.

Steigende Kraftschlussmaxima bei Erhöhung der Pressungen unter mit Paraffin geschmierten Bedingungen bzw. eine Abhängigkeit von der Oberflächenrauheit werden in

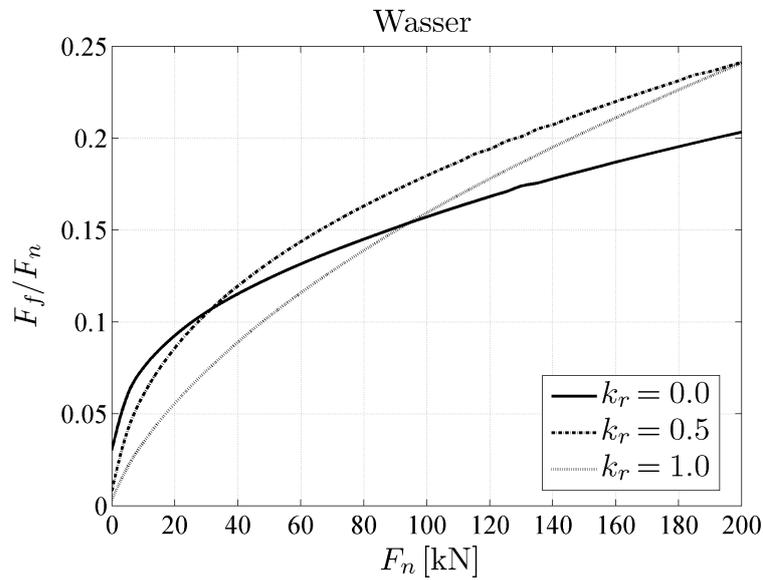


Abbildung 5.36: Verhältnis von effektiver Fluidnormalkraft zu Normalkraft F_f/F_n bei Steigerung der Normalkraft für unterschiedliche Rauheitsparameter k_r , mit Wasser geschmierter Kontakt.

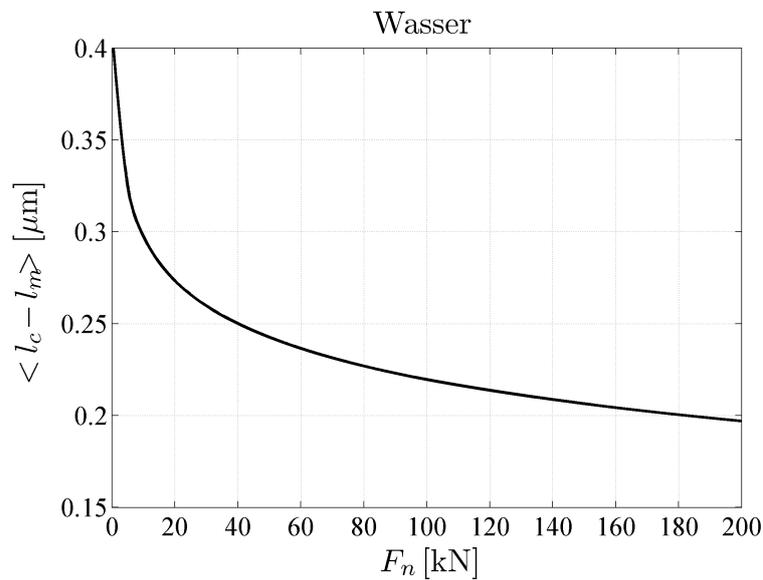


Abbildung 5.37: Mittlere Spalthöhe $l_c - l_m$ im Kontakt bei Erhöhung der Normalkraft F_n , mit Wasser geschmierter Kontakt.

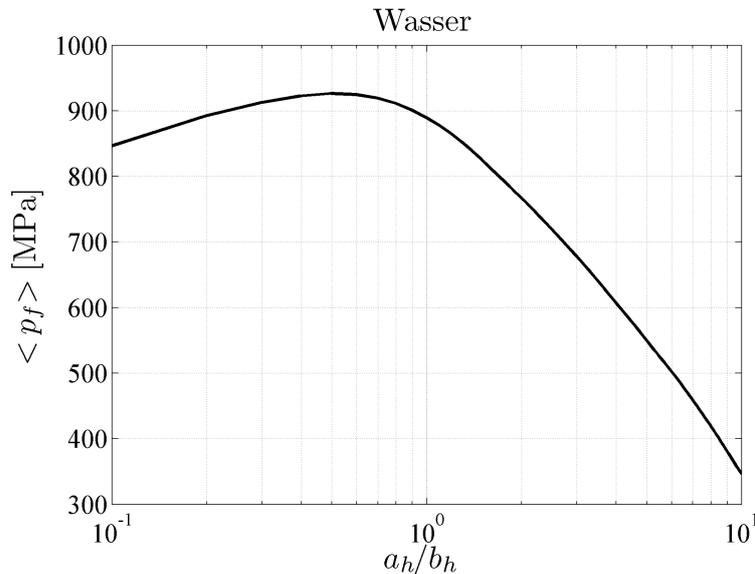


Abbildung 5.38: Mittlerer Fluiddruck $\langle \hat{p}_f \rangle$ bei variablem Verhältnis der Ellipsenhalfachsen.

