

Oldrich Polach

# Optimierung moderner Lok-Drehgestelle durch fahrzeugdynamische Systemanalyse

Analyse der Fahrzeugdynamik ist Bestandteil der Entwicklung und Optimierung der Drehgestelle moderner Hochleistungslokomotiven. Die fahrtechnischen Standardberechnungen der Konzept-, Auslegungs- und Nachweisphase werden kurz vorgestellt. Als Beispiel der fahrtechnischen Optimierung wird die Lösung des Zielkonflikts zwischen der Fahrstabilität und Bogenfahrt bei der Entwicklung eines neuen Drehgestells für die Multi-System-Lokomotive dargestellt. Die präsentierte dynamische Analyse des mechatronischen Systems Kraftschlussregelung – Fahrzeugdynamik ersetzt lokale Optimierungen der Regelung und Mechanik und bildet die Voraussetzung zur Systemoptimierung während der Fahrzeugentwicklung.

## Der Autor

Dr.-Ing. habil. Oldrich Polach, Chief Engineer Dynamics der Business Unit Bogies bei Bombardier Transportation Europe, Winterthur, Schweiz

Computersimulationen und Analysen der fahrzeugdynamischen Eigenschaften sind ein Bestandteil vom Virtual Prototyping bei der Entwicklung und Optimierung der Drehgestelle moderner Hochleistungslokomotiven bei Bombardier Transportation in Winterthur. Im Vordergrund der Untersuchungen stehen die System-Aspekte während der Fahrt des Fahrzeuges im Gleis, seine dynamischen und quasistatischen Fahreigenschaften. Hierfür werden verschiedene Oberbegriffe verwendet wie Fahrtechnik, Lauftechnik, Fahrzeugdynamik, manchmal auch Fahrdynamik oder Laufdynamik.

Zur Computersimulation des dynamischen Verhaltens einer Lokomotive oder eines Schienenfahrzeuges werden Mehrkörpermodelle verwendet, die durch starre Körper gebildet sind, gebunden mit Koppel-elementen wie Feder und Dämpfer. Je nach Bedarf werden diese Modelle mit flexiblen Strukturen ergänzt – das Systemmodell stellt in solchem Fall eine Kombination von Mehrkörper- und Finit-Element-Modell dar. Wenn das Modell mit einem Regler oder mit aktiven Systemen ergänzt wird, handelt es sich um eine mechatronische Analyse (Abb. 1).

Im Folgenden werden einerseits die wichtigsten Analysen vorgestellt, die heute den

Stand der Technik darstellen, andererseits werden auch neue Untersuchungen am Beispiel der Co-Simulation der Kraftschlussregelung und Fahrzeugdynamik gezeigt.

## Fahrzeugdynamische Standardanalysen

Die fahrzeugdynamischen Analysen werden im Rahmen der

- Konzeptphase,
- Auslegungsrechnungen und
- Nachweisrechnungen

durchgeführt. Bereits in der Konzept- und Auslegungsphase werden einzelne Varianten durchgespielt und die Parameter optimiert. Vor dem Fertigungsbeginn wird die Einhaltung der Grenzwerte durch Nachweisrechnungen überprüft, so dass bei Bedarf rechtzeitig Gegenmaßnahmen eingeleitet werden können.

Eine Grundvoraussetzung für effiziente und zuverlässige fahrtechnische Analysen ist ein Softwarepaket, das umfangreiche Möglichkeiten zur Modellierung und Berechnung von Mehrkörpersystemen mit Bedienungsfreundlichkeit und Darstellungsmöglichkeit verbindet. Für die dynamischen Berechnungen von Schienenfahrzeugen ist außerdem das Rad-Schiene-System als spezielles Element unabding-

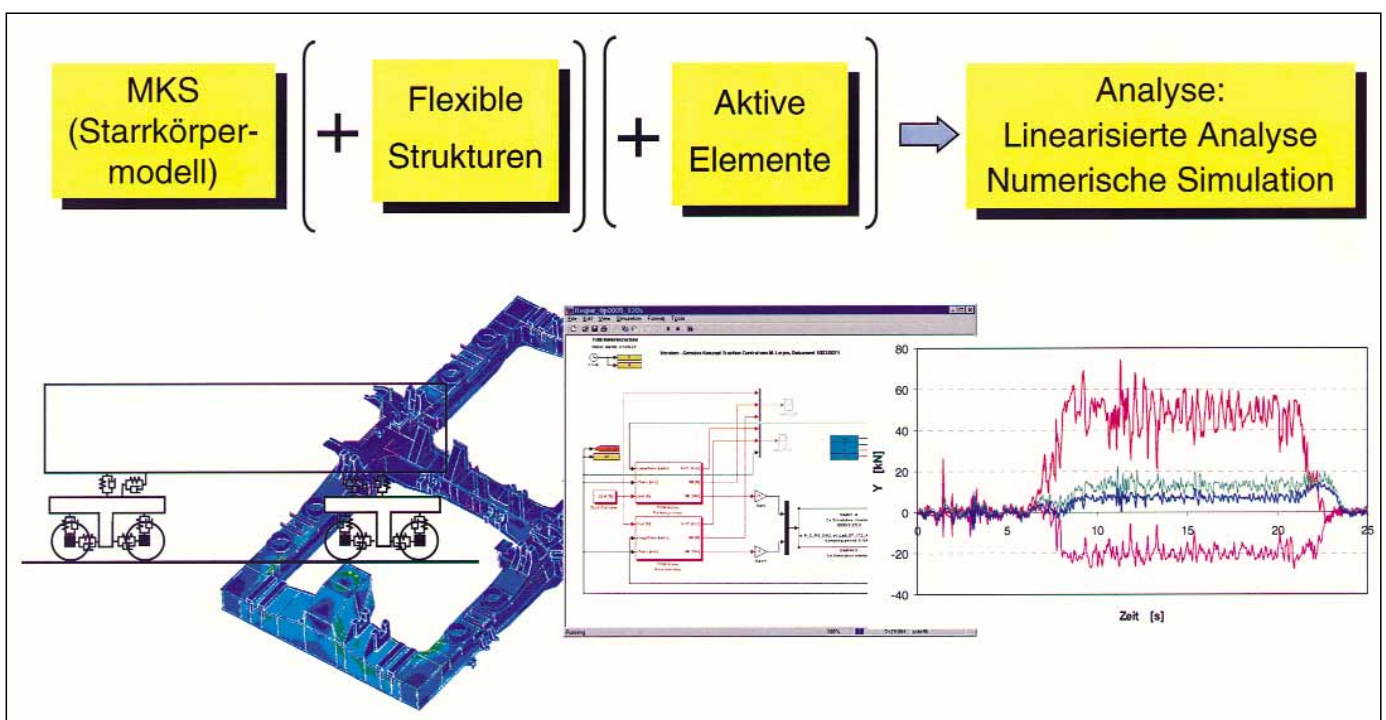


Abb. 1: Systemdynamik der Schienenfahrzeuge

bar. Moderne Softwaretools wie SIMPACK und ADAMS/Rail bieten auch sehr gute Visualisierungsmöglichkeiten, wie in Beispielen der Lokomotivmodelle in Abb. 2 und 3 zu sehen ist.

Als Standardaufgaben werden bei den fahrtechnischen Berechnungen der Lokomotiven folgende Berechnungen durchgeführt:

- Eigenwerte,
- linearisierte Stabilitätsanalyse,
- nichtlineare Stabilitätsanalyse,
- Fahrt in der Geraden mit gemessener Gleislagestörung,
- Bogenfahrt ohne Gleislagestörung (quasistatische Werte) und
- Bogenfahrt mit gemessener Gleislagestörung.

