

# **Einfluss der Nichtlinearitäten des Systems Fahrzeug-Gleis auf die Stabilität**

## **Influence of Nonlinearities of the System Vehicle-Track on the Stability**

Dr.-Ing. habil. **O. Polach**, Bombardier Transportation, Winterthur/CH

### **Kurzfassung**

Dieser Artikel untersucht Zusammenhänge zwischen den Nichtlinearitäten des Systems Fahrzeug-Gleis und dem Schwingungsverhalten der Schienenfahrzeuge an der Stabilitätsgrenze. Die Untersuchungen zeigen den dominierenden Einfluss der Berührgeometrie Rad-Schiene auf die Form des Verzweigungsdiagramms sowie den Einfluss anderer Nichtlinearitäten.

### **Abstract**

This paper investigates relations between the nonlinearities of the system vehicle-track and the oscillation behaviour of railway vehicles at the stability limit. The investigations show the commanding influence of the wheel-rail contact geometry on the form of the bifurcation diagram as well as the influence of other nonlinearities.

### **1. Einleitung**

Die Stabilitätsanalyse ist eine der wichtigsten Untersuchungen während der Auslegung und Entwicklung der Schienenfahrzeuge. Bei Schienenfahrzeugen mit konventionellen Radsätzen können nämlich ab einer bestimmten Geschwindigkeit, die als kritische Geschwindigkeit bezeichnet wird, selbst erregte Schwingungen und somit ein unruhiges Lauf der Drehgestelle oder Fahrwerke auftreten. Dies führt nicht nur zu starken Vibrationen im Wagenkasten, sondern gefährdet auch die Fahrsicherheit. Die maßgebenden Einflussgrößen, welche die kritische Geschwindigkeit und somit die Stabilitätsgrenze bestimmen, sind neben verschiedenen Fahrzeugparametern die Berührgeometrie und die Kraftschlusskräfte zwischen Rad und Schiene.

Die Problematik der Stabilität der Schienenfahrzeuge beschäftigt Spezialisten schon seit Anfängen der Eisenbahn, siehe historische Übersicht in [1] und [2]. Die Untersuchungen wurden zuerst mittels linearisierten Analysen durchgeführt. Mit der Einführung der Computer-

technologie entstanden anfangs der 80-er Jahre die ersten nichtlinearen Stabilitätsberechnungen der Schienenfahrzeuge. Zu erwähnen sind mindestens die an der TU Berlin [3] und an der RWTH Aachen [4] erarbeiteten Veröffentlichungen. Aus den inzwischen zahlreichen Publikationen sollen an dieser Stelle stellvertretend die Publikationen von True und seinen Mitarbeitern ([5] bis [13]) genannt werden.

In den bisher publizierten nichtlinearen Berechnungen der Stabilität der Schienenfahrzeuge wurden in vielen Fällen diverse Vereinfachungen und Einschränkungen getroffen. Die verwendeten Modelle stellen oft einen Teil des Fahrzeugs dar - ein Drehgestell oder ein halbes Fahrzeug ([5] bis [8], [10], [14], [15], [16]), einen Radsatz mit dem Rahmen des einachsigen Drehgestells [11], oder nur einen Radsatz [17], [18]. Die Modellierung der Berührgeometrie Rad-Schiene wurde auf ein Konus mit einem Anschlag anstatt des Spurkranzes vereinfacht ([5], [6], [7], [14], [15], [18]) oder nur auf theoretische Profile von Rad und Schiene eingeschränkt wie in [3], [4], [8], [10], [11], [13], [16], [19], [20] und [21]. Nur wenige Arbeiten betrachten auch abgenutzte Profile [22]. Der Einfluss der Reibungszahl Rad-Schiene wurde selten untersucht (z. B. in [8]). Zur Berechnung der nichtlinearen Kraftschlusskräfte gelangen in den Simulationen verschiedene Methoden zur Anwendung. Die vereinfachte Theorie (Programm FASTSIM) von Kalker [23] wurde in [3], [19], [20] und [22] verwendet. Auch andere, schnellere nichtlineare Algorithmen, die mit Koeffizienten der linearen Theorie von Kalker arbeiten, werden wegen kurzen Rechenzeiten angewendet. Zu erwähnen sind die Methode von Shen, Hedrick und Elkins [24], welche in [8], [10], [11], [13] und [16] verwendet wurde, und die durch Autor entwickelte Methode [25], welche in der Studie über Einfluss der Radsatz- und Gleiselastizität auf die Instabilität [21] Anwendung fand.