[15] bzw. [14] berichtet. In beiden Publikationen werden die steigenden Pressungen durch erhöhte Normalkräfte und manuell verringerte Kontaktbreiten durch Anfasen einer Scheibe der Twin-Disc Apparatur erreicht. Die Erhöhung der Kraftschlussmaxima mit steigenden Pressungen steht daher nicht im Widerspruch zu den mit dem vorliegenden Modell berechneten, fallenden Kraftschlussmaxima bei Erhöhung der Normalkraft. Einen großen Einfluss auf die Ausbildung des Fluiddruckes und damit der Kraftschlussreduktion hat, nach dem vorliegenden Modell, die Kontaktzonengeometrie. „Kreisförmige Ellipsen“ zeigen das höchste Fluiddruckpotential, eine Streckung bzw. Verbreiterung der Ellipse unter Konstanzhaltung der Ellipsenfläche wirkt reduzierend auf den Fluiddruck, Abbildung 5.38. Bei einer Verringerung der Kontaktbreite, ohne Anpassung der Kontaktlänge, wie in den vorliegenden Publikationen durchgeführt, ist in jedem Fall mit einer Reduktion des Fluiddruckes und einem Anstieg des Kraftschlusses zu rechnen. Nach Ansicht des Autors ist daher der Anstieg der Kraftschlussmaxima mit den Pressungen auf die Reduktion der axialen Kontaktbreite zurückzuführen und steht in diesem Fall in keinem direkten Zusammenhang mit den erhöhten Pressungen.

Kraftschluss-Schlupf Kurven unter mit Wasser geschmierten Bedingungen zeigen den typischen, sehr frühen Übergang in den gesättigten Kraftschluss aufgrund der reduzierten, nominellen Haftgrenzen, Abbildung 5.39. Auch unter mit Wasser geschmierten Kontaktbedingungen zeigt sich, abweichend von den Parametereinflüssen Fahrgeschwindigkeit und Oberflächenrauheit, ein späterer Übergang in den gesättigten Kraftschluss in den Fällen mit geringeren, maximalen Kraftschlusskoeffizienten. Die Ursache liegt auch hier, wie unter trockenen Bedingungen, in den steigenden, nominelle Haftgrenzen.

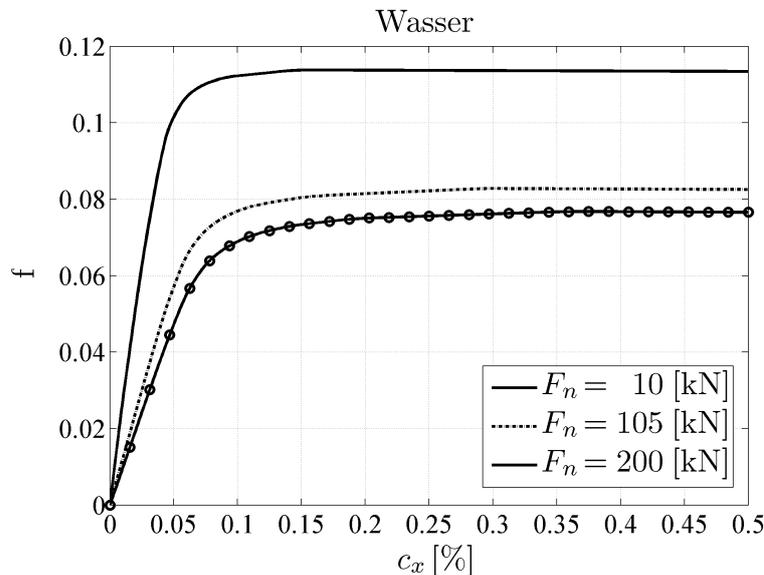


Abbildung 5.39: Kraftschluss - Schlupf Kurven für unterschiedliche Normalkräfte F_n , mit Wasser geschmierter Kontakt.