Mit der Eigenwertanalyse wird einerseits die Frequenzkopplung untersucht, andererseits die Dämpfer optimiert, um die geeignete Dämpfung der einzelnen Schwingungsformen zu erreichen.

Bei der linearisierten Stabilitätsanalyse werden die Eigenwerte für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten in der komplexen Ebene als Wurzelortskurven aufgetragen. Aus dieser Darstellung lässt sich die kritische Geschwindigkeit ablesen, das heißt die Fahrgeschwindigkeit, bei der das Lehr'sche Dämpfungsmaß der am niedrigsten gedämpften Schwingungsform auf die vorgegebene Mindestdämpfung (meistens 5%) gesunken ist. Ein wichtiger Variationsparameter ist hierbei die äquivalente Konizität der Rad-Schiene-Paarung. Durch die Variierung der Konizität und Suche nach der kritischen Geschwindigkeit können sogenannte Stabilitätskarten erstellt werden.

Die nichtlineare Stabilitätsanalyse kann auf verschiedene Art und Weise ausgeführt werden. Um einen Vergleich mit den bei der Messung zu erwartenden Werten zu erhalten, kann die Simulation der Fahrt im Gleis mit gemessener Gleislagestörung verwendet werden, ausgewertet nach den messtechnischen Kriterien (UIC-518).

Die Untersuchung des Schwingungsverhaltens und die Fahrkomfortberechnung in der Geraden werden mit einer simulierten Fahrt auf einer Strecke mit gemessenen Gleislagestörungen durchgeführt. Als Resultat werden die Beschleunigungen im Wagenkasten, die Rad-Schiene-Kräfte und bei Bedarf auch andere Größen, z. B. Feder-, Dämpferwege und -kräfte, ausgewertet. Für die Beurteilung des Fahrkomforts sind die Komfortwerte maßgebend (N-Wert nach UIC-513, RMS-Wert der Beschleunigung frequenzbewertet nach ISO 2631 oder UIC 513, Wertungszahl Wz nach Sperling).

Die quasistatische Bogenfahrtberechnung zeigt die mittleren Werte der Rad-Schiene-Kräfte, die Einstellwinkel der Radsätze

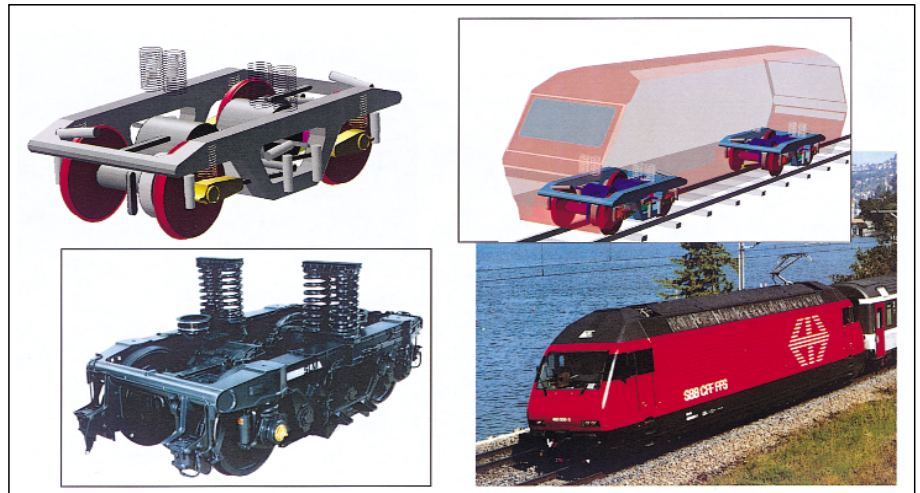


Abb. 2: Modell der Lokomotive SBB Re 460 in ADAMS/Rail und reales Fahrzeug

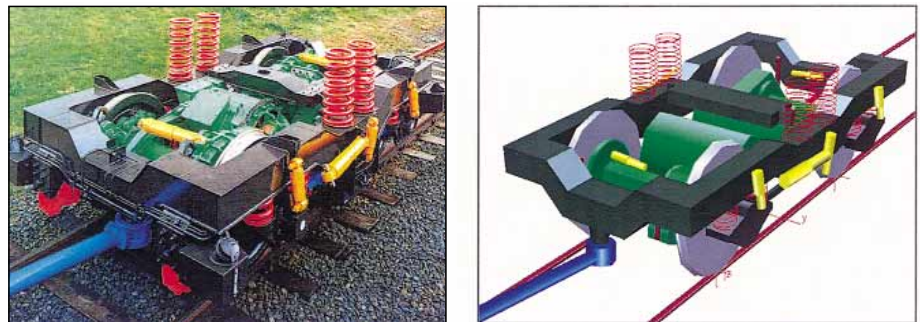


Abb. 3: Modell des Drehgestells der Lokomotive BR 101 der DB AG in SIMPACK und reales Drehgestell

um die Hochachse gegenüber dem Fahrwerkrahmen und die Anlaufwinkel in verschiedenen Bögen. Um den Verschleiß der Räder und der Schienen zu beurteilen, wird die pro ein Meter des Weges geleistete Reibarbeit im Kontakt von Rad und Schiene (sog. Verschleißindex) berechnet.

$$A_R = |X \cdot s_x| + |Y \cdot s_y| + |\Theta \cdot \omega| \quad (1)$$

- mit  $X$  Kraftschlusskraft in Längsrichtung
- $Y$  Kraftschlusskraft in Querrichtung
- $s_x$  Längsschlupf Rad-Schiene
- $s_y$  Querschlupf Rad-Schiene
- $\Theta$  Moment um die Normale zur Berührfläche Rad-Schiene
- $\omega$  Bohrschlupf Rad-Schiene (Schlupf durch Drehen um die Normale zur Berührfläche), bezogen auf die Fahrgeschwindigkeit.

Der letztangeführte, durch den Bohrschlupf verursachte Term, ist bei der Berührung in der Radlauffläche sehr klein und kann vernachlässigt werden.

Bei der Simulation der Bogenfahrt mit gemessener Gleislagestörung wird auch die Bogenein- und -ausfahrt berücksichtigt. Mit dieser Art der Analyse können die dynamischen Grenzwerte der Entgleisungssicherheit und der Fahrwegbeanspruchung überprüft werden, aber auch die Komfortwerte und das Schwingungsverhalten in

Bögen und in Übergangsbögen. Neben den oben aufgeführten Standardanalysen können auch andere Größen wie Beanspruchung der Bauteile, Federwege, Einfluss der Brems- und Zugkräfte usw. untersucht werden.