Dieser Artikel untersucht die Übertragbarkeit der bisher publizierten, unter unterschiedlichen Bedingungen erarbeiteten Erkenntnisse auf komplexe Modelle und sucht allgemein gültige Zusammenhänge zwischen den Nichtlinearitäten des Systems Fahrzeug-Gleis und dem Schwingungsverhalten der Schienenfahrzeuge an der Stabilitätsgrenze.

## **2. Ausgangslage und Ziele**

Die nichtlineare Beurteilung der Stabilität eines Schienenfahrzeugs kann mit verschiedenen Methoden durchgeführt werden. Die theoretischen Arbeiten beurteilen das Abklingverhalten der Radsatzbewegung und Entstehen eines Grenzzyklus unter Annahme einer idealen Gleislage und unter konstanten Bedingungen im Rad-Schiene-Kontakt. Die Verifikation solcher Berechnung durch Vergleich mit Messung kann nur auf einem Prüfstand realisiert werden. In der Eisenbahnpraxis wird die Stabilität der Fahrzeuge durch Messung der Beurteilungsgrößen auf realem Gleis und einen Vergleich mit Grenzwerten [26] beurteilt. Diese unterschied-

lichen Vorgehensweisen können zur abweichenden Beurteilung der Stabilitätsgrenze führen. Die in Eisenbahningeering verwendeten Methoden der nichtlinearen Stabilitätsberechnungen der Schienenfahrzeuge wurden durch Autor des Artikels untersucht und in [27] mit Schwerpunkt auf den Einfluss der Berührgeometrie Rad-Schiene verglichen. Die Resultate der linearen und nichtlinearen Stabilitätsberechnungen wurden in [28] gegenübergestellt und der Einfluss der Eingabeparameter und Beurteilungskriterien betrachtet.