5.6 Einfluss des Rauheitsparameters auf den Kraftschluss

5.6.1 Allgemeines

Der Einfluss der Oberflächenrauheit beruht im trockenen Fall auf einer Erhöhung bzw. Senkung der Mikroplastizität und damit einer Änderung des Zusammenhanges von nomineller Normalspannung und metallischer Kontaktfläche, Abbildung 3.23. „Rauhere“ Oberflächen sind mit einer Reduktion der metallischen Kontaktfläche und somit des Kraftschlusses verbunden. Unter mit Wasser geschmierten Bedingungen ergeben sich für „rauhere“ Oberflächen erhöhte Mikroseparationen. Der dadurch erleichterte Abfluss des Fluids führt zu geringeren Fluiddrücken im Kontakt, wodurch ein größerer Anteil des nominellen Normalkontaktes durch die Asperiten übernommen werden muss. Dies führt zu einer effektiven Vergrößerung der metallischen Kontaktfläche in Relation zur nominellen Normalkraft. Die erhöhte Mikroplastizität wirkt der Vergrößerung der metallischen Kontaktfläche entgegen, hat jedoch unter Bedingungen, unter denen eine entsprechende Reduktion des Fluiddruckes erreicht wird, nur geringe Auswirkungen. Wenn keine ausreichende Reduktion des Fluiddruckes erreicht werden kann, also z.B. bei sehr geringen Fahrgeschwindigkeiten, niedrigen Fluidviskositäten, bereits hohen Oberflächenrauheiten und besonders bei Kombinationen dieser Parameter, führen „rauhere“ Oberflächen, wie auch unter trockenen Bedingungen, zu einer Reduktion des Kraftschlusses.

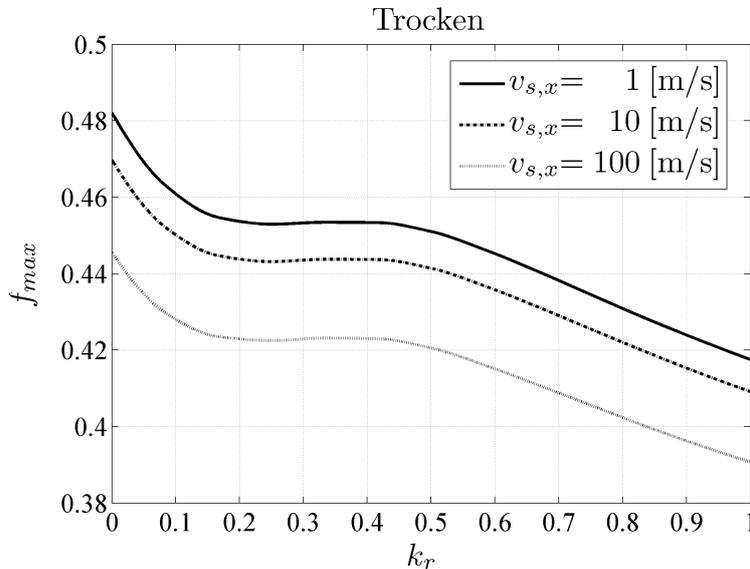


Abbildung 5.40: Abhängigkeit des Kraftschlussmaximums f_{max} vom Rauheitsparameter k_r , trockener Kontakt.

5.6.2 Trockene Kontaktbedingungen

Unter trockenen Bedingungen berichtet eine Messung von keiner signifikanten Auswirkung der Oberflächenrauheit auf den maximalen Kraftschluss, siehe Abschnitt 4.6. Das vorliegende Kraftschlussmodell zeigt fallende Kraftschlussmaxima für steigende Oberflächenrauheiten unter trockenen Bedingungen, Abbildung 5.40. Dies resultiert aus der gesteigerten Mikroplastizität im Kontakt der rauheren Oberflächen. Die mittlere, metallische Normalspannung der Asperiten ist gegenüber dem Kontakt von glatteren Oberflächen erhöht, was in einer erhöhten Separation und damit geringeren metallischen Kontaktflächen resultiert. Erwartungsgemäß zeigt die Fahrgeschwindigkeit keinen qualitativen Einfluss auf die Abhängigkeit des maximalen Kraftschlusses vom Rauheitsparameter. Der Unterschied zur Messung kann auf zwei mögliche Ursachen zurückzuführen sein: In den Messungen wurde die Oberflächenrauheit vor dem Test durch die Verwendung von Schleifpapier unterschiedlicher Körnung aufgebracht. Speziell unter trockenen Bedingungen ist jedoch zu erwarten, dass sich die Oberfläche während des Tests durch Mikroverschleiß verändert, die Rauheitsunterschiede während des Versuchslaufes waren daher u.U. nicht signifikant. Es werden in der Publikation Skizzen der Oberflächen nach den Versuchsläufen gezeigt, die einen Rauheitsunterschied nahelegen, die Skizzen lassen jedoch keine Rückschlüsse auf die tatsächlichen Mikrokontaktbedingungen zu. Das Mikrokontaktmodell hält nach Parametervorgabe, natürlich unabhängig vom Betriebszustand, die entsprechende Rauheit. Ein Modell zur Beschreibung der Entwicklung der Oberflächentopographie/Rauheit ist derzeit nicht vorhanden. Die zweite mögliche Ursache für die Unterschiede zwischen Messung und Rechnung ist die Vernachlässigung von plastischer Dissipation durch Abgleiten von verzahnten Asperiten im vorliegenden Kraftschlussmodell. „Rauhere“ Oberflächen weisen auch eine stärkere

