

Rad-Schiene-Modelle in der Simulation der Fahrzeug- und Antriebsdynamik

Oldřich Polách, Winterthur

Hohe Kraftschlussausnutzung und anspruchsvolle fahrgedynamische Auslegung moderner Hochleistungslokomotiven verlangen komplexe Simulationen, die gleichermaßen die Bereiche Mechanik, Elektrotechnik und Regelung abdecken. In der Antriebs- und der Fahrgedynamik werden für die Modellierung der Kräfte zwischen Rad und Schiene bisher unterschiedliche Methoden verwendet, die sich für komplexe dynamische Analysen vereinigen lassen. Diese neue Modellierung wird mit Messungen verglichen und ihre Anwendung in Beispielen gezeigt.

Wheel-rail models in simulation of vehicle and drive dynamics

High adhesion utilisation and sophisticated vehicle dynamics design of modern high power locomotives demands complex simulations which simultaneously take into consideration the mechanical, electrotechnical and control system fields. Different methods are used until present in traction drive and vehicle system dynamics for the modelling of forces between wheel and rail which can be combined for complex analyses. This new modelling is compared with measurements and its utilisation is demonstrated in examples.

Modèles roue-rail en simulation de la dynamique de véhicule et d'entraînement

L'utilisation poussée du coefficient de frottement et la conception exigeante de la dynamique du véhicule des locomotives de haute-performance nécessitent des simulations complexes qui tiennent compte aussi bien des domaines mécaniques qu'électrotechniques et de réglage. Concernant la dynamique du véhicule et de l'entraînement des méthodes, jusqu'ici différents, sont utilisés pour modeler les forces entre roue et rail

qui peuvent être mises en commun. La nouvelle modélisation qui en résulte est comparée avec des résultats de mesure et son emploi démontré par des exemples.

1 Einführung

Der Rad-Schiene-Kontakt hat mehrere Funktionen gleichzeitig zu erfüllen: Er stützt das Fahrzeug, indem er die Vertikalkräfte trägt, und er führt es durch die Querkkräfte in seiner Fahrtrichtung. Auch die Zug- und Bremskräfte werden durch den rollenden Kontakt von Rad und Schiene übertragen.

Die Modellierung der Kräfte zwischen Rad und Schiene soll die für die jeweilige Untersuchung benötigten Eigenschaften nachbilden. Der Rad-Schiene-Kontakt wird einerseits in Analysen der Antriebsdynamik und Zugkraftregelung der Lokomotiven und anderer Schienentriebfahrzeuge benötigt, andererseits in der aus der Lauftechnik resultierenden Fahrgedynamik, die sich mit den dynamischen Eigenschaften des Gesamtsystems des Fahrzeugs beschäftigt. Je nach der Anwendung sind die Anforderungen an die Eigenschaften der Rad-Schiene-Modelle unterschiedlich.

Eine hohe Kraftschlussausnutzung bei der Auslegung des Antriebs und der Regelung moderner Hochleistungslokomotiven verlangt komplexe Simulationen, die gleichzeitig die Bereiche Mechanik, Elektrotechnik und Regelung abdecken, um die gegenseitige Beeinflussung der Antriebsdynamik und der Lauftechnik bei einer Fahrt auf der Adhäsionsgrenze im Bogen untersuchen zu können.

Solche umfangreiche Simulationen benötigen auch eine Weiterentwicklung der Rad-Schiene-Model-

le, die bis jetzt in einzelnen Bereichen unterschiedlich behandelt werden. Diese Modelle sind zu einem Modell zu vereinigen, das den Anforderungen aus allen Bereichen gerecht wird, ausreichend genau ist und kurze Rechenzeiten für die Anwendung in den Computersimulationen benötigt.

Der Artikel gibt eine Übersicht über die Methoden, die in der Antriebsdynamik und in der Fahrgedynamik für die Modellierung der Rad-Schiene-Kräfte verwendet werden, und bietet eine geeignete Möglichkeit, die bis jetzt unterschiedlichen Modelle für komplexe dynamische Analysen in Zusammenhang mit der Fahrzeug- und der Antriebsdynamik sowie der Kraftschlussregelung zu vereinigen. Die vorgeschlagenen Modelle werden mit Messungen verglichen und die Anwendung in Beispielen gezeigt.

2 Rad-Schiene-Modelle in der Antriebsdynamik

Die Modellierung der Rad-Schiene-Kräfte in der Antriebsdynamik ist meistens auf die Fahrt in der Geraden eingeschränkt. Die Kontaktbedingungen können dementsprechend als konstant betrachtet werden. Die Modellierung wird auf die Darstellung der Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken für die gegebenen Bedingungen im Rad-Schiene-Kontakt reduziert, das sind vor allem Wetter und Oberflächenzustand. Über die Form dieser Charakteristiken kann man in der Literatur verschiedene Angaben finden [1]. Bei großen Schlupfwerten ist eine Abnahme der Kraftschluss-Schlupf-Kennlinien im Sättigungsbereich charakteristisch. Diese Kraftschlussab-

Tabelle 1: Formelzusammenstellung.

Kraftschlussmodelle in der Antriebsdynamik

Heuristisches Modell des Rad-Schiene-Kontaktes mit schlupfabhängigem Kraftschluss:

$$f_x = f(s_x) \quad (1a)$$

darin Kraftschluss f_x definiert als

$$f_x = \frac{F_x}{Q} \quad (1b)$$

mit

F_x Tangentialkraft zwischen Rad und Schiene in x -Richtung
 x Koordinate Längsrichtung
 Q vertikale Radkraft

und Längsschlupf s_x definiert als

$$s_x = \frac{w_x}{v} \quad (1c)$$

mit

w_x Schlupfgeschwindigkeit zwischen Rad und Schiene in x -Richtung
 v Fahrgeschwindigkeit

Modell von *Frederich*:

$$f_x = \mu \cdot (1 - e^{-310 \cdot |s_x|}) \cdot \frac{s_x}{|s_x|} \quad (2)$$

mit

μ Reibungskoeffizient

Methode nach [10] für konstante Parameter der Berührung Rad-Schiene in Längsrichtung gibt:

$$f_x = K \cdot s_x \cdot \left[1 - \frac{1}{3} \left(\frac{K \cdot s_x}{\mu} \right) + \frac{1}{27} \left(\frac{K \cdot s_x}{\mu} \right)^2 \right] \quad \text{für} \quad \frac{K \cdot s_x}{\mu} \leq 3 \quad (3a)$$

$$f_x = \mu \quad \text{für} \quad \frac{K \cdot s_x}{\mu} > 3 \quad (3b)$$

mit

K dimensionslose Konstante abhängig von Parametern des Kontaktes Rad-Schiene

$$K = \frac{a \cdot b \cdot G \cdot c_{11}}{Q} \quad (3c)$$

mit

a, b Halbachsen der Kontaktellipse
 G Schubmodul
 c_{11} Kalker-Koeffizient [11]

Methode nach [17] für konstante Parameter der Berührung Rad-Schiene in Längsrichtung gibt:

$$f_x = \frac{2 \cdot \mu}{\pi} \left(\frac{K_p \cdot s_x}{1 + (K_p \cdot s_x)^2} + \arctan(K_p \cdot s_x) \right) \quad (4a)$$

mit

$$K_p = \frac{\pi \cdot a \cdot b \cdot G \cdot c_{11}}{4 \cdot Q} = \frac{\pi}{4} K \quad (4b)$$

Kraftschlussmodelle in der Fahrzeugdynamik

Lineare Theorie nach [11; 12] mit *Kalker*-Koeffizienten c_{ii} :

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{bmatrix} = G \cdot a \cdot b \begin{bmatrix} c_{11} & 0 & 0 \\ 0 & c_{22} & c_{23} \cdot \sqrt{a \cdot b} \\ 0 & -c_{23} \cdot \sqrt{a \cdot b} & a \cdot b \cdot c_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} s_x \\ s_y \\ \psi \end{bmatrix} \quad (5a)$$

mit

s_x, s_y Längs- und Querschlupf

$$s_i = \frac{w_i}{v} \quad i = x, y \quad (5b)$$

w_x, w_y Längs- und Querschlupfgeschwindigkeit

v Fahrgeschwindigkeit

ψ relativer Bohrschlupf

$$\psi = \frac{\omega_B}{v} \quad (5c)$$

ω_B Bohrschlupf-Winkelgeschwindigkeit

Methode nach [10]: Addition der nach (5) berechneten Kräfte F'_x und F'_y als Vektoren zur Gesamtkraft F'_S

$$F'_S = \sqrt{(F'_x)^2 + (F'_y)^2} \quad (6a)$$

und Approximation nach [14] für die nichtlineare Gesamtkraft F_S

$$F_S = \mu \cdot Q \cdot \left[K_F - \frac{1}{3} K_F^2 + \frac{1}{27} K_F^3 \right] \quad \text{für} \quad K_F \leq 3 \quad (6b)$$

$$F_S = \mu \cdot Q \quad \text{für} \quad K_F > 3 \quad (6c)$$

$$K_F = \frac{F'_S}{\mu \cdot Q} \quad (6d)$$

führt zu den resultierenden Tangentialkräften F_x in Längs- und F_y in Querrichtung aus Vektorzerlegung der Gesamtkraft F_S proportional den Kräften F'_x, F'_y :

$$F_x = \frac{F'_x}{F'_S} F_S, \quad F_y = \frac{F'_y}{F'_S} F_S \quad (6e)$$

Methode nach [17]: Maximale Tangentialspannung in der Kontaktfläche

$$\tau_{\max} = \mu \cdot \sigma \quad (7)$$

mit

σ Normalspannung

Aus Tangentialspannung nach Transformation vom Ellipsoid zur Halbkugel gemäß [17] folgt:

$$F = \frac{2 \cdot Q \cdot \mu}{\pi} \left(\frac{\varepsilon}{1 + \varepsilon^2} + \arctan \varepsilon \right) \quad (8a)$$

mit

ε Gradiente der Tangentialspannung in der Haftfläche

$$\varepsilon = \frac{2}{3} \frac{C \cdot \pi \cdot a^2 \cdot b}{Q \cdot \mu} s \quad (8b)$$

mit

C Koeffizient der Kontaktelastizität oder tangentielle Kontaktsteifigkeit
 s Schlupf

$$s = \sqrt{s_x^2 + s_y^2} \quad (8c)$$

Für ε in (8a) gilt mit C aus [11] wenn nur Kräfte in Längsrichtung betrachtet werden:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{4} \frac{G \cdot \pi \cdot a \cdot b \cdot c_{11}}{Q \cdot \mu} s_x \quad (9)$$

mit

c_{11} Kalker-Koeffizient für Längsrichtung [11]

Erweitertes Kraftschlussmodell für Simulation der Fahrzeug- und der Antriebsdynamik