### Optimierung der Anforderungen auf die Fahrstabilität und Bogenfahrt

Eine der bekannten fahrtechnischen Herausforderungen der Schienenfahrzeuge ist der Zielkonflikt Fahrstabilität – Bogenfahrt. Bei der Auslegung der Radsatzführung entsteht ein Widerspruch – Forderung nach der Fahrstabilität bei der Höchstgeschwindigkeit und gleichzeitig die Forderung nach kleinem Verschleiß und niedrigen Rad-Schiene-Kräften bei Bogenfahrt. Abb. 4 zeigt am Beispiel eines Lokomotivdrehgestells die Führungskraft des anlaufenden Radsatzes im Bogen und die kritische Geschwindigkeit, beides als Funktion der Längssteifigkeit der Radsatzführung. Mit zunehmender Steifigkeit nehmen die Werte zwar in beiden Fällen zu, die Zielsetzung ist aber unterschiedlich: die Führungskraft im Bogen sollte möglichst niedrig und die kritische Geschwindigkeit hoch sein. Eine Erhöhung der Stabilität durch Versteifung der Rad-

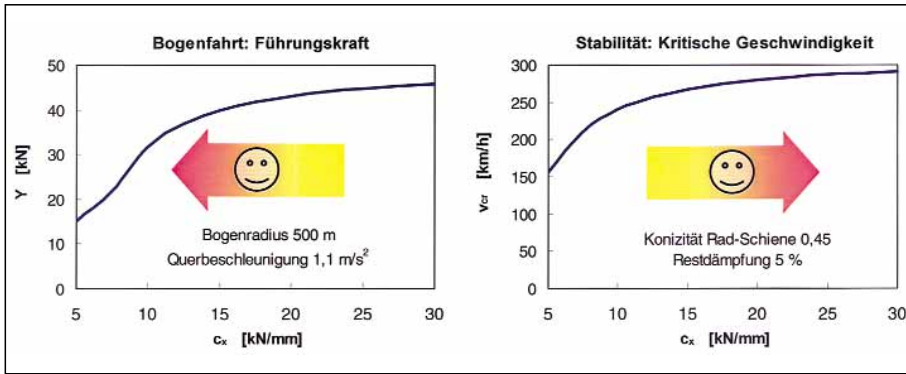


Abb. 4: Zielkonflikt zwischen Stabilität und Bogenfahrt bei der Auslegung der Radsatzführung

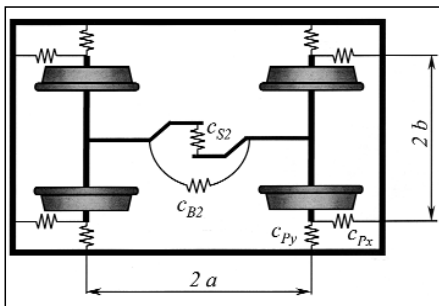


Abb. 5: Parameter der Radsatzführung zur Berechnung der Biege- und Schubsteifigkeit

satzführung führt zur Verschlechterung der Fahreigenschaften im Bogen und umgekehrt – der Zielkonflikt kann nur mit einem Kompromiss gelöst werden. Ist eine weitere Optimierung möglich? Um das zu untersuchen, schauen wir kurz die Theorie an. Die fahrtechnischen Eigenschaften der Drehgestelle können mit Hilfe der Umrechnung der Parameter der Radsatzführung zur Biege- und Schubsteifigkeit beurteilt werden, Abb. 5. Bei einem zweiachsigen Drehgestell sind diese Er-

satzsteifigkeiten durch folgende Formeln gegeben:

$$c_S = c_{S1} + c_{S2} \quad (2)$$

$$c_B = c_{B1} + c_{B2} \quad (3)$$

mit

$$c_{S1} = \frac{c_{B1} \cdot c_{Py}}{c_{B1} + a^2 \cdot c_{Py}} \quad (4)$$

$$c_{B1} = b^2 \cdot c_{Px} \quad (5)$$

- mit  $c_{S1}$  – Schubsteifigkeit des konventionellen Drehgestells (ohne Radsatzkopplung)
- $c_{S2}$  – Quersteifigkeit der Radsatzkopplung
- $c_{B1}$  – Biegesteifigkeit des konventionellen Drehgestells (ohne Radsatzkopplung)
- $c_{B2}$  – Drehsteifigkeit der Radsatzkopplung um Hochachse
- $c_{Px}$  – Längssteifigkeit der Radsatzführung zwischen Achslager und Drehgestellrahmen

- $c_{Py}$  – Quersteifigkeit der Radsatzführung zwischen Achslager und Drehgestellrahmen
- $a$  – halber Radsatzabstand in Längsrichtung
- $b$  – halber Querabstand der Feder der Radsatzführung.

Die Stabilität der Drehgestelle kann sowohl durch Erhöhung der Biegesteifigkeit als auch der Schubsteifigkeit verbessert werden. Eine bogenfreundliche Lösung kann jedoch nur mit niedriger Biegesteifigkeit erreicht werden, die die radiale Einstellung der Radsätze im Bogen ermöglicht. Wie man aus den Gleichungen ableiten kann, ist bei konventionellen Drehgestellen die Biegesteifigkeit nebst der Geometrie nur von der Längssteifigkeit der Radsatzführung abhängig und kann weitgehend variiert werden. Die Schubsteifigkeit hängt neben der Geometrie vom Verhältnis der Längs- und Quersteifigkeit ab. Die Biegesteifigkeit (in Nm/rad) kann bei konventionellen Drehgestellen deutlich größer als die Schubsteifigkeit (in N/m) sein, aber nicht umgekehrt. Eine hohe Schubsteifigkeit zusammen mit niedrigerer Biegesteifigkeit, die eine bogenfreundliche Drehgestellkonstruktion charakterisieren, kann nur durch zusätzliche Kopplungen zwischen den Radsätzen erreicht werden. Bei der Entwicklung der neuen Drehgestelle für die Multi-System-Lokomotive wurde die Familie der Flexifloat-Drehgestelle von Bombardier Transportation [1] mit der erprobten Lösung der Kopplung der Radsätze wie bei der Lokomotive 2000 [2, 3] ergänzt. Das Prinzip der in der damaligen SLM Schweizerischen Lokomotiv- und Maschinenfabrik in Winterthur

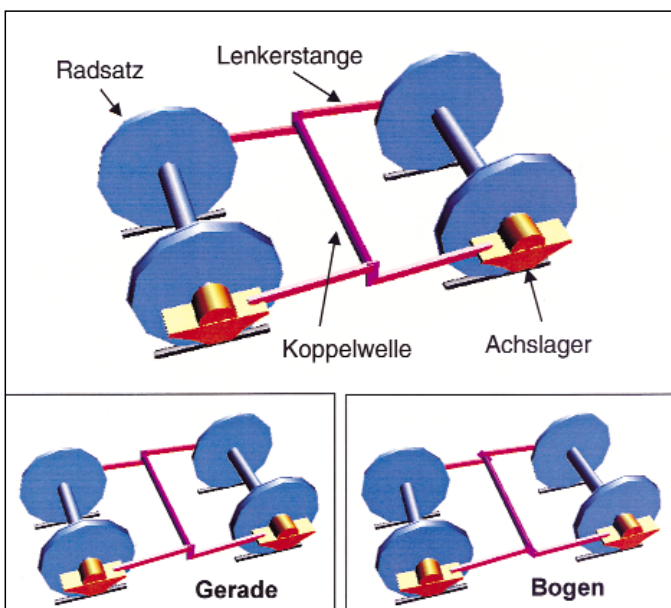


Abb. 6: Mechanismus der Kopplung der Radsätze mittels Koppelwelle

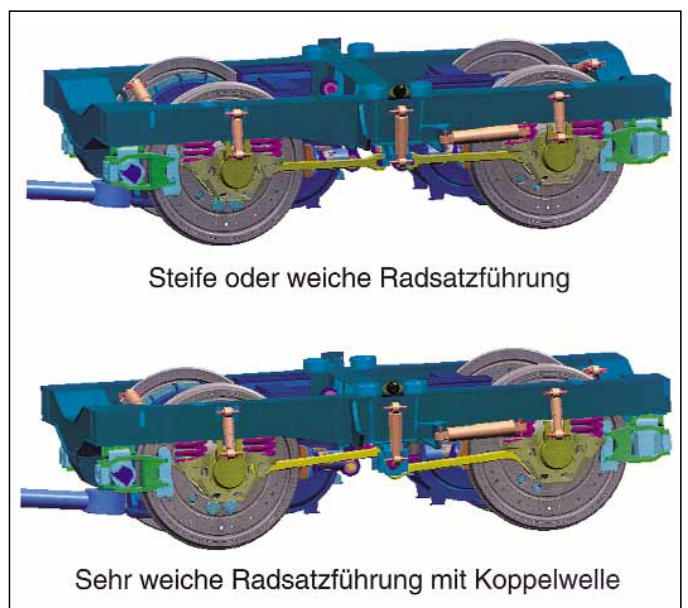


Abb. 7: Modulare Radsatzführung: Ohne Kopplung der Radsätze (oben) und mit der Koppelwelle (unten)