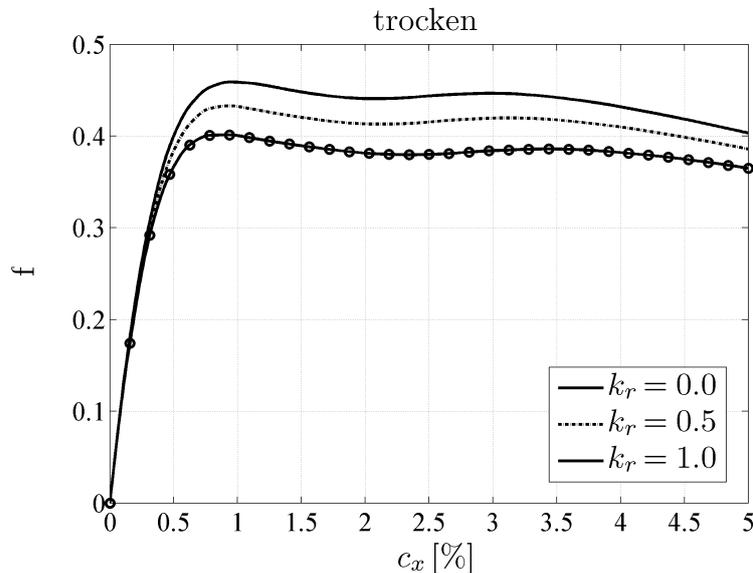


Abbildung 5.41: Kraftschluss - Schlupf Kurven für unterschiedliche Rauheitsparameter k_r , trockener Kontakt.

Überlappung bzw. Verzahnung der Asperiten auf, welche im Gleitbereich durch Abgleiten plastische Dissipationsarbeit verrichten würden. Eine empirische Gleichung zur Berücksichtigung dieser plastischen Dissipationsarbeit, abgeleitet aus FE-Simulationen, ist in [21] zu finden. Unter Anwendung der mittleren Interferenz der Asperiten aus diesem Modell zeigt sich, dass die Reibkräfte aus der Asperitenverzahnung um Größenordnungen kleiner sind als die Reibkräfte durch den Adhäsionsansatz des vorliegenden Kraftschlussmodells. Der Trend der Kraftschlussmaxima bei verschiedenen Rauheitsparametern wurde durch die Berücksichtigung der plastischen Dissipationsarbeit durch Asperitenverzahnung nicht beeinflusst.

Die Kraftschluss-Schlupf Kurven für unterschiedliche Rauheitsparameter k_r zeigen unter trockenen Bedingungen nur geringe qualitative Unterschiede, Abbildung 5.41. Die Kraftschluss - Schlupf Kurven mit dem größeren Kraftschlussmaximum, was im trockenen Fall den „glatteren“ Oberflächen entspricht, zeigen eine temperaturinduzierte Verschiebung des zweiten Kraftschlussmaximums und des Kraftschlussabfalls hin zu kleineren Schlüpfen.

5.6.3 Mit Wasser geschmierte Kontaktbedingungen

Unter mit Wasser geschmierten Bedingungen zeigen die Messungen steigende Kraftschlussmaxima mit steigenden Oberflächenrauheiten, welche vor dem Versuchslauf mit Schleifpapier unterschiedlicher Körnung aufgebracht wurden, siehe Abschnitt 4.6. Dieses Verhalten kann mit dem vorliegenden Kraftschlussmodell reproduziert werden, Abbildung 5.42. Der Mechanismus hinter der Kraftschlusssteigerung ist die Absenkung des Fluiddruckes durch Erhöhung der Separation und der freien Strömungsquerschnitte. Dadurch muß ein größerer