Annahme für Verlauf des Reibbeiwertes in Funktion der Schlupfgeschwindigkeit:

$$\mu = \mu_0 \cdot [(1 - A) \cdot e^{-B \cdot w} + A] \quad (10a)$$

mit

$$A = \mu_\infty / \mu_0 \quad (10b)$$

(Fortsetzung nächste Seite)

Tabelle 1: Formelzusammenstellung (Fortsetzung).

mit		Tangentialkraft bei Annahme unterschiedlicher <i>Kalker</i> -Faktoren k_A in Haft- und k_S in Gleitfläche:
μ_0	Maximum des Reibbeiwertes bei Schlupfgeschwindigkeit Null	
μ_∞	Minimum des Reibbeiwertes bei unendlicher Schlupfgeschwindigkeit	$F = \frac{2 \cdot Q \cdot \mu}{\pi} \left(\frac{k_A \cdot \varepsilon}{1 + (k_A \cdot \varepsilon)^2} + \arctan(k_S \cdot \varepsilon) \right) \quad (13)$
B	Koeffizient der Abnahme des Reibbeiwertes in s/m	
w	Schlupfgeschwindigkeit zwischen Rad und Schiene in m/s	<i>Kalker</i> -Faktor bei $k_A > k_S$:
		$k = \frac{k_A + k_S}{2} \quad (14)$
Reduktion der <i>Kalker</i> -Koeffizienten c_{ii} mit <i>Kalker</i> -Faktor k :		Kraftschluss-Schlupf-Charakteristik, wenn nur Kräfte in Längsrichtung betrachtet werden:
$c_{iiR} = k \cdot c_{ii}$	$0 < k \leq 1$	$f_x = \frac{2 \cdot \mu}{\pi} \left(\frac{k_A \cdot K_p \cdot s_x}{1 + (k_A \cdot K_p \cdot s_x)^2} + \arctan(k_S \cdot K_p \cdot s_x) \right) \quad (15)$
Gradiente ε der Tangentialspannung aus (9) bei Reduktion der <i>Kalker</i> -Koeffizienten mit <i>Kalker</i> -Faktor k :		mit
$\varepsilon_{red} = \frac{1}{4} \frac{G \cdot \pi \cdot a \cdot b \cdot k \cdot c_{11}}{Q \cdot \mu} s_x = k \cdot \varepsilon \quad (12)$		Reibbeiwert $\mu = f(w)$ nach (10) und K_p nach (4b)

nahme, die zu selbsterregten Schwingungen im Antriebsstrang führen kann, wird unter anderem auf den Temperatureinfluss zurückgeführt [2; 3; 4]. Die Messungen weisen aber große Streuungen und einen gewissermaßen zufälligen Charakter auf. Der Verlauf der Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken im Sättigungsbereich ist sehr unterschiedlich. In manchen Messungen wird nicht nur über den abnehmenden Verlauf, sondern auch über einen zunehmenden Verlauf im Sättigungsbereich berichtet. Eine Mittelung über eine große Zahl Messungen kann dabei zu einem etwa konstanten Verlauf der Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken im Sättigungsbereich führen [5].

Die Mehrheit der publizierten Messresultate wie auch eigene Messungen zeigen bei trockenen Bedingungen ein ausgeprägtes Maximum und einen steil abnehmenden Verlauf im Sättigungsbereich. Bei nassem Schienen sind die Charakteristiken durch einen kleineren Gradienten der Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken im Mikroschlupfbereich und einen leicht abnehmenden, fast konstanten Verlauf im Makroschlupfbereich gekennzeichnet. Das Sanden führt zur Erhöhung des Kraftschlusshöchstwertes und einer noch deutlicheren Kraftschlussabnahme im Sättigungsbereich als bei trockenen Bedingungen. Die Anfangssteigung der Kennlinien kann aus solchen Messungen meistens nur sehr ungenau abgelesen werden. Bei den Untersuchungen zur Kraftschlussregelung,

wo große Schlupfwerte vorkommen, betrachten einige Autoren die Anfangssteigung als unendlich [6].

Für die Modellierung der Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken in der Antriebsdynamik werden verschiedene Ansätze gewählt. Ein heuristisches Modell des Rad-Schiene-Kontaktes, in dem der Kraftschluss vom Schlupf abhängig ist, kann mittels verschiedener Funktionen in der Form nach Gleichung (1) gebildet werden; alle Gleichungen dieses Beitrags sind in Tabelle 1 zusammengestellt.

Da die Tangentialkraft in Gegenrichtung zu der Schlupfgeschwindigkeit orientiert ist, müsste die Formel theoretisch mit negativem Vorzeichen ergänzt werden. Darauf wird jedoch im Weiteren verzichtet.

Auf Ansatz (1) basiert zum Beispiel das Modell von *Frederich* in Gleichung (2). In [7] wird dieses Modell mit einer Gewichtungsfunktion in Form des hyperbolischen Tangens ergänzt, um den abfallenden Kraftschlussverlauf zu modellieren.

Es gibt natürlich viele Möglichkeiten, wie die gemessenen Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken mit Funktionen nachgebildet werden können, ohne die theoretischen Zusammenhänge zu betrachten. Solche Ersatzfunktionen sind jedoch nur in einem eingeschränkten Bereich der Parameter und der Randbedingungen gültig.

In [8] wird die Methode von *Häse* und *Menth* [6] vorgestellt, die auf Modellansätzen von *Kraft* für den Makroschlupfbereich basiert

und durch eine zusätzliche Abhängigkeit für Fremdschichten auf realitätsnahe Schienenverhältnisse angepasst wird.

In manchen Untersuchungen der Antriebsdynamik werden die Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken basierend auf den theoretischen, für die Fahrzeugdynamik entwickelten Kontaktmodellen beschrieben. So wird in [9] die Theorie von *Shen*, *Hedrick* und *Elkins* [10] verwendet, die später noch näher beschrieben wird. Werden die Parameter der Berührung von Rad und Schiene konstant gehalten, führt diese Theorie für die Längsrichtung auf Gleichung (3). Die dimensionslose Konstante K darin hängt von den Parametern des Kontaktes zwischen Rad und Schiene ab. Als Beispiel erhalten wir für eine Normalspurlokomotive mit den Werten in Tabelle 2 die Konstante $K = 235$.

Tabelle 2: Kenndaten zur Berechnung der Konstanten K in Gleichung (3) (Tabelle 1).

Radkraft Q	102,4 kN
Radprofil S 1002	
Schiene UIC 60	
Einbauneigung	1 : 40
Schubmodul G	$8,4 \cdot 10^{10} \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$
Ellipsenhalbmesser a	$6,47 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
b	$10,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
<i>Kalker</i> -Konstante c_{11}	4,1

In [9] wird in dieser Methode der Reibbeiwert und auch das Reibgesetz hinsichtlich der Umschaltbedingung einem stochastischen Einfluss unterworfen und somit realitätsnahe Kraftschlusschwankungen erreicht.

Eine andere Möglichkeit ist die Anwendung der später beschriebenen Methode des Autors. Für die konstanten Parameter der Berührung von Rad und Schiene führt sie für die Längsrichtung auf die Gleichung (4) und für das obige Beispiel wird darin $K_p = 185$.

Die Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken nach (4), (3), und (2) beinhalten jedoch keinen abfallenden Ast und sind bei Bedarf mit einer Gewichtungsfunktion zu ergänzen. Der abfallende Bereich bei großen Schlupfwerten kann auch durch physikalische Abhängigkeit des Reibbeiwertes von der Schlupfgeschwindigkeit zwischen Rad und Schiene modelliert werden, wie weiter unten beschrieben ist.

3 Rad-Schiene-Modelle in der Fahrzeugdynamik

In den fahrdynamischen Simulationen ist es notwendig, die dynamischen Kräfte sowohl in Richtung der Normale zur Berührfläche als auch in der Tangentialrichtung zu betrachten. Obwohl die Berührfläche zwischen Rad und Schiene meistens eine allgemeine, von einer Ellipse abweichende Form hat, wird diese in den meisten Simulationsanwendungen durch eine oder mehrere Ellipsen ersetzt. Die Berücksichtigung einer nichtelliptischen Kontaktfläche würde einen großen Rechenaufwand bedeuten und ist in den Simulationsprogrammen meistens noch nicht realisiert. Die Normalkraft in der elliptischen Kontaktfläche lässt sich mit der Kontakttheorie nach *Hertz* berechnen.

Den Schwerpunkt der Modellierung des Rad-Schiene-Kontaktes bildet die Berechnung der Tangentialkräfte bei rollendem Kontakt. Die Tangentialkräfte sind mit Schlupf verbunden. Die Schlupfwerte in Längs- und Querrichtung können durch Längs- und Quergleiten, Wenden um die Hochachse und unterschiedliche Rollradien der beiden Räder eines Radsatzes entstehen. Dazu kommt der Bohrschlupf, das ist eine Drehbewegung um die Normale zur Kontaktfläche

(Bild 1). Bedingt durch die Neigung der Lauffläche würden die ungebundenen Räder auf einer Kreisbahn rollen, die jeweils von der Gleismitte weg abzweigt. Als Folge der Kopplung der Räder mittels der Radsatzachse oder bei Einzelrädern der Radführung entsteht der Bohrschlupf, der die Tangentialkräfte in der Kontaktfläche beeinflusst.

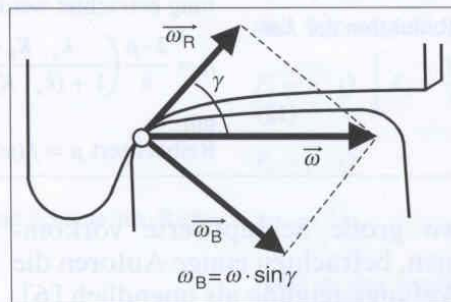


Bild 1: Entstehung von Bohrschlupf zwischen Rad und Schiene.

- ω Vektor der Rotation des Radsatzes um die Radsatzwelle
- ω_R Vektor der Rollbewegung des Rades auf der Schienenoberfläche
- ω_B Bohrschlupf-Vektor
- γ Kontaktwinkel

Als die erste Theorie über die Tangentialkraft im Kontakt von Rad und Schiene wird meistens die Arbeit von *Carter* aus dem Jahr 1926 zitiert [12;13]. Es handelt sich um eine zweidimensionale Theorie, die nur Längsschlupf betrachtet. Die Kontaktfläche wird in Haft- und Gleitgebiet aufgeteilt, eine Annahme, die später in den meisten Theorien übernommen wurde. Weitere bekannte Theorien entstanden erst Ende der fünfziger und Anfang der sechziger Jahre. Bedeutend ist besonders die Arbeit von *Vermeulen* und *Johnson* [14]. Es handelt sich um eine dreidimensionale Theorie, jedoch ohne Bohrschlupf. In den Simulationen hat vor allem die Approximation der Kraftschluss-Kennlinie mittels der kubischen Sättigungsfunktion der gleichen Autoren Anwendung gefunden.