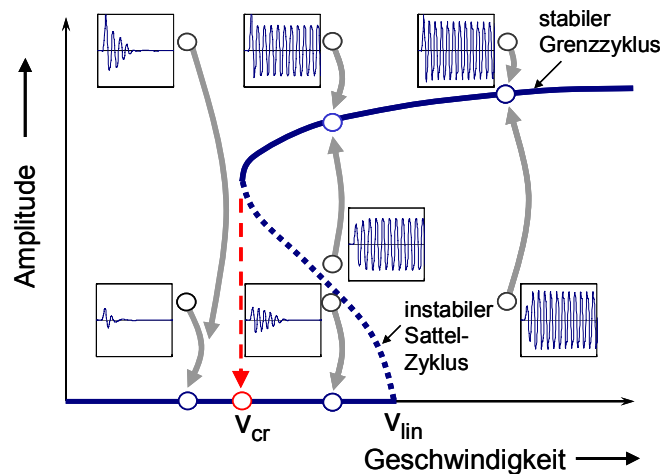


Bild 1: Verzweigungsdiagramm mit unterkritischer Hopf-Verzweigung

Zur Visualisierung der nichtlinearen Stabilitätsuntersuchungen auf einer idealen Gleislage werden Verzweigungsdiagramme mit der Geschwindigkeit als unabhängige Variable und Amplitude des Grenzyklus als abhängige Variable verwendet, siehe Bild 1. Das Bild zeigt gleichzeitig eine Möglichkeit der Erstellung des Verzweigungsdiagramms durch Simulationen des Abklingverhaltens nach Einzelanregung mit verschiedenen Amplituden (kleine Fenster in Bild 1). Während die zwei unterschiedlichen Anregungsamplituden bei Geschwindigkeiten kleiner als  $v_{cr}$  zu der stationären Lösung führen, und bei Geschwindigkeiten größer als  $v_{lin}$  wiederum beide Amplituden dieselbe periodische Lösung ergeben, bestehen im Bereich der Geschwindigkeiten  $v_{cr} < v < v_{lin}$  zwei mögliche Lösungen, wobei die Lösung von der Größe der Anregungsamplitude abhängt. Die bisher publizierten Berechnungen präsentieren die in Bild 1 dargestellte unterkritische Hopf-Verzweigung als typische oder gar einzige bei Schienenfahrzeugen auftretende Form. Der Zusammenhang der Form der Verzweigungsdiagramme mit den einzelnen Nichtlinearitäten des Systems Fahrzeug-Gleis wurde bis jetzt nicht näher untersucht.

Der Beitrag untersucht den Einfluss der Nichtlinearitäten des Systems Fahrzeug-Gleis auf das Schwingungsverhalten der Schienenfahrzeuge an der Stabilitätsgrenze. Die präsentier-

ten Analysen wurden mit komplexen dreidimensionalen Modellen in Simulationsprogramm SIMPACK durchgeführt, sowohl mit neuen und als auch abgenutzten Profilkombinationen Rad-Schiene. Zur Berechnung der Kraftschlusskräfte wurde (wenn nicht anders angegeben) die vereinfachte Theorie von Kalker (Programm FASTSIM) mit der Reibungszahl Rad-Schiene von 0.4 verwendet.

Die untersuchten Nichtlinearitäten werden in drei Gruppen unterteilt:

- Berührgeometrie Radsatz-Gleis
- Kraftschlussgesetz
- Nichtlinearitäten des Fahrzeugmodells

### 3. Berührgeometrie Radsatz-Gleis

Die Berührgeometrie zwischen Rad und Schiene beeinflusst entscheidend die kritische Geschwindigkeit. In der Eisenbahnpraxis wird als Parameter zur Beschreibung dieser Berührgeometrie die äquivalente Konizität für eine Queramplitude der Radsatzbewegung von 3 mm verwendet [26]. Die Untersuchungen des Autors mit sowohl neuen als auch verschlissenen Querprofilen der Räder und Schienen zeigen, dass das Verhalten des Fahrzeugs an der Stabilitätsgrenze auch bei gleichen äquivalenten Konizitäten sehr unterschiedlich sein kann [27]. Bei Fahrzeugen, welche keine ausgeprägten Nichtlinearitäten besitzen, oder bei welchen sich solche Nichtlinearitäten während der Fahrt in einer Geraden nicht auswirken, wird die Form des Verzweigungsdiagramms durch die Berührgeometrie Radsatz-Gleis geprägt. Diese kann durch folgende berührgeometrische Funktionen beschrieben werden:

1. Rollradiusdifferenz des linken  $r_l$  und rechten Rades  $r_r$  in Funktion der Querauslenkung  $y$  des Radsatzes

$$\Delta r(y) = r_l(y) - r_r(y)$$

2. Äquivalente Konizität  $\lambda$  in Funktion der Amplitude  $A$  der Wellenbewegung. Diese kann unterschiedlich definiert werden, wobei im Weiteren die in Simulationsprogrammen überwiegend verwendete Methode der harmonischen Linearisierung [29] angewendet wird. Die äquivalente Konizität  $\lambda$  wird dabei durch Integration der Rollradiusdifferenz  $\Delta r(y)$  mit  $y = A \sin \varphi$  während einer Periode der Wellenbewegung berechnet

$$\lambda(A) = \frac{1}{2\pi A} \int_0^{2\pi} \Delta r(A \sin \varphi) \cdot \sin \varphi \, d\varphi$$