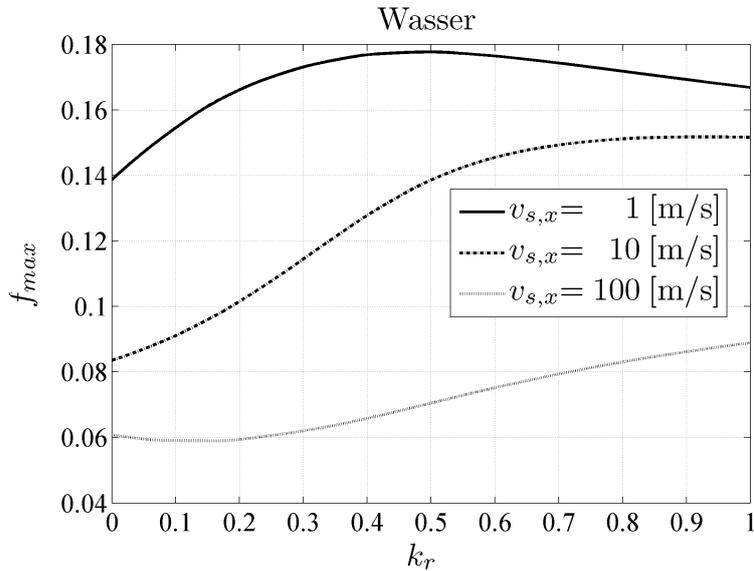


Abbildung 5.42: Abhängigkeit des Kraftschlussmaximums f_{max} vom Rauheitsparameter k_r , mit Wasser geschmierter Kontakt.

Anteil des Normalkontaktes durch die Asperiten übernommen werden, was die Relation von nomineller Normalkraft zu metallischer Kontaktfläche vergrößert. Diesem Effekt entgegen wirkt die steigende Mikroplastizität, wie weiter oben beschrieben. Dies kann für bestimmte Parametersettings vor und nach dem „rauheitsbedingten“ Anstieg des Kraftschlusses zu Kraftschlussreduktionen führen.

Die für unterschiedliche Rauheiten auftretenden Kurven zeigen, aufgrund der signifikant reduzierten Kontakttemperaturen, einen annähernd konstanten Verlauf des Kraftschlusskoeffizienten im Makroschlupf, Abbildung 5.43. Deutlich zu erkennen ist auch der im Vergleich zu den trockenen Kraftschluss - Schlupf Kurven wesentlich frühere Übergang in den gesättigten Kraftschluss, resultierend aus den stark reduzierten, nominellen Haftgrenzen. Glattere Oberflächen, welche das geringere Kraftschlussmaximum aufweisen, zeigen eine Sättigung des Kraftschlusses bei geringeren Längsschlüpfen.

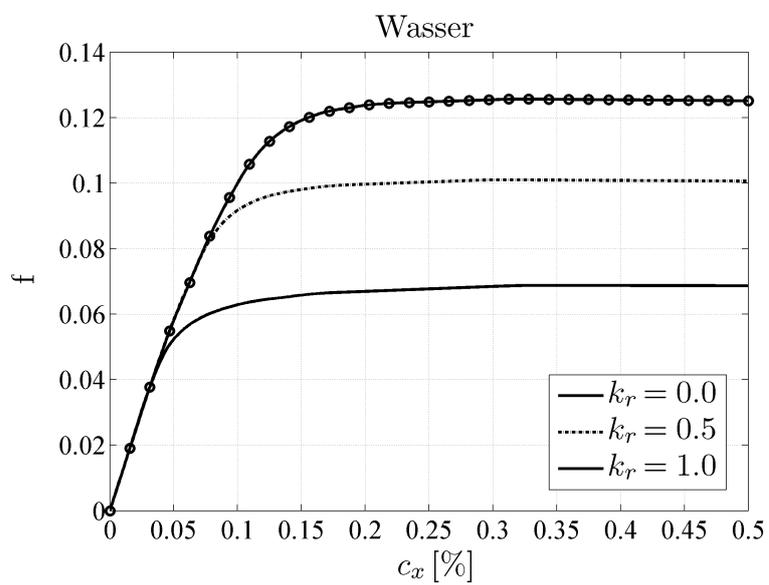


Abbildung 5.43: Kraftschluss - Schlupf Kurven für unterschiedliche Rauheitsparameter k_r , mit Wasser geschmierter Kontakt.