Die am meisten anerkannten Arbeiten im Bereich des rollenden Kontaktes stammen von *Kalker*. Seine 1967 veröffentlichte Theorie [11] stellt eine allgemeine Lösung der Tangentialkräfte im rollenden Kontakt bei Präsenz von Längs-, Quer- und Bohrschlupf dar. Die

Verteilung der Tangentialspannung wird unter Annahme linearer Deformationen in den Halbräumen berechnet. Zur Berechnung der Spannungsverteilung in einem nichtelliptischen rollenden Kontakt hat *Kalker* das Programm *CONTACT* entwickelt.

Die lineare Theorie von *Kalker* [11;13] gilt nur für kleine Schlupfwerte. Die linearen Abhängigkeiten zwischen Schlupfwerten und Tangentialkräften sind durch die sogenannten *Kalker-Koeffizienten* $c_{11}, c_{22}, c_{23}, c_{33}$ beschrieben wie in Gleichung (5). Das Moment M_z zwischen Rad und Schiene ist relativ klein und kann in den fahrdynamischen Betrachtungen vernachlässigt werden.

Die *Kalker-Koeffizienten*, erstmals in [11] aufgeführt, sind in Funktion vom Halbachsenverhältnis a/b in Bild 2 dargestellt. Der Koeffizient c_{23} beschreibt den Zusammenhang zwischen dem Bohrschlupf und der Querkraft; bei Anwesenheit von Bohrschlupf entsteht eine Querkraft, auch wenn kein Querschlupf vorhanden ist. Ähnlich entsteht bei Anwesenheit von Querschlupf ein Moment, auch wenn kein Bohrschlupf vorhanden ist.

Bei nichtlinearen fahrdynamischen Simulationen ist die Rechenzeit von entscheidender Bedeutung. Die Anwendung der exakten Theorie von *Kalker* mit *CONTACT* war und ist auch heute noch wegen der langen Rechenzeit nicht akzeptabel. Sie kann jedoch für die

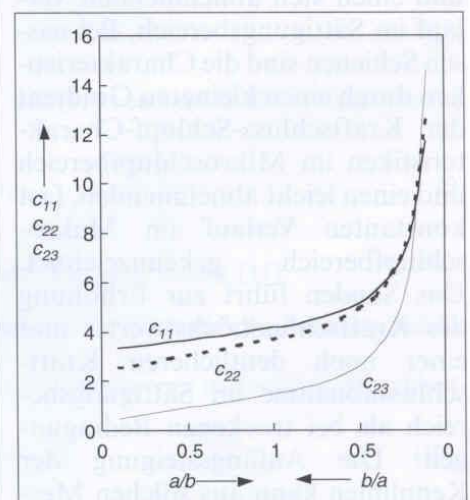


Bild 2: *Kalker-Koeffizienten* c_{ij} in Abhängigkeit vom Halbachsenverhältnis a/b der Kontaktellipse [11] für die Poissonzahl 0,25.

Berechnung und Speicherung der Daten im Vorfeld einer Simulation verwendet werden, auf die dann während der Simulation zurück gegriffen wird. Dadurch wird eine akzeptable Rechenzeit erreicht, die Datenmenge und somit auch die Genauigkeit sind jedoch stark limitiert. Umfangreiche Datentabellen erhöhen zwar die Genauigkeit, der Suchvorgang dauert jedoch länger und auch die Rechenzeit ist größer.

Es wurden deshalb besser geeignete Methoden für die Anwendung in den Simulationen gesucht. Von *Kalker* selbst stammt die 1982 veröffentlichte sogenannte vereinfachte Theorie und das Programm FASTSIM [15]. Die vereinfachte Theorie liefert eine gute Annäherung zur exakten. In Einzelfällen erreicht die Abweichung bis 15% der Maximalkraft, wobei FASTSIM etwa tausendmal schneller rechnet als CONTACT.

Verbreitet ist auch die 1983 publizierte Methode [10]. Hier werden die mit der linearen Theorie (5a) nach *Kalker* berechneten Kräfte F'_x und F'_y als Vektoren zur Gesamtkraft F'_S addiert und für die nicht-lineare Gesamtkraft F_S wird dann die Approximation nach [14] verwendet wie in Gleichung (6), wobei die Tangentialkräfte F'_x in Längs- und F'_y in Querrichtung durch Vektorzerlegung der Gesamtkraft F_S proportional den Hilfskräften berechnet werden.

Diese Approximation liefert für Längs- und Querschleif eine sehr gute Übereinstimmung mit der exakten Theorie nach *Kalker*, sie kann aber nur bei kleinem Bohrschlupf als geeignet betrachtet werden. Bei großem Bohrschlupf nähert sich die Querkraft nicht zur Null, wie das nach der exakten Theorie der Fall sein sollte, sondern bleibt konstant. Für die Simulationen einer Bogenfahrt oder einer Fahrt an der Stabilitätsgrenze, wo das Rad die Schiene in der Hohlkehle des Radprofils berührt und deshalb große Bohrschlupfwerte zu erwarten sind, ist diese Methode nicht geeignet.

Eine effiziente Möglichkeit zur Berechnung der Tangentialkräfte im Kontakt von Rad und Schiene bietet die Anwendung der vom Autor entwickelten Methode [16; 17].

Der Algorithmus ergibt einen sehr guten Kompromiss zwischen der Rechenzeit und der benötigten Genauigkeit. Bohrschlupf ist trotz den Vereinfachungen berücksichtigt. Im Vergleich zu anderen vereinfachten Methoden wird eine kleinere Abweichung zur exakten Theorie erreicht. Genauso wie die anderen für die Simulationen entwickelten Methoden basiert das Verfahren auf der elliptischen Kontaktfläche, die in Haft- und Gleitgebiet unterteilt ist. Die maximale Tangentialspannung $\tau_{\max}$ ist gemäß (7) proportional der Normalspannung σ . Die Tangentialspannung nimmt li-

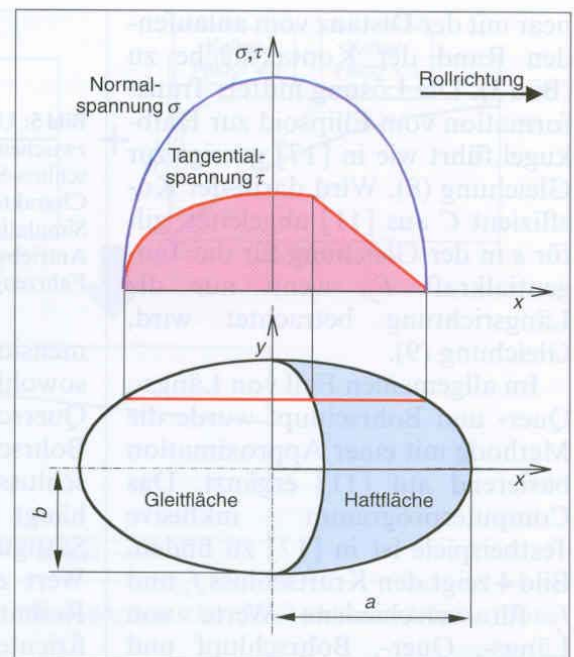


Bild 3: Aufteilung der Kontaktfläche und Verteilung der Tangentialspannung bei der Berechnung der Tangentialkräfte zwischen Rad und Schiene nach [17].

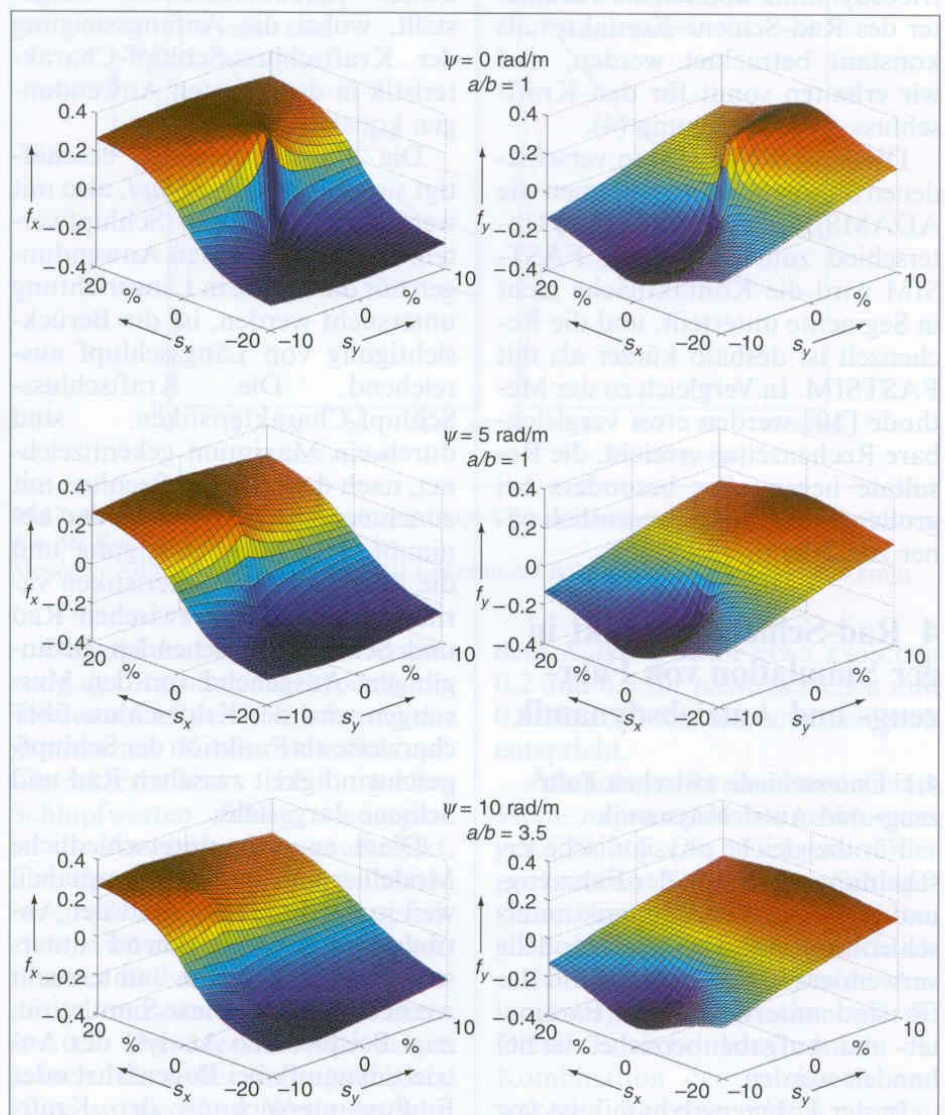


Bild 4: Kraftschluss zwischen Rad und Schiene f_x in Längsrichtung und f_y in Querrichtung für verschiedene Werte von Längsschlupf s_x , Querschleif s_y , Relativ-Bohrschlupf ψ und Halbachsenverhältnis a/b der Kontaktellipse.

near mit der Distanz vom anlaufenden Rand der Kontaktfläche zu (Bild 3). Die Lösung mittels Transformation vom Ellipsoid zur Halbkugel führt wie in [17] gezeigt zur Gleichung (8). Wird darin der Koeffizient C aus [11] abgeleitet, gilt für ε in der Gleichung für die Tangentialkraft F_x , wenn nur die Längsrichtung betrachtet wird, Gleichung (9).