entwickelten Radsatzkopplung mit dem Mechanismus der Koppelwelle zeigt Abb. 6. Die Konstruktion ist in der Schweiz (SBB Re 460, BLS Re 465), Norwegen (NSB El 18), Finnland (VR Sr2) und in China bei der Kowloon-Canton Railways Corporation (KCRC) im Einsatz und hat sich sehr bewährt. Zum Beispiel erreichen die Lokomotiven SBB Re 460 auf der Gotthardstrecke drei bis vier mal längere Laufleistungen zwischen den Reprofilierungen als ältere Lokomotiven [4]. Der Mechanismus der Koppelwelle erfüllt gleichzeitig mehrere Funktionen:

- Erhöhung der Stabilität,
- Übertragung der Zug- und Bremskräfte zwischen Radsatz und Drehgestellrahmen und
- bessere radiale Einstellung der Radsätze im Bogen.

Das neu entwickelte Drehgestell der Multi-System-Lokomotive kann je nach der Höchstgeschwindigkeit mit zwei Antriebsvarianten realisiert werden – mit einem vollabgefederten Antrieb mit Hohlwelle um die Radsatzwelle oder mit einem Tatzlagermotor. Die Radsatzführung hat eine modulare Bauweise und kann in folgenden Varianten ausgeführt werden:

- steife Radsatzführung,
- weiche Radsatzführung,
- sehr weiche Radsatzführung mit Koppelwelle (KW) und
- sehr weiche Radsatzführung mit Koppelwelle ergänzt um zwei Koppelwellendämpfer (KWD).

Die einzelnen Varianten der Radsatzführung unterscheiden sich nur sehr wenig und können mit demselben Drehgestellrahmen realisiert werden (Abb. 7). Mit der Modularbauweise der Radsatzführung und mit Variation der Parameter können sehr unterschiedliche Einsatzbereiche abgedeckt werden, von hohen Geschwindigkeiten auf überwiegend geraden Strecken bis zum Betrieb auf Strecken mit sehr großem Anteil von kleinen Bogenradien.

Einen Vergleich der Varianten bezüglich der Stabilität zeigen die Resultate der linearisierten Analyse in Abb. 8. Darin wird die kritische Geschwindigkeit, bei der die Eigendämpfung die Grenze von 5% erreicht, als Abhängigkeit von der äquivalenten Längssteifigkeit  $c_x$  der Radsatzführung dargestellt. Die Steifigkeit  $c_x$  beinhaltet den Einfluss der Primärfeder wie auch den des Längslenkers und bei der Variante mit Koppelwelle den Einfluss des Koppelmechanismus, umgerechnet zu einem äquivalenten Wert pro Rad. Mit abnehmender Steifigkeit der Radsatzführung nimmt die Stabilität ab. Bei weicher Radsatzführung erhöht die Kopplung der Radsätze die kritische Geschwindigkeit. Durch die Dämpfung der Koppelwelle

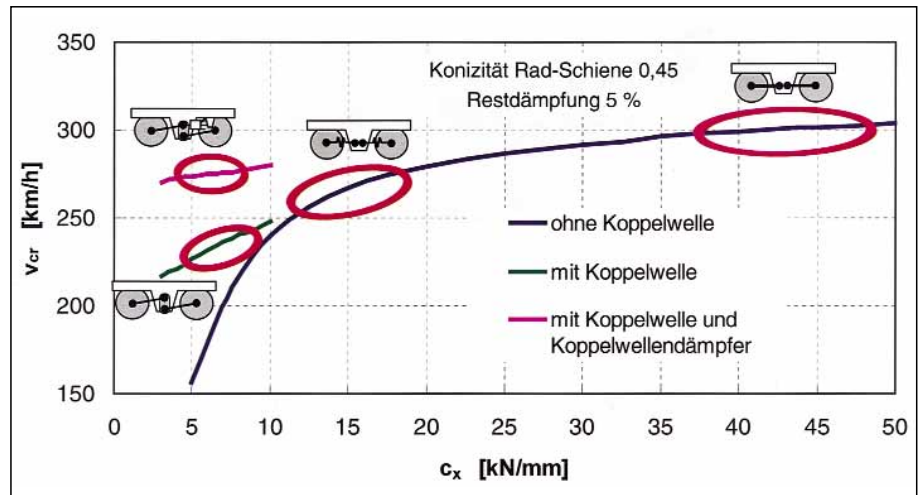


Abb. 8: Linearisierte Stabilitätsanalyse: Kritische Geschwindigkeit in Funktion der Längssteifigkeit der Radsatzführung

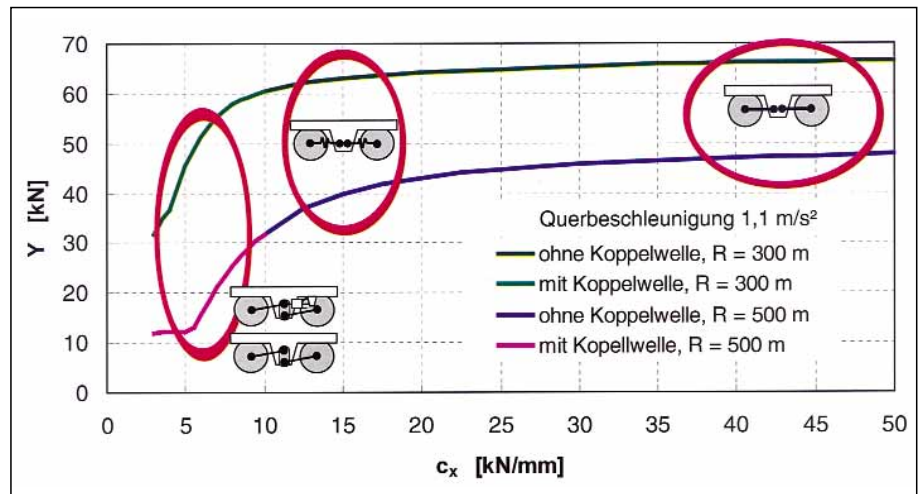


Abb. 9: Bogenfahrt: Führungskraft des anlaufenden Rades

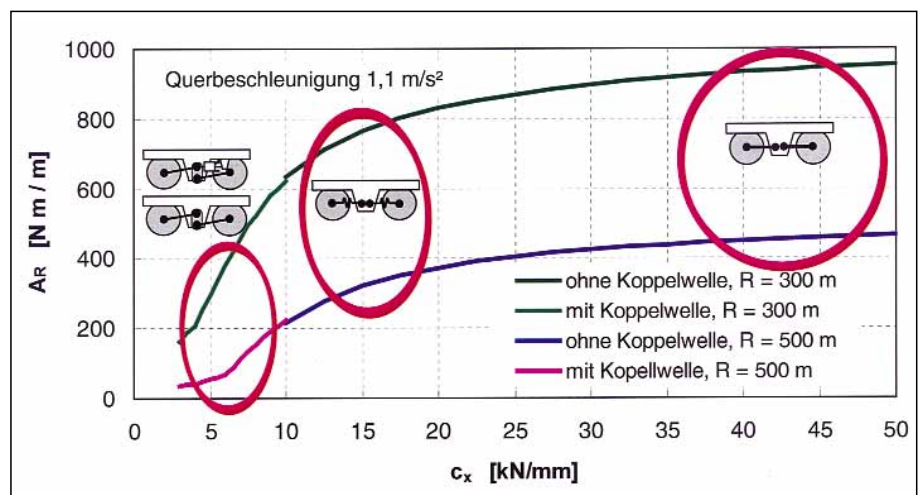


Abb. 10: Bogenfahrt: Verschleißindex (Reibarbeit pro Meter)