Kapitel 6

Zusammenfassung

Basierend auf den Arbeiten von Sextro [2] wurde ein innovatives Rad-Schiene Kraftschlussmodell unter Berücksichtigung von Temperatur, fluiden Zwischenschichten und mikroskopischer Oberflächenrauheit entwickelt. Es wurde versucht, den Rad-Schiene Kontakt gesamtheitlich abzubilden, was die Berücksichtigung von Größenskalen der nominellen Rad- und Schienengeometrien bis zur mikroskopischen Oberflächenrauheit notwendig macht. Die auf den lokalen Asperitenkontakten auftretenden Reibmechanismen werden in einer generischen Versagensspannung zusammengefasst. Nomineller Normal- und Tangentialkontakt werden durch Winkler'sche Bettungen abgebildet, welche Eingangsgrößen wie nominelle Kontaktfläche und nominelle Normalspannungen für den Mikrokontakt liefern. Die reale, metallische Kontaktfläche wird mit einem statistischen, einkaligen Mikrokontaktmodell berechnet, welches elastische und plastische Asperitendeformationen berücksichtigt. Auf Basis der so erhaltenen Mikroseparationen zwischen Rad und Schiene sowie einer Abstraktion der rauhen Oberflächentopographie lassen sich Kammervolumina, freie Querschnittsflächen bzw. äquivalente Spalthöhen im Kontakt berechnen. Die im Fall von fluider Schmierung in diesem Spalt auftretenden Fluiddrücke werden mit dem Zwischenschichtmodell berechnet. Das Zwischenschichtmodell wurde speziell in Hinblick auf das Rad-Schiene Kraftschlussmodell entwickelt um eine Konsistenz mit der gesamten Modellbildung zu gewährleisten. Die Fluid-Struktur-Kopplung erfolgt auf Basis einer Dimensionsanalyse ausschließlich über den Mikrokontakt, das Modell kann daher als eine Abwandlung der Elastohydrodynamik auf einer Winkler'sche Mikrobettung angesehen werden. Bedingt durch die lokalen Reibleistungen, welche bei einem reibungsbehafteten Rollkontakt bei tangentialer Kraftübertragung auftreten, kommt es zu Temperaturüberhöhungen. Die lokalen Temperaturverteilungen werden im Temperaturmodell berechnet, welches im Gegensatz zum mechanischen Mikrokontakt die Oberflächen als „thermisch glatt“ abbildet. Dies entspricht einer Mittelung der lokalen, auf die Asperiten konzentrierten Wärmeflüsse. Es wurde ein generell gültiges Temperaturmodell abgeleitet, welches im Gegensatz zu bestehenden Ansätzen aus der Literatur global unterschiedliche Rad- und Schienentemperaturen mit kombiniertem Reibleistungseintrag, sowie Grenzfälle wie im Stand durchdrehende oder in der Fahrt blockierende Räder, abbilden kann. Die für den Kontakt relevanten Materialparameter werden von den Kontakttemperaturen beeinflusst. Die quantitative Festlegung

der Parameterwerte muss dabei aufgrund fehlender Materialmodelle für den Mikrokontakt größtenteils heuristisch erfolgen.

Das resultierende Rad-Schiene Kraftschlussmodell ist erstmalig in der Lage, aus Messungen bekannte Abhängigkeiten des Kraftschlusses von Fahrgeschwindigkeit, Normalkraft, Oberflächenrauheit und Schmierungszustand des Kontaktes kombiniert abzubilden. Die gesamtheitliche Modellierung hat deutliche Abhängigkeiten dieser Parametereinflüsse untereinander gezeigt. Das Modell liefert Informationen über thermische und mechanische Belastungen im Kontakt, die lokal aufgelösten Temperatur- und Fluiddruckverteilungen können z.B. in Schädigungsmodellen weiterverarbeitet werden. Speziell die auftretenden Kontakttemperaturen können für Verschleißmodelle relevant sein. Die Verschleißrate hängt nicht nur von der Reibleistung, sondern speziell von den auftretenden Temperaturen ab [62]. Die auftretenden Temperaturen sind wiederum nicht nur von der Reibleistung, sondern auch von Parametern wie Material oder Fahrgeschwindigkeit abhängig.

Die unterschiedlichen Steigungen des linearen Kraftschlussastes im Mikroschlupf können in der Art, wie sie in den Messungen auftreten, nicht reproduziert werden. Das Modell zeigt jedoch sehr gute Übereinstimmung mit den diskutierten Parametereinflüssen der Messungen. Mögliche, zukünftige Erweiterungen sind eine Berücksichtigung nichtelliptischer Kontaktflächen, instationärer Effekte aus Temperatur, Konditionierung oder der Festkörpermechanik sowie eine Berücksichtigung weiterer Einflussgrößen auf die nominellen Tangentialsteifigkeiten nach den Konzepten von Sextro [2] bzw. der sogenannten „dritten Körper“.