Im allgemeinen Fall von Längs-, Quer- und Bohrschlupf wurde die Methode mit einer Approximation basierend auf [11] ergänzt. Das Computerprogramm inklusive Testbeispiele ist in [17] zu finden. Bild 4 zeigt den Kraftschluss f_x und f_y für verschiedene Werte von Längs-, Quer-, Bohrschlupf und Halbachsverhältnis der Kontaktellipse.

Für die Anwendung in der Antriebsdynamik können die Parameter des Rad-Schiene-Kontaktes als konstant betrachtet werden, und wir erhalten somit für den Kraftschluss f_x die Gleichung (4).

Diese Methode wird in verschiedenen Simulationsprogrammen wie ADAMS/Rail angewendet. Im Unterschied zum Programm FASTSIM wird die Kontaktfläche nicht in Segmente unterteilt, und die Rechenzeit ist deshalb kürzer als mit FASTSIM. In Vergleich zu der Methode [10] werden etwa vergleichbare Rechenzeiten erreicht, die Resultate liegen aber besonders bei großem Bohrschlupf wesentlich näher zur Theorie in [11].

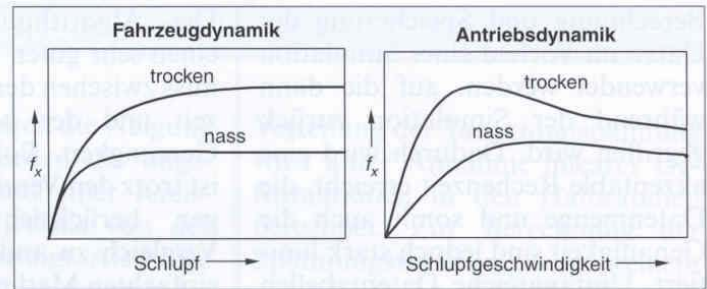
4 Rad-Schiene-Kontakt in der Simulation von Fahrzeug- und Antriebsdynamik

4.1 Unterschiede zwischen Fahrzeug- und Antriebsdynamik

Für die gleiche physikalische Erscheinung werden in der Fahrzeug- und in der Antriebsdynamik unterschiedliche Theorien und Modelle verwendet (Bild 5). Der Grund dafür sind unterschiedliche Parameter- und Aufgabenbereiche, die behandelt werden.

In der Fahrzeugdynamik ist vor allem ein sehr niedriger Schlupf von Bedeutung, der *Mikroschlupf*. Für die Berechnungen werden dreidi-

Bild 5: Unterschiede zwischen Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken aus Simulationen der Antriebs- und der Fahrzeugdynamik.



mensionale Modelle benötigt, die sowohl den Längs- als auch den Querschlupf sowie den Einfluss von Bohrschlupf beinhalten. Die Kraftschluss-Schlupf-Charakteristik hängt vom Schlupf ab, wobei im Sättigungsbereich ein konstanter Wert erreicht wird, der trockene Reibung mit konstantem Reibkoeffizienten bedeutet. Der Zustand der Rad- und Schienenoberfläche, also trocken, nass, verschmutzt und so weiter wird durch den unterschiedlichen Reibkoeffizienten dargestellt, wobei die Anfangssteigung der Kraftschluss-Schlupf-Charakteristik in den meisten Anwendungen konstant bleibt.

Die Antriebsdynamik beschäftigt sich mit *Makroschlupf*, also mit wesentlich größeren Schlupfwerten. Da in den meisten Anwendungen nur die Kräfte in Längsrichtung untersucht werden, ist die Berücksichtigung von Längsschlupf ausreichend. Die Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken sind durch ein Maximum gekennzeichnet, nach dem der Kraftschluss mit zunehmendem Schlupf wieder abnimmt. Die Anfangssteigung und die Form der Charakteristiken variieren je nach den zwischen Rad und Schiene herrschenden Bedingungen. Ausgehend von den Messungen wird der Kraftschluss üblicherweise als Funktion der Schlupfgeschwindigkeit zwischen Rad und Schiene dargestellt.

Diese so weit unterschiedliche Modellierung ist nur akzeptabel, weil in der Fahrzeug- und der Antriebsdynamik weitgehend unterschiedliche Bereiche untersucht werden. Eine komplexe Simulation, zum Beispiel eine Analyse der Antriebsdynamik bei Bogenfahrt oder Einflussuntersuchung der Kraftschlussregelung auf die Fahrzeugdynamik, können somit nicht angegangen werden. Dafür muss ein er-

weitertes Rad-Schiene-Modell erstellt werden, das die Eigenschaften von beiden Bereichen abdeckt und die folgenden Anforderungen erfüllt:

- Gilt sowohl für Längs- als auch für Querschlupf,
- berücksichtigt den Einfluss von Bohrschlupf,
- weist ein eindeutiges Kraftschlussmaximum in Längsrichtung auf,
- arbeitet sehr effizient und ermöglicht somit kurze Rechenzeiten.

Eine mögliche Lösung wird im Weiteren vorgestellt und mit Anwendungsbeispielen ergänzt.

4.2 Rad-Schiene-Modell für die Anwendung in der Simulation der Rückkopplung von Antriebs- und Fahrzeugdynamik

Der Reibkoeffizient nimmt mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit ab, wie von verschiedenen Autoren gezeigt wurde, so in [18]. Dieser Zusammenhang kann beim Kraftschlussmodell mit einem abfallenden Teil hinter dem Adhäsionsoptimum benutzt werden wie in [1; 6]. Einige Autoren präsentieren thermische Modelle, wo die Abnahme des Reibbeiwertes in Zusammenhang mit der Erwärmung im Kontakt zwischen Rad und Schiene gebracht wird [2; 3]. Trotz der Komplexität der Problematik bildet die Annahme eines mit der Schlupfgeschwindigkeit abnehmenden Reibbeiwertes eine geeignete Voraussetzung für die erweiterte Modellierung der Rad-Schiene-Kräfte in der Fahrzeug- und Antriebsdynamik. Die aus Experimenten gewonnenen, unter verschiedenen Bedingungen zwischen Rad und Schiene stark unterschiedlichen Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken können somit nachgebildet werden.

Der Verlauf des Reibbeiwertes in Funktion der Schlupfgeschwindigkeit kann in der Form nach Gleichung (10) angenommen werden.

Aus dem Gesichtspunkt der übertragbaren Zugkraft ist vor allem die Modellierung der ungünstigen Bedingungen zwischen Rad und Schiene wie Staub, Rost, Feuchte, Ölsuren und Anderes von Bedeutung. Dabei ist die Anfangssteigung deutlich niedriger als nach der Theorie, die nur für trockene Reibung gilt. Auch für trockene Bedingungen ist der Gradient der Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken aus der Messung kleiner als nach der Theorie. Als Ursache hierfür werden die Eigenschaften der Oberfläche und deren Verschmutzung betrachtet. In [12] wird theoretisch der Einfluss der Oberflächenrauigkeit betrachtet. Vereinfacht können diese Eigenschaften in der *Steifheit der anisotropen Oberflächenschicht* [19] berücksichtigt werden. In den linearisierten fahrzeugdynamischen Berechnungen wird dies mit der Reduktion der *Kalker-Koeffizienten* c_{ii} mit dem so genannten *Kalker-Faktor* k realisiert (11).

Die Reduktion der Anfangssteigung, bekannt aus der linearen Theorie, kann auch in der nichtlinearen Theorie verwendet und zur Nachbildung der gemessenen Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken benutzt werden.

Die in Bild 6 gezeigte Kombination eines mit der Schlupfgeschwindigkeit abnehmenden Reibkoeffizienten mit der Reduktion der *Kalker-Koeffizienten* ermöglicht es:

- Die für die Antriebsdynamik benötigte Form der Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken zu erreichen und
- die für die Fahrzeugdynamik notwendigen Zusammenhänge mit dem Quer- und Bohrschlupf voll beizubehalten.

In Bild 7 sind beispielhaft einige Verläufe der Kraftschlusswerte f_x dargestellt, die mit dieser Methode [17] mit der oben beschriebenen Erweiterung erstellt wurden. Diese Erweiterung kann auch bei Anwendung von anderen Methoden verwendet werden.

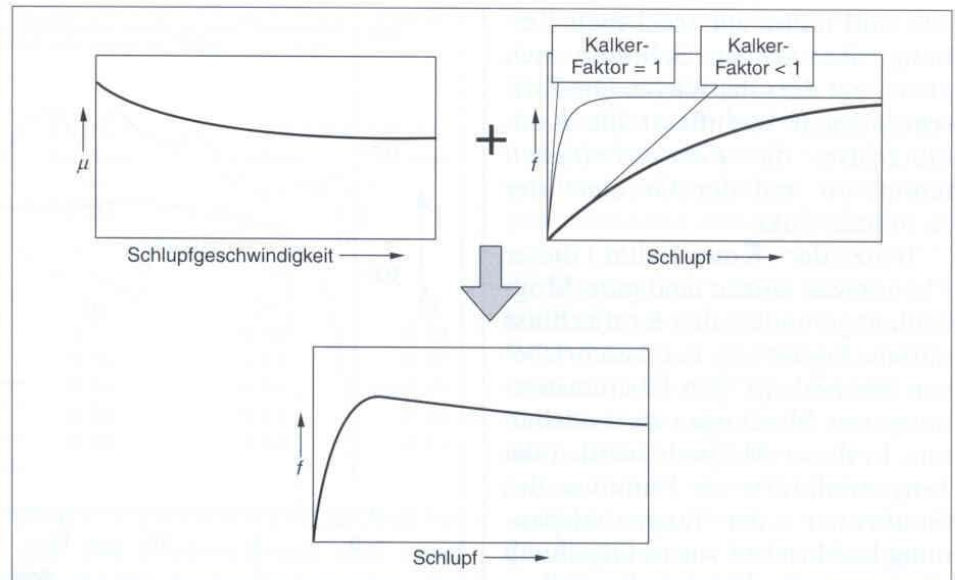


Bild 6: Prinzip der Erweiterung der fahrzeugdynamischen Kraftschlussmodelle zur Untersuchung der Antriebsdynamik.