le wird eine weitere Erhöhung erreicht, so dass die Stabilität auch mit der sehr weichen Radsatzführung vergleichbar mit der steifen Radsatzführung ist. Der Vorteil der weichen Radsatzführung und der Kopplung der Radsätze kommt

bei der Bogenfahrt zum Vorschein. Den Einfluss der äquivalenten Längssteifigkeit  $c_x$  der Radsatzführung auf die Fahreigenschaften im Bogen zeigen die Abb. 9 und 10. Sowohl die Führungskraft des anlaufenden Rades als auch der Verschleißindex

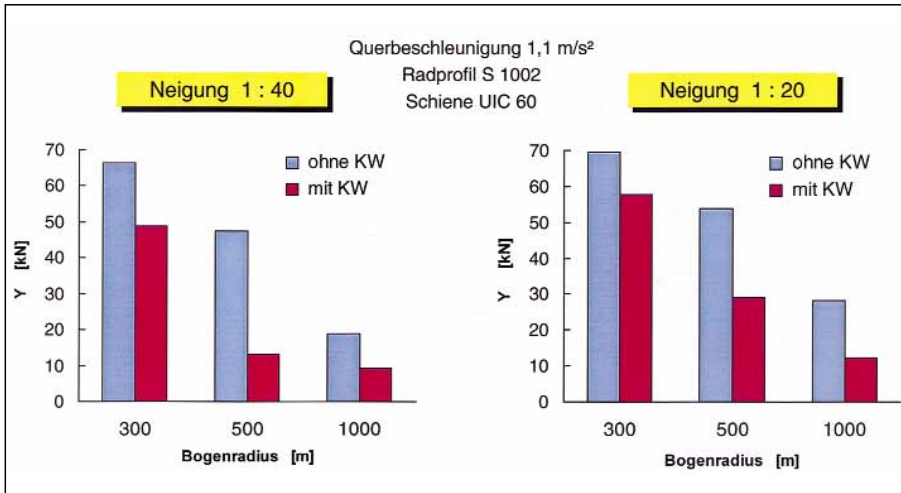


Abb. 11: Einfluss der Einbauneigung der Schienen auf die Führungskraft des anlaufenden Rades



(Gleichung (1)) nehmen mit sinkender Steifigkeit ab. Besonders zur Reduktion der Beanspruchung des Fahrweges durch kleinere laterale Führungskräfte wird eine sehr weiche Radsatzführung benötigt. Die Variante mit der Koppelwelle, je nach der Fahrzeughöchstgeschwindigkeit eventuell mit Dämpfung der Koppelwelle ergänzt, beherrscht hervorragend den Zielkonflikt zwischen Stabilität und Bogenfahrt und erreicht sehr niedrige Kräfte zwischen Rad und Schiene und niedrigen Rad- und Schienenverschleiß in Bögen bei gleichzeitig hoher Geschwindigkeit auf geraden Strecken.

Da die radiale Einstellung der Radsätze im Bogen durch Kräfte in der Berührfläche von Rad und Schiene erreicht wird, werden die fahrtechnischen Eigenschaften durch die Bedingungen in der Berühr-

fläche beeinflusst. So spielen die Geometrie der Rad- und Schienenprofile oder die vom Triebfahrzeug ausgeübten Zugkräfte eine Rolle [5]. Diese Einflüsse wurden ausführlich untersucht. Als Beispiel sei hier der Einfluss der Einbauneigung der Schienen erwähnt, der im grenzüberschreitenden Verkehr zu berücksichtigen ist (z. B. zwischen der Schweiz mit Einbauneigung der Schienen 1:40 und Italien mit 1:20). Abb. 11 zeigt die Führungskraft zwischen dem Radprofil S 1002 und der Schiene UIC 60 mit Einbauneigungen 1:40 und 1:20. Die Führungskräfte sind mit dem Schienenprofil S 1002, das für die Schienenneigung 1:40 optimiert ist, zwar bei der Neigung 1:20 etwas größer, im Vergleich der Varianten der steifen und sehr weichen Radsatzführung sind aber die Vorteile der sehr weichen Radsatzführung



und der Koppelwelle deutlich ersichtlich. Ähnliche Aussagen werden auch in anderen Vergleichen erreicht – die Selbsteinstellung der Radsätze im Bogen wird zwar durch verschiedene Faktoren beeinflusst, erzielt aber auf bogenreichen Strecken immer bessere Fahreigenschaften als die konventionelle Drehgestellkonstruktion mit steifer Radsatzführung.

### Systemanalyse der Kraftschlussregelung und Fahrzeugdynamik

Der Fortschritt der Entwicklung von Hard- und Software ermöglicht neue Systemanalysen, die zum Bestandteil der Fahrzeugentwicklung und Optimierung geworden sind. Bei den Hochleistungslokomotiven ist das vor allem die mechanische Analyse der Fahrt auf der Adhäsionsgrenze. Solche Analysen wurden früher auf Systeme mit einem einfachen mechanischen Ersatzmodell des Torsionsystems eingeschränkt und später um die Modellierung der wichtigsten Freiheitsgrade des mechanischen Teils bei der Fahrt in der Geraden ergänzt.

Heute können vollständige Systemanalysen durchgeführt werden, die die Bereiche Mechanik und Regelungstechnik verbinden. Trotz unterschiedlicher Programme, die in den einzelnen Bereichen verwendet werden, kann mit der Co-Simulation das Gesamtsystem untersucht werden, ohne zu einem einheitlichen Programm überzugehen. Bei der Co-Simulation werden die Teilsysteme gleichzeitig mit unterschiedlichen Programmen simuliert und die Daten in bestimmten Zeitabständen ausgetauscht (Abb. 12).

Eine notwendige Bedingung solcher komplexen Analyse ist die Erweiterung des Rad-Schiene-Kraftschlussmodells. Für die