Literaturverzeichnis

- [1] C.M. Mate. *Tribology on the small scale*. Oxford University Press, 2008.
- [2] W. Sextro. *Dynamical Contact Problems with Friction*. Springer, 2nd edition, 2007.
- [3] K. Knothe and S. Liebelt. Determination of temperatures for sliding contact with applications for wheel-rail systems. *Wear*, 189:91–99, 1995.
- [4] H. Hertz. Über die Berührung fester elastischer Körper. *Journal für die reine und angewandte Mathematik*, Volume 92:156–171, 1881.
- [5] K. Knothe. Mechanik des Kontaktes von Rad und Schiene. Niederpöcking, Deutschland, 20.-21.9.2006.
- [6] J.J. Kalker. *On the Rolling Contact of Two Elastic Bodies in the Presence of Dry Friction*. PhD thesis, Delft University of Technology, 1967.
- [7] J.J. Kalker. Simplified theory of rolling contact. *Delft Progress Report, Series C: Mechanical and Aeronautical Engineering and Shipbuilding*, Volume 1:1–10, 1973.
- [8] P. Häse and S. Menth. Kraftschluß bei Triebfahrzeugen - Modellbildung und Verifikation an Meßdaten. *Elektrische Bahnen*, 94:125–134, 1996.
- [9] K. Kraft. Die Haftreibung. *Elektrische Bahnen*, 6-9, 1968.
- [10] M. Weinhardt. Erkenntnisse und Maßnahmen zur Hochausnutzung des Kraftschlusses auf modernen Triebfahrzeugen. *AET - Archiv für Eisenbahntechnik*, 42:119–144, 1987.
- [11] O. Polach. A fast wheel-rail forces calculation computer code. *Vehicle System Dynamics Supplement*, 33:728 – 739, 1999.
- [12] O. Polach. Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit. *Wear*, 258:992–1000, 2005.
- [13] C.F. Logston and G.S. Itami. Locomotive friction-creep studies. *Journal of Engineering for Industry*, 102:275–281, 1980.

- [14] T. Ohyama and H. Maruyama. Traction and slip at higher rolling speeds: Some experiments under dry friction and water lubrication. *Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*, pages 395–418, 1982.
- [15] T. Ohyama and S. Nakano. Influence of surface contamination on adhesion force between wheel and rail at higher speeds - behavior of adhesion force under the formation of lubricant film. *Journal of JSLE - International Edition*, 10:121–124, 1989.
- [16] H. Chen, T. Ban, M. Ishida, and T. Nakahara. Experimental investigation of influential factors on adhesion between wheel and rail under wet conditions. *Wear*, 265:1504–1511, 2008.
- [17] W. Zhang, J. Chen, X. Wu, and X. Jin. Wheel/rail adhesion and analysis by using full scale roller rig. *Wear*, 253:82–88, 2002.
- [18] M. Jung. Kraftschlußkurven Siemens TS. *Interner Bericht*, 2007.
- [19] U. Viereck. *Dynamisches Kraftschlußmodell zur Optimierung von Gleitschutzsystemen*. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12, Nr. 678. VDI Verlag, 2008.
- [20] B. Bhushan. *Handbook of Micro/Nano Tribology*. CRC Press, 1999.
- [21] R.L. Jackson, R.S. Duvvuru, H. Meghani, and M. Mahajan. An analysis of elastoplastic sliding spherical asperity interaction. *Wear*, 262:210–219, 2007.
- [22] J.J. Kalker. Rolling contact phenomena: Linear elasticity. *Jacobson, Bo and Kalker: Rolling contact phenomena, CISM Courses and Lectures*, Number 411, Chapter 1:1–84, 2001.
- [23] K.L. Johnson. *Contact Mechanics*. Cambridge University Press, 1985.
- [24] G.W. Stachowiak and A.W. Batchelor. *Engineering Tribology*. Elsevier, 2005.
- [25] Y. Zhao, D. Maietta, and L. Chang. An asperity microcontact model incorporating the transition from elastic deformation to fully plastic flow. *Journal of Tribology*, 122:86–93, 2000.
- [26] T. Telliskivi and U. Olofsson. Contact mechanics analysis of measured wheel-rail profiles using the finite element method. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 215:65–72, 2001.
- [27] J.J. Kalker. A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact. *Vehicle System Dynamics*, Volume 11:1–13, 1982.
- [28] K. Knothe and S. Stichel. *Schienenfahrzeugdynamik*. Springer, 2003.
- [29] M. Ertz. *Temperatur, Materialbeanspruchung und Kraftschluss im Rad-Schiene-Kontakt*. PhD thesis, TU Berlin, 2003.