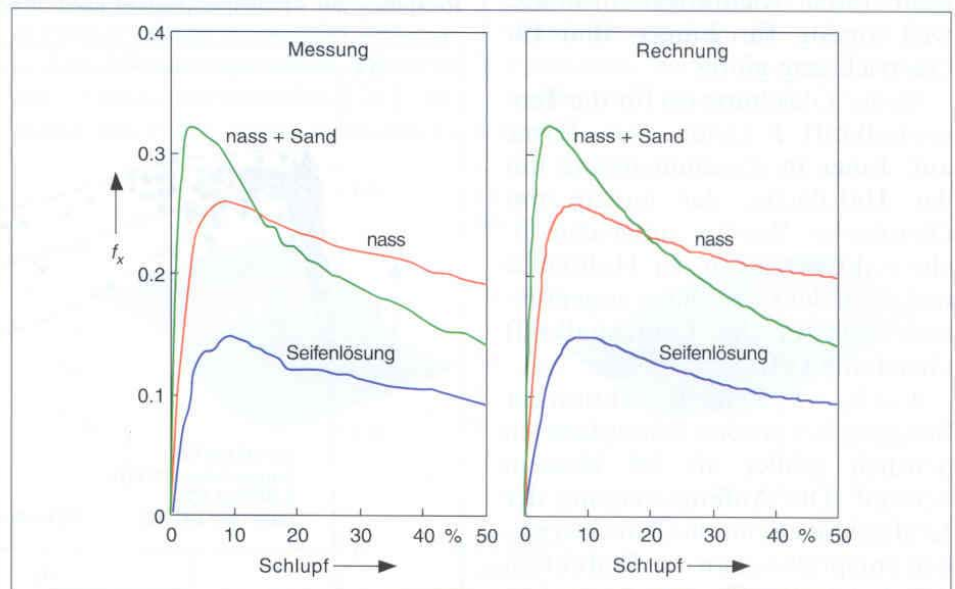


Bild 7: Modellierung der Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken bei verschiedenen Zuständen der Rad- und Schienenoberfläche.

Messung: Adhäsionsversuche mit SBB-Lokomotive Baureihe (BR) 460 bei $v = 20 \text{ km/h}$

Obwohl die beschriebene Ergänzung des Rad-Schiene-Modells die Tendenzen in der Veränderung der gemessenen Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken bei großen Schlupfwerten richtig wiedergibt, ist die Anwendung eingeschränkt. Um das Maximum der Adhäsion bei großen Schlupfwerten zu erreichen, wird eine signifikante Reduktion der *Kalker-Koeffizienten* c_{ii} benötigt, und zwar mit *Kalker-Faktor* $k < 0,1$. Die Messresultate zeigen jedoch, dass die Anfangssteigung keine so niedrigen Werte erreicht. Die in [5] publizierten Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken haben eine Anfangssteigung, die

dem *Kalker-Faktor* etwa zwischen 0,2 und 0,5 für nasse Schienen und 0,6 bis 0,85 für trockene Schienen entspricht.

Ähnliche, teilweise etwas tiefere Werte zeigen auch andere Messungen [20; 21]. Die Höchstwerte der gemessenen Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken werden dabei bei größeren Schlupfwerten erreicht als es den aufgeführten Werten der Anfangssteigung entsprechen würde. Diese Tatsache kann durch die Kombination der trockenen und viskosen Reibung erklärt werden. Bei kleinen Schlupfwerten erstreckt sich die Haftfläche beinahe über die ganze Berührfläche. Die Bedingun-

gen sind näher zur trockenen Reibung. Bei großen Schlupfwerten überwiegt die Gleitfläche. Die Zwischenschicht beeinflusst die Kontaktkräfte, die *Kontaktsteifigkeit* nimmt ab und der Gradient der Kennlinie sinkt.

Trotz der Komplexität dieser Phänomene wurde eine gute Möglichkeit gefunden, den Kraftschluss mittels Ergänzung der beschriebenen Methode [17] in Übereinstimmung mit Messungen zu modellieren. In dieser Methode werden die Tangentialkräfte als Funktion des Gradienten ε der Tangentialspannung beschrieben wie in Gleichung (8) dargestellt. Werden die *Kalker-Koeffizienten* mit einem Faktor k reduziert, gilt Gleichung (12), und zwar ohne Richtungscoordinate, weil analog für Längs- und für Querrichtung gültig.

In der Gleichung (8) für die Tangentialkraft F treten zwei Terme auf: Einer in Zusammenhang mit der Haftfläche, der andere mit Gleitfläche. Werden unterschiedliche Faktoren k_A in der Haftfläche und k_S in der Gleitfläche angenommen, gilt für die Tangentialkraft Gleichung (13).

Für $k_A > k_S$ ist die Reduktion der Steigung bei großen Schlupfwerten deutlich größer als bei kleinem Schlupf. Die Anfangssteigung der Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken entspricht dann der Reduktion der *Kalker-Koeffizienten* mit dem Faktor nach Gleichung (14).

Mit der beschriebenen Methode wurden verschiedene gemessene Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken modelliert. Bild 8 zeigt dies für Messungen mit der SBB-Lokomotive Baureihe (BR) 460 [21], Bild 9 für die in [22] aufgeführten Resultate mit der Lokomotive EuroSprinter und Bild 10 für in den USA gemessene Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken [23]. Die angesetzten Modellparameter stehen in Tabelle 3. In allen Fällen wurde trotz sehr unterschiedlicher Messresultate eine sehr gute Nachbil-

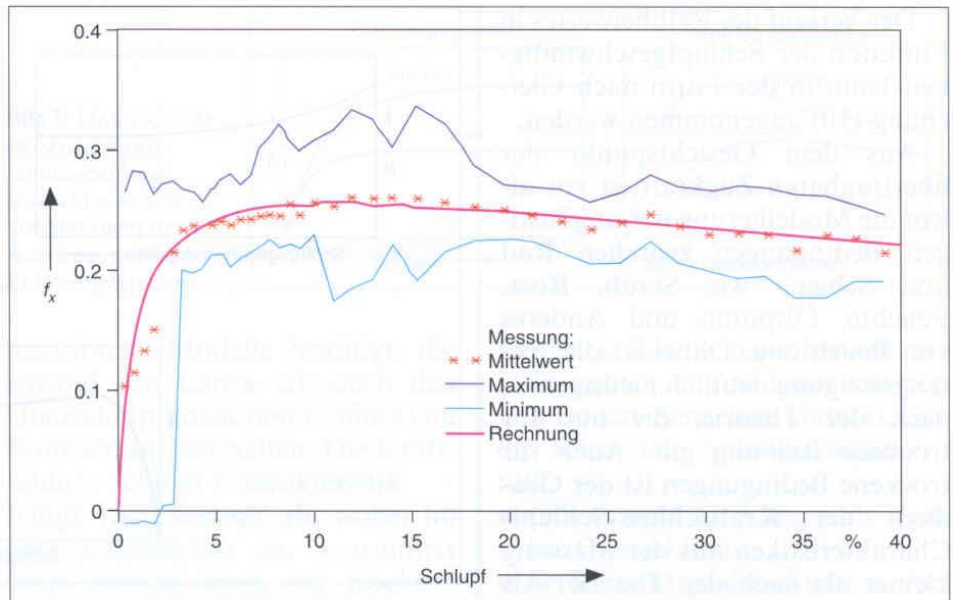


Bild 8: Kraftschlussmodell entsprechend Messungen mit SBB-Lokomotive BR 460 [21].
Messung auf nassen Schienen bei $v = 40$ km/h
Rechnung mit Modellparametern nach Tabelle 3

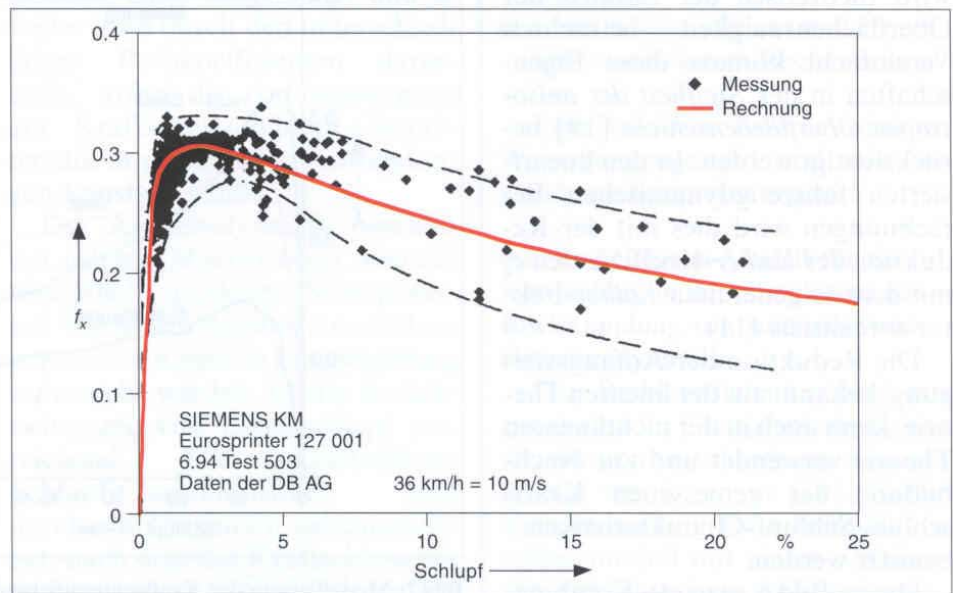


Bild 9: Kraftschlussmodell entsprechend Messungen mit Lokomotive EuroSprinter [22].
Messung auf trockenen Schienen bei $v = 36$ km/h
Rechnung mit Modellparametern nach Tabelle 3

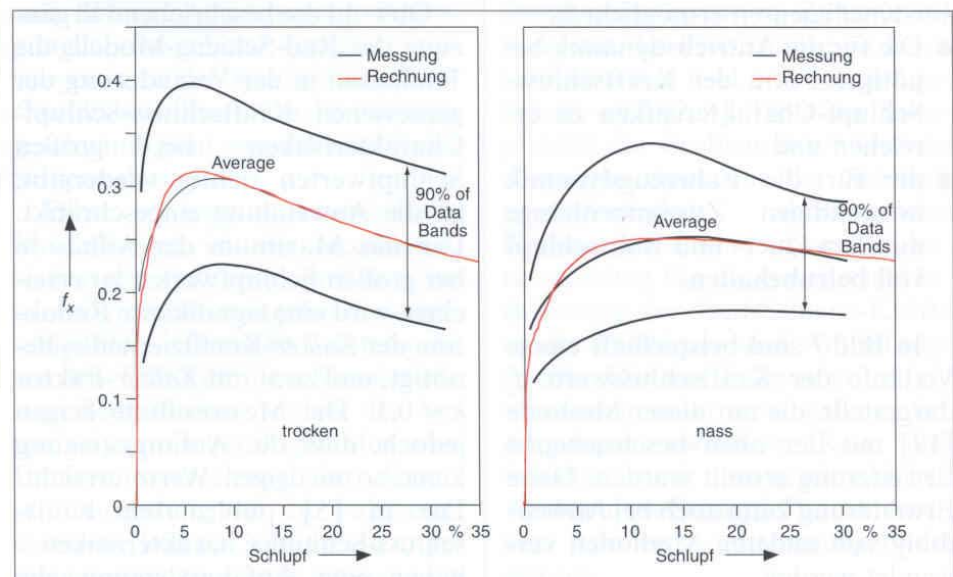


Bild 10: Kraftschlussmodell entsprechend Messungen in USA [23].