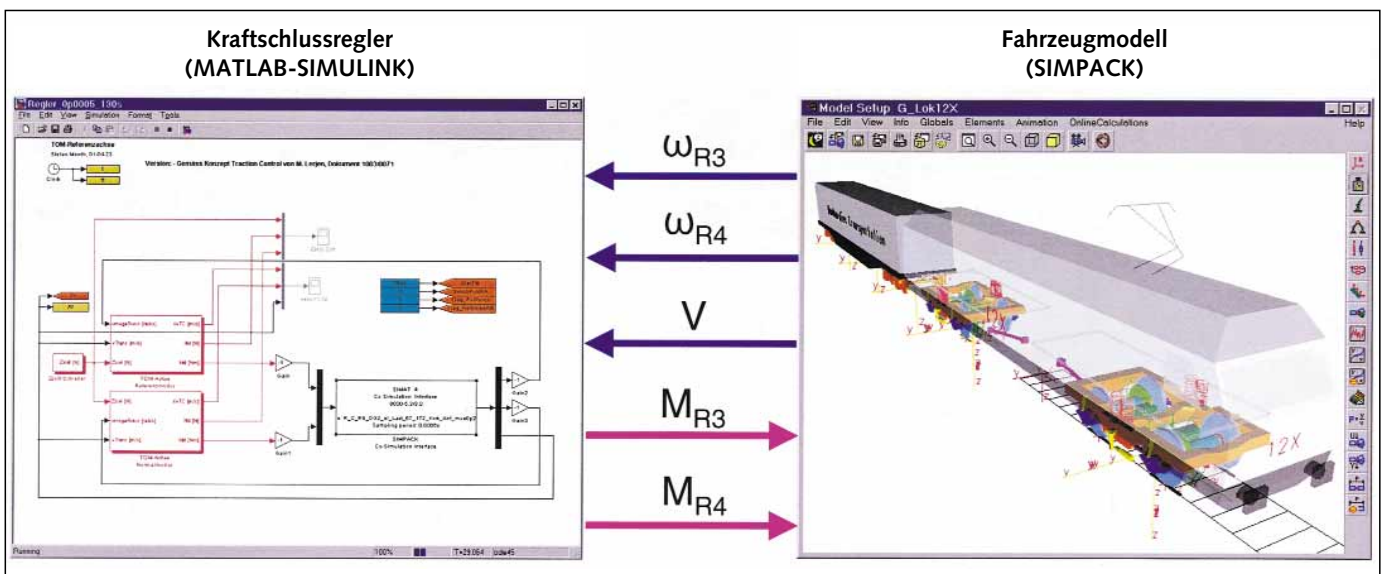


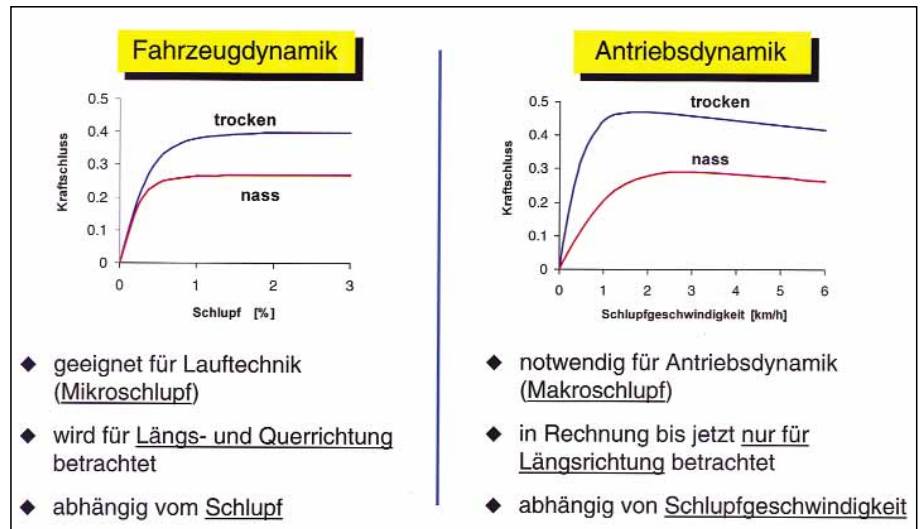
Abb. 12: Prinzip der Co-Simulation

gleiche physikalische Erscheinung – die Kraftschlusskräfte bei der Berührung von Rad und Schiene – werden nämlich in der Fahrzeug- und in der Antriebsdynamik unterschiedliche Theorien und Modelle verwendet (Abb. 13). Der Grund dafür sind die unterschiedlichen Parameter- und Aufgabenbereiche, die behandelt werden. In der Fahrzeugdynamik ist vor allem ein sehr niedriger Schlupf von Bedeutung, der Mikroschlupf. Für die Berechnungen werden dreidimensionale 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, was Reibung mit konstantem Reibkoeffizienten bedeutet.

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 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 erweitertes Rad-Schiene-Modell erstellt werden, das die Eigenschaften von beiden Bereichen abdeckt. Eine mögliche Lösung wurde vom Autor entwickelt und in [6] beschrieben. Das Kraftschlussmodell beruht auf der in [7] publizierte Methode.

Zur Identifikation der Parameter des erweiterten Kraftschlussmodells wurden die vor der eigentlichen Versuchsfahrt durchgeführten Messungen der Kraftschlusskennlinien benutzt (Abb. 14). Die Kraftschlusskennlinien konnten zwar nur in Längsrichtung gemessen werden, die be-

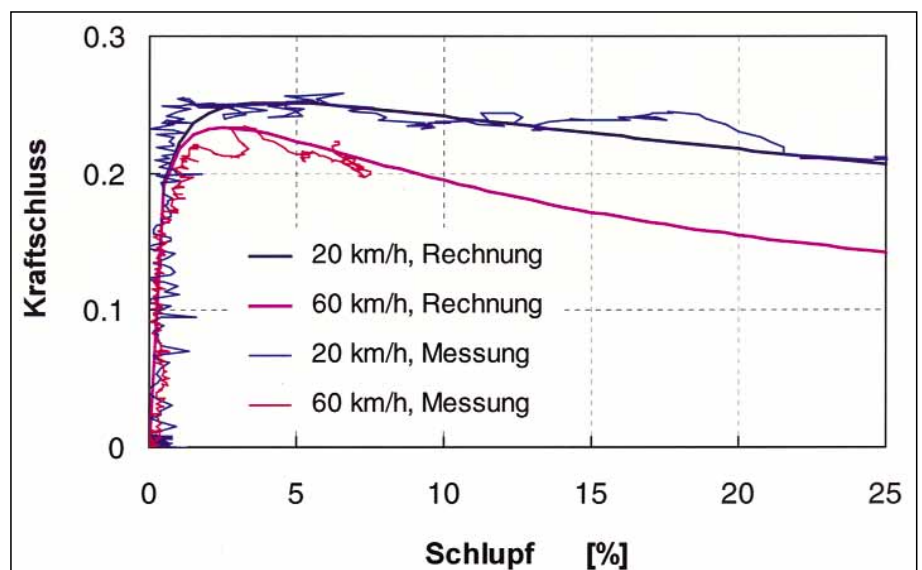


**Abb. 13: Unterschiedliche Kraftschlussmodelle in der Fahrzeug- und Antriebsdynamik**

nutzte rechnerische Methode liefert aber auch die Kräfte in Querrichtung, die für die fahrgedynamischen Berechnungen benötigt werden. Gleichzeitig wird auch der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit berücksichtigt. Die maximal erreichbare Zugkraft sinkt mit zunehmender Geschwindigkeit und das Maximum verschiebt sich zu niedrigeren Schlupfwerten. Diese aus den Messungen bekannten Eigenschaften werden im benutzten Kraftschlussmodell mit nur einem einzigen Parametersatz korrekt wiedergegeben.