- [30] H.S. Carslaw and J.C. Jaeger. *Conduction of Heat in Solids*. Oxford University Press, 1959.
- [31] B.N.J. Persson. *Sliding Friction: Physical Principles and Applications*. Springer, 2000.
- [32] G. Baumann, H.J. Fecht, and S. Liebelt. Formation of white-etching layers on rail treads. *Wear*, 191:133–140, 1996.
- [33] W.R. Chang, I. Etsion, and D.B. Bogy. An elastic-plastic model for the contact of rough surfaces. *Trans. of ASME J. of Tribology*, 109:257–263, 1987.
- [34] J.A. Greenwood and J.B.P. Williamson. Contact of nominally flat surfaces. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 295:300–319, 1966.
- [35] J. Jamari and D.J. Schipper. Experimental investigation of fully plastic contact of a sphere against a hard flat. *Journal of Tribology*, 128:230–235, 2006.
- [36] K. Willner. Surface models for contact laws. *Computational Methods in Contact Mechanics V*, page 8, 2001.
- [37] J.F. Archard. Elastic deformation and the laws of friction. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 243 /1233:190–205, 1957.
- [38] A. Majumdar and B. Bhushan. Fractal model of elastic-plastic contact between rough surfaces. *Journal of tribology*, 113:1–11, 1991.
- [39] R. L. Jackson and J. L. Streater. A multi-scale model for contact between rough surfaces. *Wear*, 261:1337–1347, 2006.
- [40] Y. Berthier, S. Descartes, M. Busquet, E. Niccolini, X. Desrayaud, L. Baillet, and M. C. Baietto-Dubourg. The role and effects of the third body in the wheel-rail interaction. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 27:423–436, 2004.
- [41] S. Descartes, C. Desrayaud, E. Niccolini, and Y. Berthier. Presence and role of the 3rd body in a wheel-rail contact. *Proceedings of the 6th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*, pages 333–341, 2003.
- [42] E. Niccolini and Y. Berthier. Wheel-rail adhesion: Laboratory study of the role of the natural 3rd body on the wheels of locomotives and rails. *Proceedings of the 6th international Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*, pages 495–501, 2003.
- [43] D. Richard, I. Iordanoff, Y. Berthier, M. Renouf, and N. Fillot. Friction coefficient as a macroscopic view of local dissipation. *Journal of Tribology*, 129:829–835, 2007.

- [44] K. Hou, J. Kalousek, and E. Magel. Rheological model of solid layer in rolling contact. *Wear*, 211:134–140, 1997.
- [45] B.J. Hamrock, S.R. Schmid, and B.O. Jacobson. *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*. Mechanical Engineering. Marcel Dekker, Inc., 2nd edition, 2004.
- [46] P. Clayton. Tribological aspects of wheel-rail contact: A review of recent experimental research. *Wear*, 191:170–183, 1996.
- [47] N. Patir and H.S. Cheng. An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication. *Journal of lubrication technology*, 100:12–17, 1978.
- [48] H. Chen, M. Ishida, and T. Nakahara. Analysis of adhesion under wet conditions for three-dimensional contact considering surface roughness. *Wear*, 258:1209–1216, 2005.
- [49] G. Cerbe and H. J. Hoffmann. *Einführung in die Thermodynamik*. Fachbuchverlag Leipzig, 2002.
- [50] W. Wagner. *Rohrleitungstechnik*. Vogel, 2008.
- [51] E. Doege, H. Meyer-Nolkemper, and I. Saeed. *Fließkurvenatlas metallischer Werkstoffe*. Hanser Verlag München Wien, 1986.
- [52] Jöller. Temperatureinfluß auf die mechanischen Eigenschaften von Schienenwerkstoffen. Technical report, Voest-Alpine Stahl Donawitz GmbH, 1992.
- [53] H. H. Weber. Untersuchungen und Erkenntnisse über das Adhäsionsverhalten elektrischer Lokomotiven. *Elektrische Bahnen*, 8-9:181–190 and 209–215, 1966.
- [54] H. Fiehn, M. Weinhardt, and N. Zeevenhooven. Drehstromversuchsfahrzeug der Niederländischen Eisenbahnen - Adhäsionsmessungen. *Elektrische Bahnen*, 77:329–338, 1979.
- [55] ORE Research Report B164 - Haftreibung beim Bremsen und Gleitschutzeinrichtungen, Bericht 1 und 2. Technical report, Forschungs- und Versuchsamt des Internationalen Eisenbahnverbandes, 1985.
- [56] T. Ohyama, K. Ohno, and S. Nakano. Influence of surface contamination on adhesion force between wheel and rail at higher speeds - behavior of adhesion force under the surfaces contaminated with a small amount of liquid paraffin. *Journal of JSLE - International Edition*, 10:111–114, 1989.
- [57] T. Ohyama. Tribological studies on adhesion phenomena between wheel and rail at high speeds. *Wear*, 144:263–275, 1991.

- [58] E. A. Gallardo-Hernandez, R. Lewis, T. Hilton, and T. Armitage. Twin disc assessment of wheel/rail adhesion. *Proceedings of the International Symposium on Friction, Wear and Wear Protection*, 2008.
- [59] H. Chen, T. Ban, M. Ishida, and T. Nakahara. Experimental investigation of influential factors on adhesion between wheel and rail under wet conditions. *Proceedings of the 7th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*, pages 351–358, 2006.
- [60] K. Knothe, M. Ertz, and H. Yuan. *Untersuchungen zum Kraftschluss zwischen Rad und Schiene bei Hochgeschwindigkeitsschienenverkehr*. TU Berlin, 2001.
- [61] P.J. Blau. Friction microprobe investigation of particle layer effects on sliding friction. *Wear*, 162-164:102–109, 1993.
- [62] H. Krause and G. Poll. Wear of wheel-rail surfaces. *Wear*, 113:103–122, 1986.