Messungen bei $v = 16 \dots 32$ km/h
Rechnungen mit Modellparametern nach Tabelle 3

Tabelle 3: Kraftschlussmodellparameter nach Gleichungen (10), (13) und (15) aus Tabelle 1 für Messungen in Bildern 8 bis 10 und für Modellierungen in Bildern 11 und 12.

Messungen		SBB 460		DB 127	USA SD45X (GM)	
Lokomotivtyp		nass		trocken	trocken	nass
Schienenzustand		40		36	16 ... 32	
Geschwindigkeit km/h		[21]		[22]	[23]	
Literatur		8		9	10	
Bild						
Modellierung						
Geschwindigkeit km/h		40		36	24	24
Kalker-Faktor k_A		0,16		0,72	0,68	0,29
Kalker-Faktor k_s		0,07		0,36	0,14	0,07
μ_0		0,31		0,36	0,40	0,30
A		0,50		0,38	0,44	0,38
B	s/m	0,16		0,70	0,60	0,18

dung der gemessenen Kennlinien erreicht.

In den Bildern 8 bis 10 werden nur die Kennlinien in Längsrichtung dargestellt. Die Methode liefert aber auch die Kräfte in Querrichtung, die für die fahrzeugdynamischen Berechnungen benötigt werden (Bild 11). Gleichzeitig wird auch der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit berücksichtigt, wie in Bild 12 zu sehen ist. Die maximal erreichbare Zugkraft sinkt mit zunehmender Geschwindigkeit und das Maximum verschiebt sich zu niedrigeren Schlupfwerten. Beide Eigenschaften sind aus Messungen bekannt [5; 24] und werden in diesem Kraftschlussmodell auch wiedergegeben.

Für die Anwendung in der Antriebsdynamik und Kraftschlussregelung, wo nur die Kräfte in Längsrichtung betrachtet werden, können die Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken analog zur Gleichung (4) nach Gleichung (15) beschrieben werden.

5 Anwendungsbeispiele

5.1 Simulation der Adhäsionsversuche

Die erweiterte Modellierung des Rad-Schiene-Kontaktes wurde weitgehend getestet. Als ein Anwendungsbeispiel wird die Simulation der Adhäsionsversuche mit einer Lokomotive BR 460 gezeigt. Das für die fahrzeugdynamischen Berechnungen entstandene Berechnungsmodell der Lokomotive im Programm ADAMS/Rail wurde um den kompletten Antrieb ergänzt

(Bild 13). Das erweiterte Modell besitzt 294 Freiheitsgrade und kann sowohl für die lauftechnischen Berechnungen als auch für spezielle Analysen in Zusammenhang mit der Antriebsdynamik und Kraftschlussregelung verwendet werden.

Die Messkomposition während der Adhäsionsversuche [21] bestand aus einer Versuchslokomoti-

ve, einer Bremslokomotive und dem dazwischen eingegliederten Messwagen. Es wurden vor allem die Verhältnisse bei Bogenfahrten untersucht, auf einer Strecke mit großem Bogenanteil mit fast gleichbleibend 400-m-Radius.

Im Laufe eines Versuchs wurde die Zugkraft der untersuchten Lokomotive von Null auf einen hohen Wert vergrößert und wieder zurückgesetzt, während die Bremslokomotive konstante Geschwindigkeit hielt. Bild 14 zeigt die in der Computersimulation berechneten Zeitverläufe verschiedener Größen für den Bogenradius 400 m. Mit zunehmender Zugkraft nimmt die Güte der Radialeinstellung ab, und der vorlaufende Radsatz bewegt sich von der Außenschiene in die Gleismitte. Dies entspricht dem in den Versuchen beobachteten Fahrverhalten der Lokomotive.

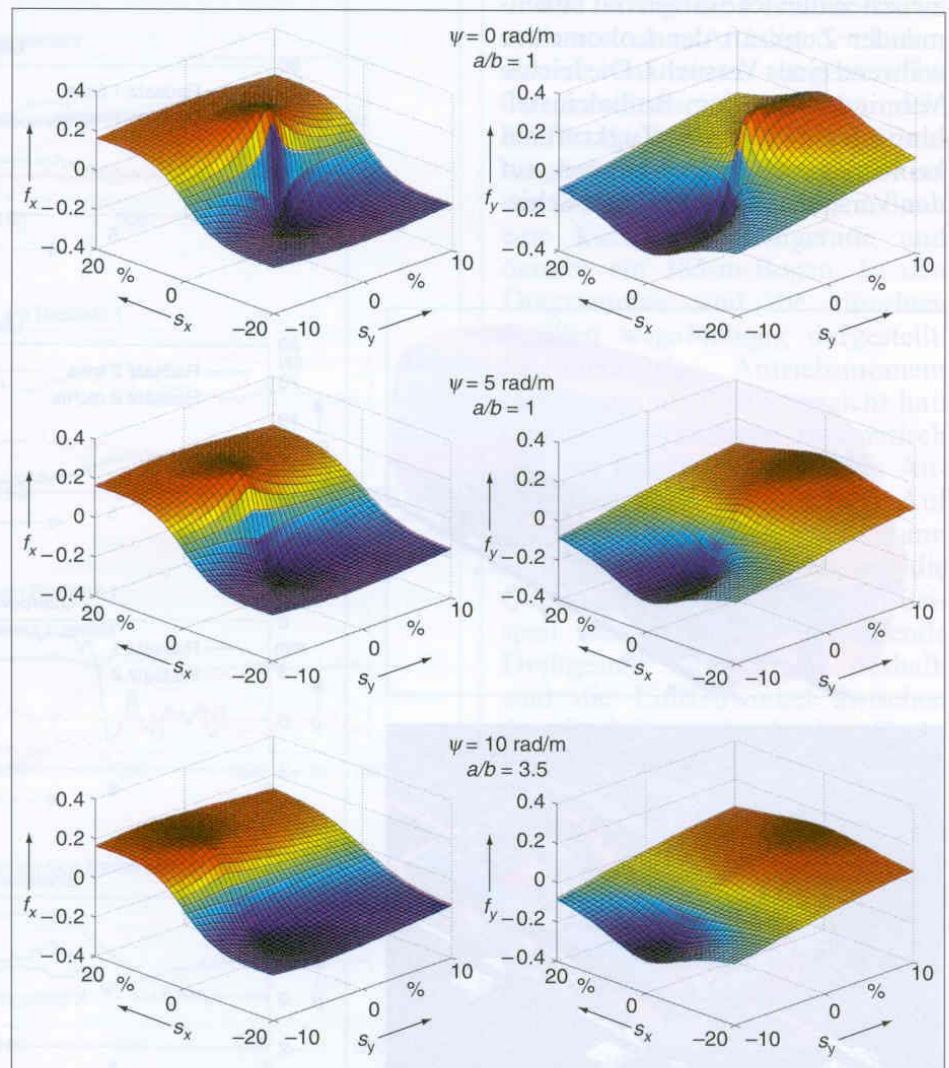


Bild 11: Kraftschluss zwischen Rad und Schiene nach Methode in [17] mit Berücksichtigung der Kraftschlussabnahme bei großen Schlupfwerten. Modellparameter und v wie Bild 9

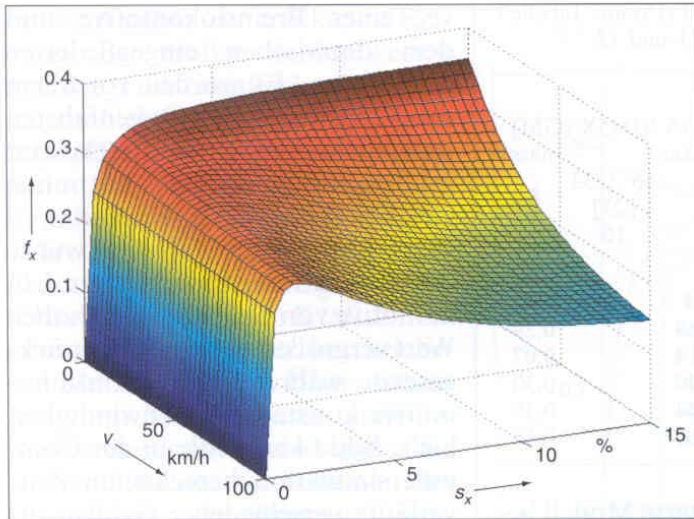


Bild 12: Einfluss der Fahrzeuggeschwindigkeit auf die Form der Kraftschluss-Schlupf-Charakteristiken nach Methode in [17]. Querschlupf $s_y = 0$, relativer Bohrschlupf $\psi = 0$, Modellparameter wie Bild 11 und Bild 9

Bild 15 zeigt im Vergleich Messung-Rechnung den Einstellwinkel zwischen den Radsätzen mit zunehmender Zugkraft der Lokomotive während eines Versuchs. Die leichte Verminderung der Radialeinstellung mit zunehmender Zugkraft hat keine negativen Auswirkungen auf den Verschleiß vom Rad und Schie-

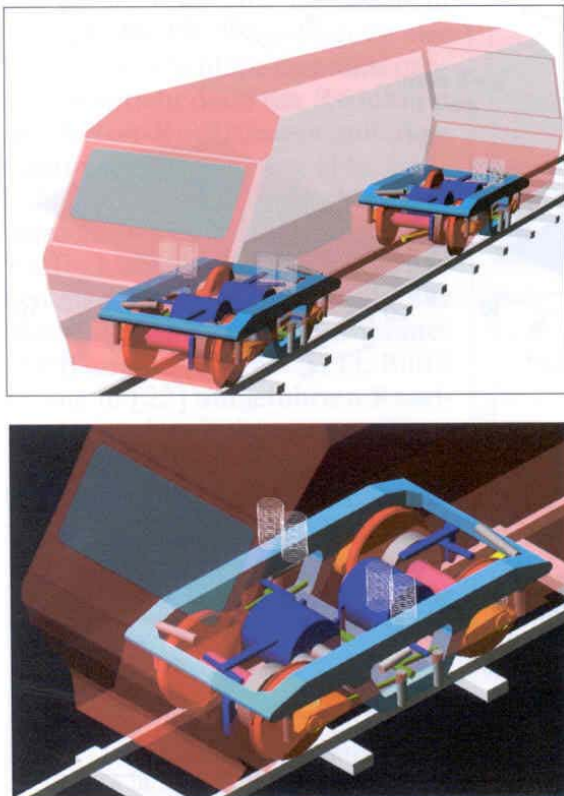


Bild 13: Modell SBB-Lokomotive BR 460 im Simulationsprogramm ADAMS/Rail.

ne, da die hohen Zugkräfte statistisch nur selten erreicht werden. Die Lokomotiven BR 460 erreichen auf der Gotthard-Linie drei- bis viermal längere Intervalle zwischen den Reprofilierungen als die älteren Lokomotiven [25].