In den aufgeführten Beispielen wurden Anfahrten der Versuchslokomotive BR 128, bekannt auch als Lokomotive 12X,

mit einer Anhängelast simuliert [8], wie sie während der Testfahrten zur Erprobung neuer Kraftschlussregelung durchgeführt worden waren. Der Kraftschlussregler wurde mit MATLAB-SIMULINK und die Fahrzeugdynamik inklusive Antriebsdynamik mit SIMPACK modelliert. Während der Versuchsfahrten wurde bei der Lokomotive nur das nachlaufende Drehgestell (Radsätze 3 und 4) angetrieben. Die Größen, die zwischen den Modellen in MATLAB-SIMULINK und in SIMPACK ausgetauscht werden, sind in Abb. 12 zu sehen. Vom Fahrzeugmodell in SIMPACK zum Kraftschlussregler in MATLAB-SIMULINK gehen die Winkelgeschwindigkeiten der Rotoren 3 und 4 und die Fahrge-



**Abb. 14: Gemessene Kraftschluss-Kennlinien und das auf der Messung basierende Kraftschlussmodell**

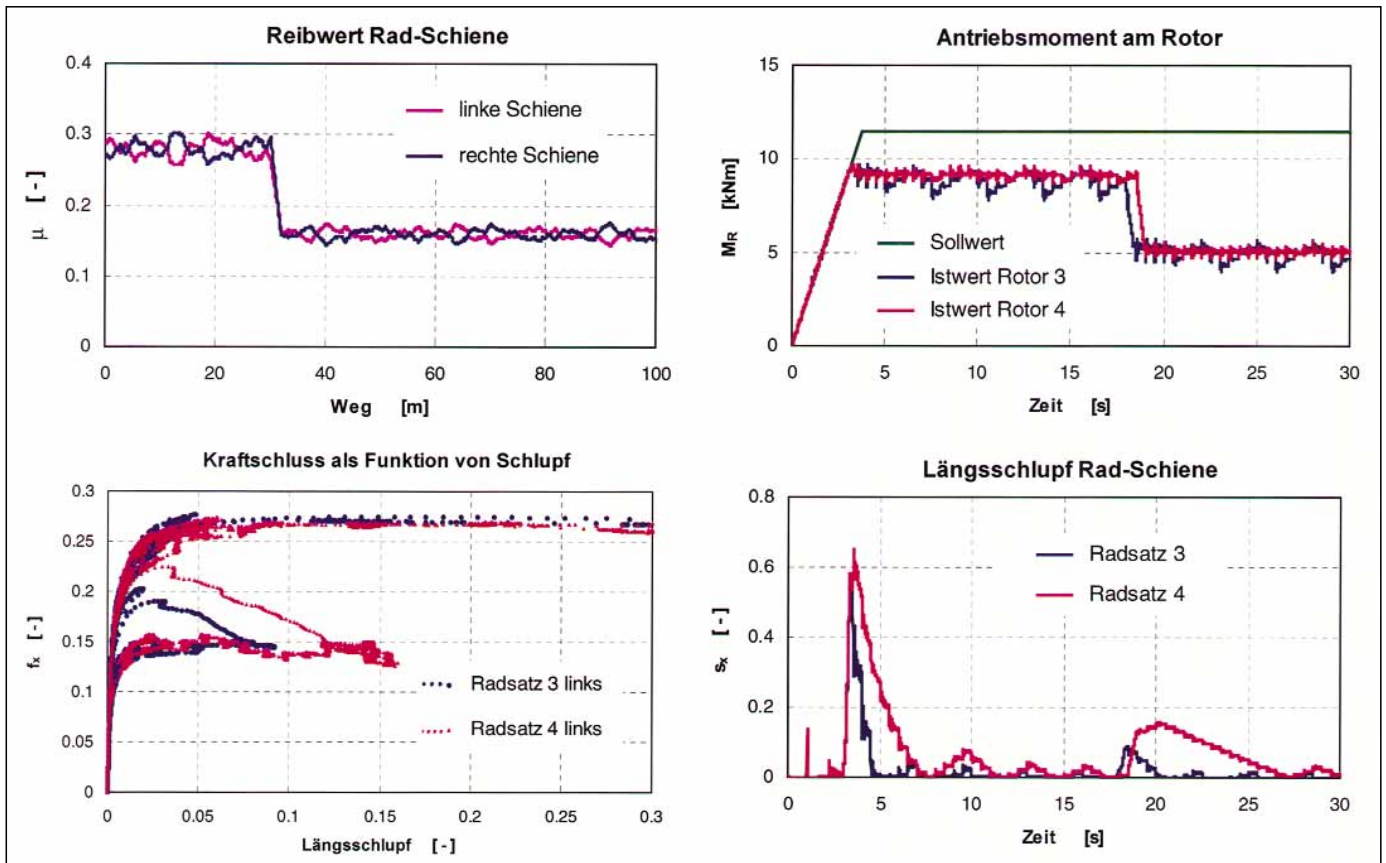


Abb. 15: Simulation des Übergangs trocken – nass

geschwindigkeit, umgekehrt von MATLAB-SIMULINK zu SIMPACK werden die Antriebsmomente des Rotoren 3 und 4 weitergeleitet. Als Beispiel der Resultate zeigt Abb. 15 eine Simulation einer Fahrt an der Adhäsionsgrenze mit einer plötzlichen Reduktion des Reibwertes. Der Verlauf des Reibwertes ist in Abb. 15 links oben zu sehen. Neben der sprunghaften Abnahme nach 30 m Strecke wurde eine leichte stochastische Schwankung des Reibwertes modelliert. Wegen der ungünstigen Adhäsions-

bedingungen liegen die Antriebsmomente unter dem Sollwert. Nach dem Einbruch des Reibwertes nimmt der Schlupf zuerst deutlich zu. Der Suchalgorithmus des Kraftschlussreglers findet aber bald einen optimalen Arbeitspunkt mit einem niedrigen Schlupf. Eine weitere Simulation zeigt die Anfahrt der Lokomotive auf bogenreicher Strecke, und zwar dem Kanderviadukt der BLS Lötschbergbahn in der Schweiz. Hierbei folgt einer kurzen Gerade ein 300-m-Bogen, dann eine kurze Zwischengerade

und danach ein 385-m-Bogen. In Abb. 16 wird ein Vergleich der in der Simulation berechneten und gemessenen Geschwindigkeit bei der Anfahrt der Versuchskomposition unter schwierigen Adhäsionsbedingungen auf nassen Schienen dargestellt. Abb. 17 zeigt als Vergleich Messung-Rechnung die Differenz der Längskräfte in der Radsatzführung aus der Messung (ungefiltert) und aus der Simulation. Die berechneten Verläufe entsprechen gut den gemessenen Signalen. Die unterschiedlichen Kräfte auf der linken und rechten Seite, die den Bogenabschnitt charakterisieren, sind deutlich zu erkennen. Der Vergleich der Simulation mit der Messung verifiziert die Co-Simulation als geeignete Methode zur Systemoptimierung.

**Zusammenfassung**

Zur Auslegung, Optimierung und zum Nachweis der fahrtechnischen Eigenschaften moderner Hochleistungslokomotiven werden komplexe dynamische Berechnungen benötigt. Bei Bombardier Transportation Winterthur werden moderne Simulationsprogramme verwendet, die sowohl Standardberechnungen und Optimierungen der Fahrzeugdynamik als auch komplizierte Untersuchungen der Systemdynamik ermöglichen. Als Beispiel der fahrzeugdynamischen Optimierung wurde