5.2 Co-Simulation der lauffechnischen Berechnungen und Kraftschlussregelung

In Weiterem wird ein Anwendungsbeispiel der komplexen mechatronischen Untersuchung der Interaktion von Fahrzeugdynamik und Kraftschlussregelung dargestellt. Zum Unterschied zu den in [26] präsentierten Resultaten wird hier die Fahrt im Bogen mit der lauffechnisch vollständigen, oben vorgestellten Modellierung des Rad-Schiene-Kontaktes untersucht.

Die Analyse verbindet die Bereiche Mechanik und Regeltechnik,

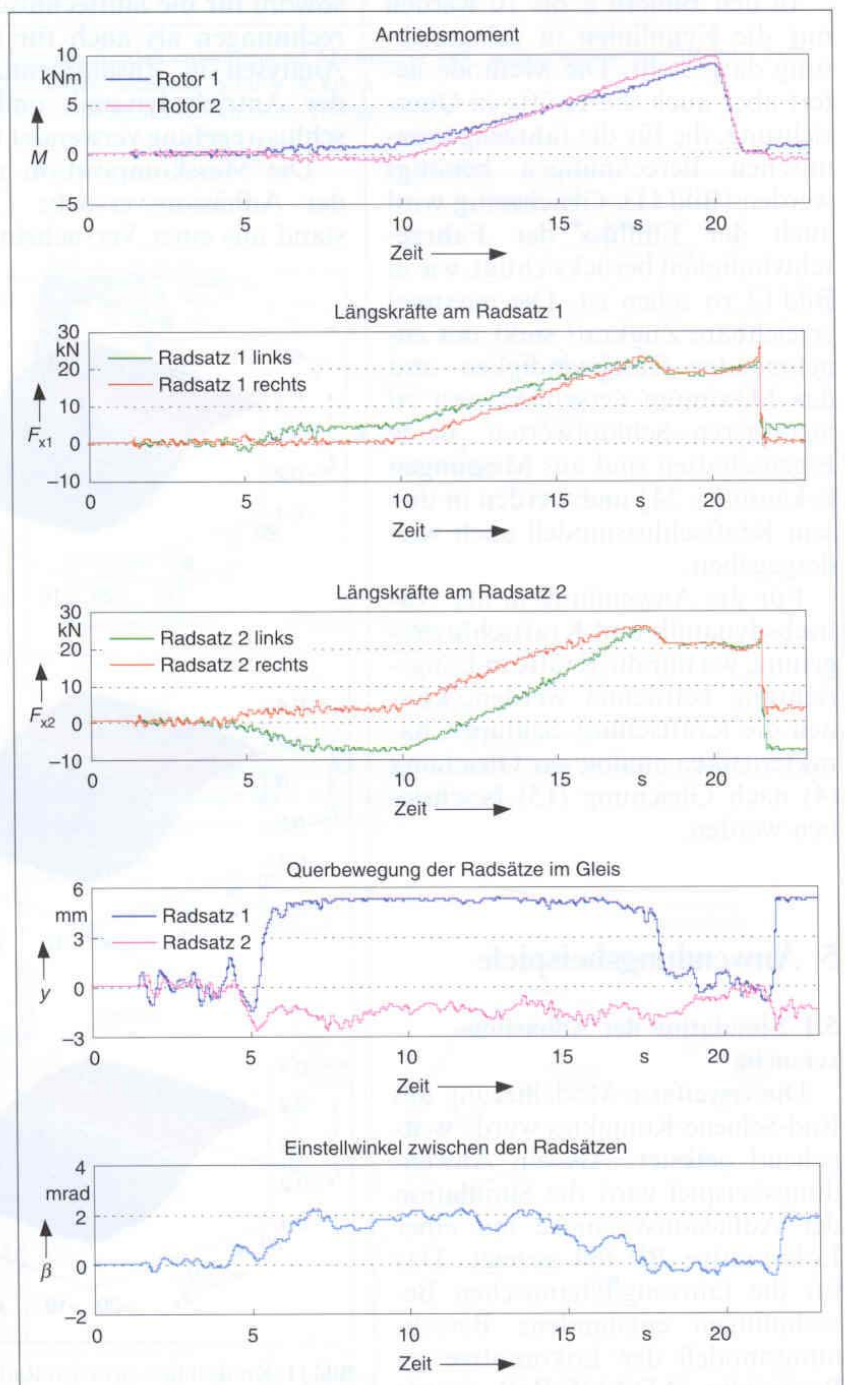


Bild 14: Resultate der Computersimulation eines Adhäsionsversuchs im Bogen.

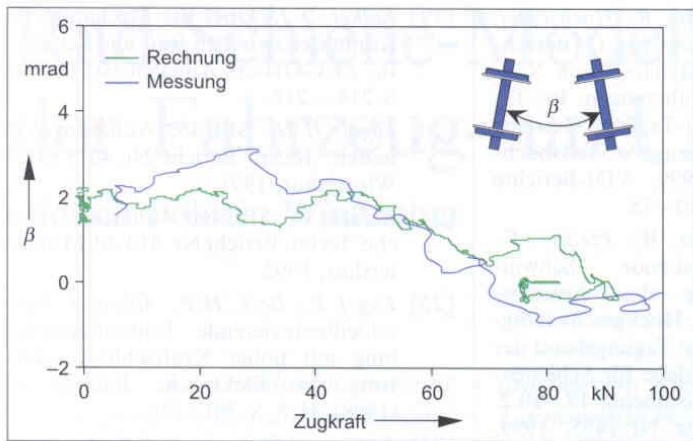


Bild 15: Vergleich der gemessenen und berechneten Einstellwinkel zwischen den Radsätzen in Abhängigkeit von der Zugkraft eines Drehgestells während eines Adhäsionsversuchs mit SBB-Lokomotive BR 460.

die mit unterschiedlichen Programmen entwickelt werden. Hierfür gibt es die Möglichkeit der Co-Simulation, also der gleichzeitigen Simulation in unterschiedlichen Programmen, die in bestimmten Zeitabständen Daten austauschen. In unserem Fall

wurde der Kraftschlussregler der Lokomotive mit MATLAB/SIMULINK und die Fahrzeugdynamik inklusive Antriebsdynamik mit ADAMS/Rail simuliert.

Im Beispiel wird nur das vorlaufende Drehgestell angetrieben. Es werden zwei unterschiedliche Kraftschlussregler beim Radsatz 1 und 2 verwendet. Der adaptive Kraftschlussregler [27] des vorlaufenden Radsatzes basiert auf den Torsionsschwingungen des Antriebs, die durch ein Testsignal erregt werden. Mittels Korrelationsverfahren wird die Phasenverschiebung der Torsionsschwingung und dadurch auch das Adhäsionsmaximum bestimmt, unabhängig davon, bei welchem Schlupf dieses Maximum vorkommt. Beim Antrieb des zweiten Radsatzes wird ein anderer adaptiver Kraftschlussregler [28] verwendet, der eine hohe Kraftschlussausnutzung ermöglicht.

Bild 16 zeigt die Resultate der Simulation einer Anfahrt der Lokomotive auf einem bogenreichen Streckenabschnitt, und zwar dem Kanderviadukt der BLS Lötschbergbahn. Hierbei folgt einer kurzen Gerade ein 300-m-Bogen, dann eine kurze Zwischengerade und danach ein 385-m-Bogen. In den Diagrammen sind die einzelnen Größen wegabhängig dargestellt. Nachdem das Antriebsmoment eine bestimmte Größe erreicht hat, schaltet das Testsignal automatisch ein, wie aus dem Verlauf des Antriebsmomentes ersichtlich ist. Auf den Verläufen der Signale kann man die Bögen erkennen, wo die Querkräfte zunehmen. In dem Beispiel wurde nur das vorlaufende Drehgestell angetrieben, deshalb sind die Einstellwinkel zwischen den Radsätzen der beiden Drehgestelle unterschiedlich.

Das Beispiel zeigt, dass das erweiterte Rad-Schiene-Modell in komplexen Simulationen der Antriebs-, Fahrzeugdynamik und Kraftschlussregelung verwendet werden kann. Damit wird eine lautechnisch vollständige Untersuchung der Rückkopplung der Mechanik und Regelung ermöglicht und die Voraussetzungen für eine vollständige Systemoptimierung geschaffen.