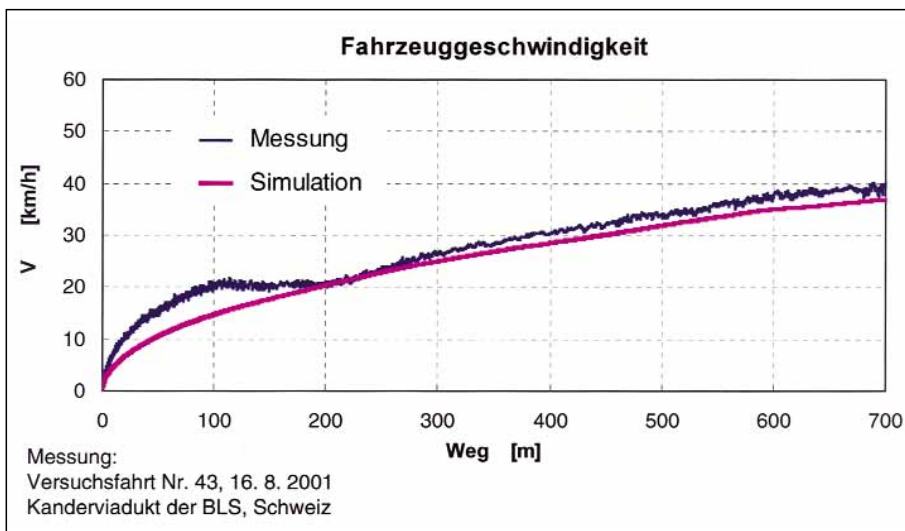


Abb. 16: Vergleich Messung – Rechnung: Anfahrt der Versuchskomposition unter schwierigen Adhäsionsbedingungen auf bogenreicher Strecke

die Lösung des Zielkonflikts Stabilität-Bogenfahrt durch modulare Radsatzführung bei der Neuentwicklung des Drehgestells der Multi-System-Lokomotive gezeigt. Durch die Verknüpfung unterschiedlicher Simulationsprogramme mittels Co-Simulation werden komplexe Berechnungen wie z. B. die gegenseitige Beeinflussung der Kraftschlussregelung und der Fahrzeugdynamik bei einer Fahrt an der Adhäsionsgrenze ermöglicht. Dadurch werden die Voraussetzungen zur Optimierung der Systemdynamik während der Fahrzeugentwicklung erreicht.

## Literatur

- [1] Altmann, L.: The flexifloat bogie family – from heavy haul to high speed locomotives. In: Extended abstracts of the 5th International Conference on Railway Bogies and Running Gears, Budapest, 24-26 Sept. 2001, pp. 10-12
- [2] Gerber, M.; Drabek, E.; Müller, R.: Die Lokomotiven 2000 – Serie 460 – der Schweizerischen Bundesbahnen. Schweizer Eisenbahn-Revue 10/1991
- [3] Schöning, J.: Erfahrungen bei der Inbetriebnahme und dem Einsatz der Umrichterlokomotiven Re 460. ZEV+DET Glasers Annalen 121 (1997), Nr. 2/3, S. 138-149
- [4] Müller, R.: Veränderungen von Radlauflächen im Betriebseinsatz und deren Auswirkungen auf das Fahrzeugverhalten (Teil 1). ZEV+DET Glasers Annalen 122 (1998), Nr. 11, S. 675-688
- [5] Polach, O.: Influence of locomotive tractive effort on the forces between wheel and rail. In: ICTAM, Selected papers from the 20th International Congress of Theoretical and Applied Mechanics held in Chicago, 28 August – 1 September 2000, Vehicle System Dynamics Supplement 35 (2001), pp. 7-22
- [6] Polach, O.: Rad-Schiene-Modelle in der Simulation der Fahrzeug- und Antriebsdynamik. Elektrische Bahnen 99 (2001), Nr. 5, S. 219-230
- [7] Polach, 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
- [8] Kobmann, C.: Design calculation and verification using SIMPACK Wheel/Rail at Bombardier Transportation Winterthur. SIMPACK User Meeting, 13.-14. 11. 2001, Bad Ischl, Österreich. Im Internet unter: [www.simpack.de](http://www.simpack.de)

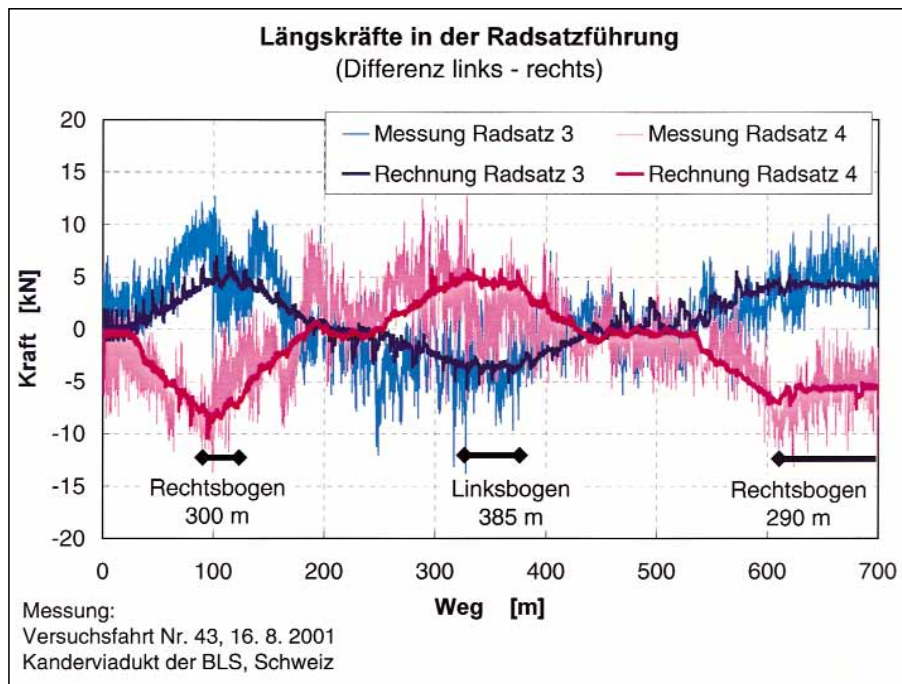


Abb. 17: Differenz der Längskräfte in der Radsatzführung aus der Messung (ungefiltert) und Simulation

## Summary / Resumé

### Optimisation of modern locomotive bogies by way of vehicle system dynamics analysis

Vehicle dynamics analysis plays a significant role in the development and optimisation of the bogies destined for the modern high power performance locomotives. The standard vehicle dynamics calculations for the concept, design and verification phase were presented briefly. The solution of the conflicting objectives between running stability and curve negotiation during the development of new bogies for the Multi-System Locomotive was presented as an example of vehicle dynamics optimisation. The presented dynamic analysis of the mechatronic system adhesion control - vehicle dynamics replaces the local optimisation of the control and mechanics and provides suitable conditions for system optimisation during the development of the vehicle.

### Optimisation des bogies de locomotive modernes à l'aide de l'analyse systémique de la dynamique du véhicule

L'analyse de la dynamique du véhicule fait partie du développement et de l'optimisation des bogies des locomotives modernes à grandes performances. L'article présente brièvement les calculs standard de la dynamique pour les phases de la conception, du dimensionnement et de la vérification. Comme exemple d'optimisation dynamique, l'on présente la solution du conflit entre l'objectif de la stabilité de marche et celui du franchissement des courbes lors du développement du nouveau bogie pour la locomotive polycourant. L'analyse dynamique du système mécano-électronique de réglage de l'adhérence et de la dynamique du véhicule qui est présentée remplace les optimisations locales du réglage et de la mécanique, et constitue la condition préalable pour l'optimisation systémique pendant le développement du véhicule.

Multi-Info auf einen Klick! Aktuell und informativ – klicken Sie sich rein

WWW.  
**Eurail**  
press.com

News

Termine

Guide

Hochschulen

Jobbörse

Home

- Aktuelle Branchennews • Terminkalender und Veranstaltungen • Links zu Bahnunternehmen und zur Bahnzulieferindustrie • Studien- und Ausbildungsmöglichkeiten • Jobbörse
- Inhaltsverzeichnis und Archiv • Verlagsprogramm u.v.m.

Über Werbemöglichkeiten informieren wir Sie gern: 040/237 14 – 227, Telefax: 040/2347 14 – 236 oder senden Sie uns Ihre mail: [haertel@eurailpress.com](mailto:haertel@eurailpress.com)