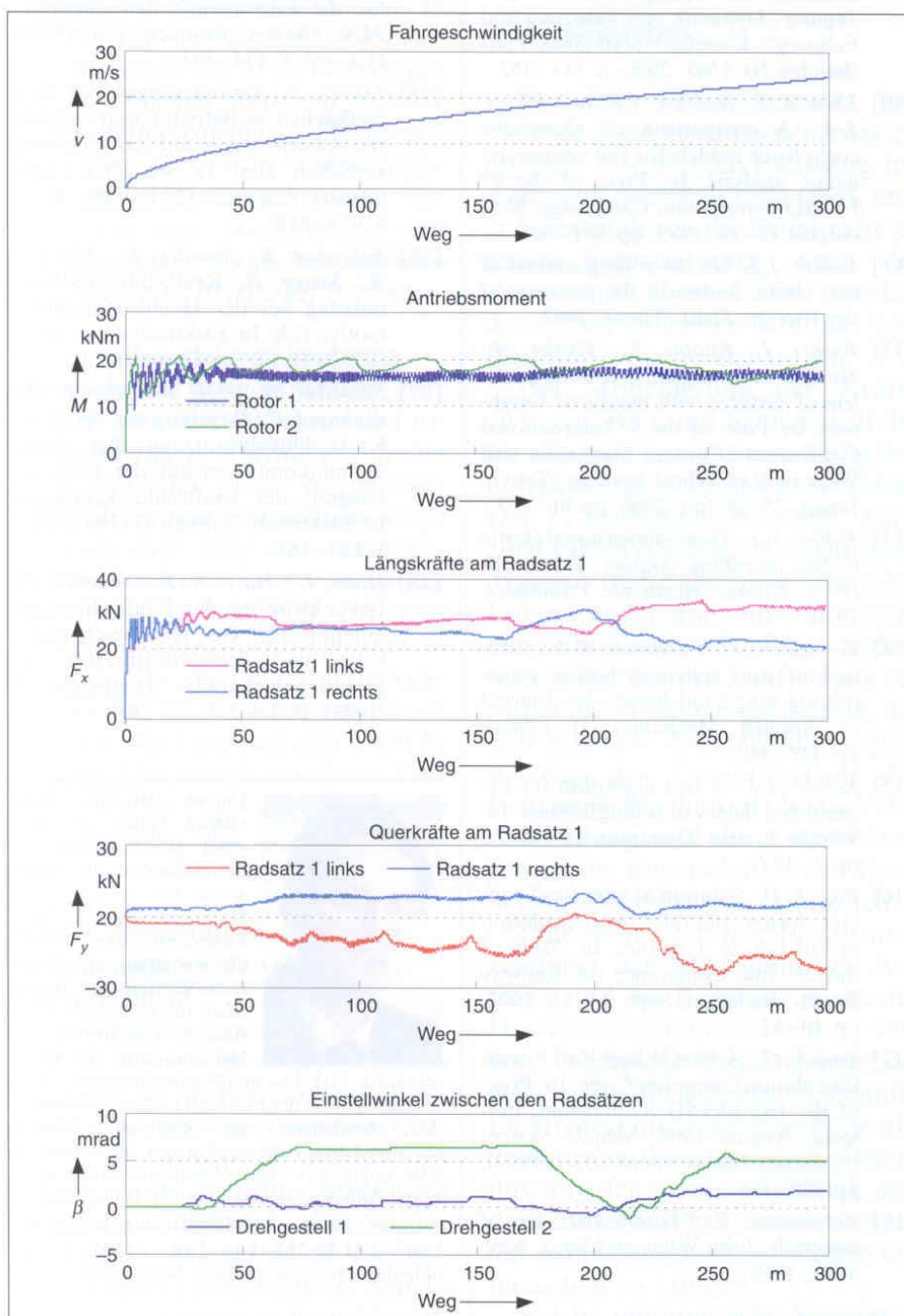


Bild 16: Co-Simulation von Fahrzeugdynamik und Kraftschlussregelung für Anfahrt einer Lokomotive auf bogenreicher Strecke.

6 Zusammenfassung

Eine hohe Kraftschlussausnutzung und anspruchsvolle fahrzeugdynamische Auslegung moderner Hochleistungslokomotiven verlangt komplexe Simulationen, die gleichzeitig die Bereiche Mechanik, Elektrotechnik und Regelung abdecken. Solche umfangreiche Simulationen benötigen auch eine Weiterentwicklung der Modelle des Rad-Schiene-Kontaktes, die bis jetzt in einzelnen Bereichen unterschiedlich behandelt werden. Diese Kraftschlussmodelle werden zu einem Modell vereinigt, das den Anforderungen aus allen Bereichen gerecht wird. Es wird mit Messungen verglichen, und seine Anwendung wird in Beispielen gezeigt. Die Modellierung kann durch Ergänzung um andere theoretischen Zusammenhänge vertieft und weiterentwickelt werden.

Literatur

- [1] Polách, O.: On problems of rolling contact between wheel and rail. In: Archives of Transport. Polish Academy of Sciences, 2 (1990), No. 4, pp. 311–330.
- [2] Ertz, M.; Knothe, K.: Die Temperaturentwicklung im Rad-Schiene-Kontakt und ihre Auswirkungen auf Kraftschluss und Materialbeanspruchung. In: Tagungsband BahnBau 2000, Fachtagung zur Infrastruktur der Bahnen (im Rahmen von InnoTrans), Berlin, 12.–15. 9. 2000, S. 232–238.
- [3] Hou, K.; Kalousek, J.: Thermal effect on adhesion in wheel/rail interface. In: Proc. of the 5th International Conference „Contact Mechanics and Wear of Rail Wheel Systems“, Tokyo, Japan, 25–28 July 2000, pp. 239–244.
- [4] Chen, H.; Ban, T.; Ishida, M.; Nakahara, T.: Adhesion between rail/wheel in water lubricated contact. In: Proc. of the 5th International Conference „Contact Mechanics and Wear of Rail Wheel Systems“, Tokyo, Japan, 25–28 July 2000, pp. 23–29.
- [5] Fiehn, H.; Weinhardt, M.; Zeevenhooven, N.: Drehstromversuchsfahrzeug der Niederländischen Eisenbahnen – Adhäsionsmessungen. In: Elektrische Bahnen 77 (1979), H. 12, S. 329–338.
- [6] Häse, P.; Menth, S.: Kraftschluss bei Triebfahrzeugen – Modellbildung und Verifikation an Messdaten. In: Elektrische Bahnen 94 (1996), H. 5, S. 125–134.
- [7] Gold, P.W.; Schelenz, R.; Hochzapfel, M.; Ludwig, H.; Wiessener, C.: Berechnung der Antriebsdynamik von Nahverkehrs-Schienenfahrzeugen. In: Tagungsband der VDI-Tagung „Getriebe für Schienenfahrzeuge“, Veitshöchheim, 18.–19. 2. 1999, VDI-Berichte Nr. 1455, 1999, S. 61–75.
- [8] Pausch, M.; Breuer, W.; Pfeiffer, F.: Konstruktionsbegleitende Schwingungsuntersuchung des Antriebsstrangs für eine Hochgeschwindigkeitslokomotive. In: Tagungsband der VDI-Tagung „Getriebe für Schienenfahrzeuge“, Veitshöchheim, 18.–19. 2. 1999, VDI-Berichte Nr. 1455, 1999, S. 77–90.
- [9] Söffker, D.: PI-Beobachtergestützte Kraftschlussregelung für elektrische Triebfahrzeuge: Konzeption und Simulation. In: Tagungsband der VDI-Tagung „Dynamik von Fahrzeug und Fahrweg“, Kassel, 5.–6. 10. 2000, VDI-Berichte Nr. 1568, 2000, S. 333–352.
- [10] Shen, Z.Y.; Hedrick, J.K. and Elkins, J.A.: A comparison of alternative creep force models for rail vehicle dynamic analysis. In: Proc. of the 8th IAVSD-Symposium, Cambridge, MA, August 15–19, 1983, pp. 591–605.
- [11] Kalker, J.J.: On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction. Delft: Thesis, 1967.
- [12] Bucher, F.; Knothe, K.; Theiler, A.: Normal and tangential contact problem of surfaces with measured roughness. In: Proc. of the 5th International Conference „Contact Mechanics and Wear of Rail Wheel Systems“, Tokyo, Japan, 25–28 July 2000, pp. 96–103.
- [13] Kalker, J.J.: Three-dimensional elastic bodies in rolling contact. Dordrecht (NL): Kluwer Academic Publishers, 1990.
- [14] Vermeulen, P.J.; Johnson, K.L.: Contact of non spherical bodies transmitting tangential forces. In: Journal of Applied Mechanics 31 (1964), pp. 338–340.
- [15] Kalker, J.J.: A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact. In: Vehicle System Dynamics 11 (1982), pp. 1–13.
- [16] Polách, O.: Solution of wheel-rail contact forces suitable for calculation of rail vehicle dynamics. In: Proc. of the 2nd Int. Conference on Railway Bogies, Budapest, Sept. 14–16, 1992, pp. 10–17.
- [17] Polách, O.: A Fast Wheel-Rail Forces Calculation Computer Code. In: Proc. of the 16th IAVSD Symposium, Pretoria, August 1999, Vehicle System Dynamics Supplement 33 (1999), pp. 728–739.
- [18] Rabinowicz, E.: Friction and wear of materials. John Wiley and Sons, New York, 1965.
- [19] Kalker, J.J.: Über die Mechanik des Kontaktes zwischen Rad und Schiene. In: ZEV-Glasers Annalen 102 (1978), S. 214–218.
- [20] Vogel, H.H.: SBB 450 Adhäsionsverhalten. Techn. Bericht Nr. 401, SLM Winterthur, 1991.
- [21] Polách, O.: SBB 460 Adhäsionsversuche. Techn. Bericht Nr. 414, SLM Winterthur, 1992.
- [22] Engel, B.; Beck, H.P.; Alders, J.: Verschleißreduzierende Radschlupfregelung mit hoher Kraftschlussausnutzung. In: Elektrische Bahnen 96 (1998), H. 6, S. 201–209.
- [23] Logston, C.F., Jr.; Itami, G.S.: Locomotive friction-creep studies. In: ASME Journal of Engineering for Industry 102 (1980), pp. 275–281.
- [24] Schlunegger, H.: Haftwertausnutzung für die Entwicklung der Zugkräfte, ZEV Glasers Annalen 113 (1989), H. 6–7, S. 194–203.
- [25] Müller, R.: Veränderungen von Radlauflächen im Betriebseinsatz und deren Auswirkungen auf das Fahrzeugverhalten (Teil 1). In: ZEV+DET Glasers Annalen 122 (1998), H. 11, S. 675–688.
- [26] Schreiber, R.; Mundry, U.; Menssen, R.; Ruegg, R.: Kraftschlusshochausnutzung bei der Hochleistungslokomotive 12X. In: Elektrische Bahnen 97 (1999), H. 12, S. 402–409.
- [27] Schreiber, R.; Kögel, R.; Häse, P.; Hildenbrand, P.: Regelung zur optimalen Kraftschlussausnutzung bei Drehstromlokomotiven auf der Basis der Steigung der Kraftschlusskennlinien. In: Elektrische Bahnen 93 (1995), H. 5, S. 157–163.
- [28] Hahn, K.; Hase, K.-R.; Sommer, H.: Fortschritte bei der Kraftschlussausnutzung für die Hochgeschwindigkeits- und Schwerlasttraktion. In: Eisenbahntechnische Rundschau 42 (1993), H. 1–2, S. 67–74.



Dozent Dr.-Ing. habil. Oldrich Polach (45), Studium Maschinenbau und Promotion an der Hochschule für Verkehrs- und Nachrichtenwesen in Žilina, Tschechoslowakei; Nachdiplomstudium an der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule (RWTH) Aachen; Lehrauftrag und Habilitation an der Hochschule für Verkehrs- und Nachrichtenwesen in Žilina; seit 1993 in der FIAT-SIG Schienenfahrzeuge AG, Neuhausen am Rheinfall, Schweiz; seit 1996 Leiter Fahrzeugdynamik bei Schweizerische Lokomotiv- und Maschinenfabrik (SLM), später Adtranz, jetzt Bombardier Transportation. Adresse: Zürcherstr. 41, CH-8401 Winterthur; Fon.: +41-52-264-1656, Fax: –1101; E-Mail: oldrich.polach@ch.transport.bombardier.com