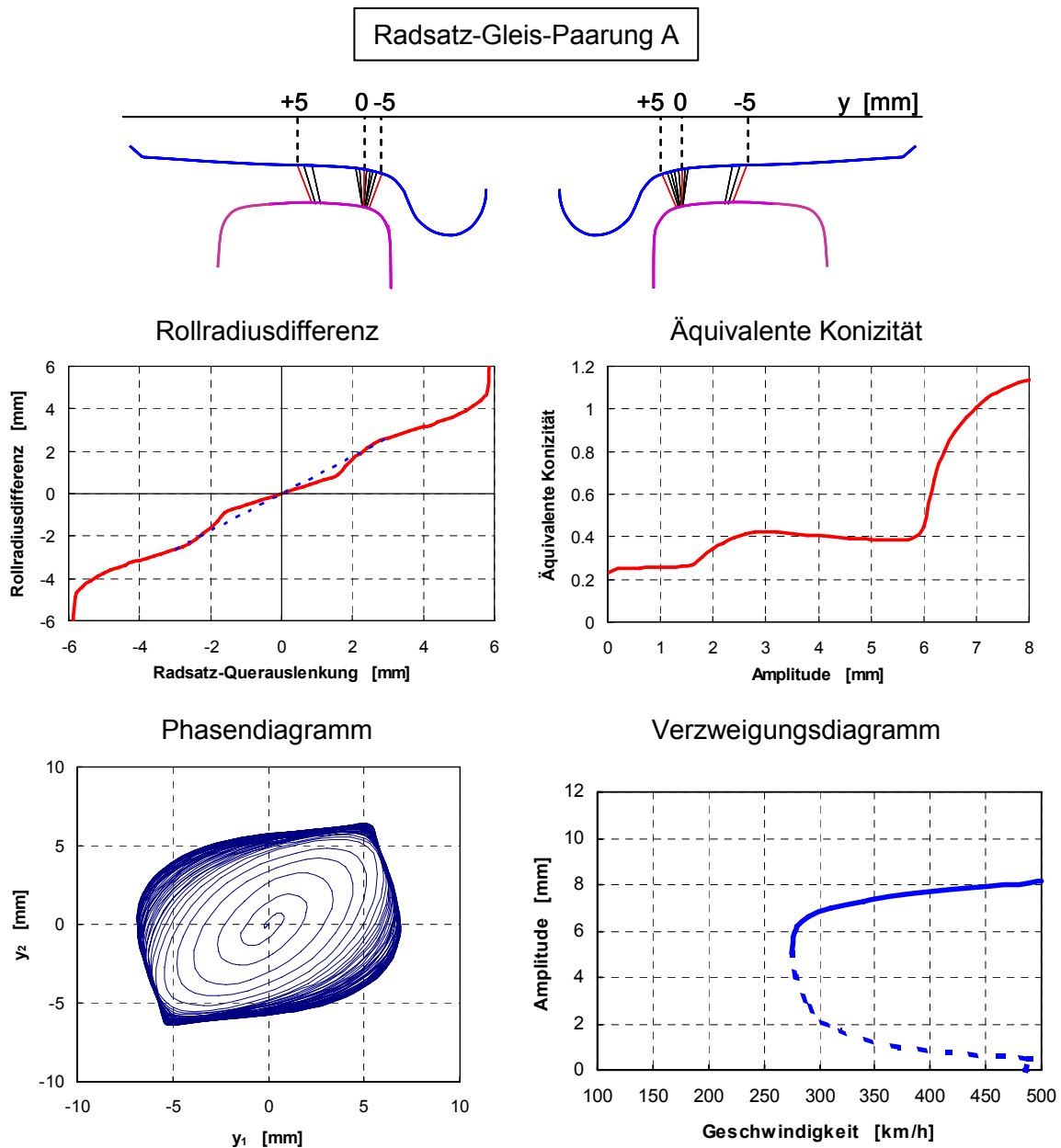


Bild 2: Stabilitätsuntersuchung für Radsatz-Gleis-Berührgeometrie A

Die rechnerischen Untersuchungen des Autors und Vergleiche mit anderen publizierten Resultaten zeigen, dass der Verlauf der Rollradiusdifferenz und der äquivalenten Konizität im Bereich von Null bis zu einem Abstand von etwa 2-3 mm von der Spurkranzkehle die Form des Verzweigungsdiagramms und der Hopf-Verzweigung wesentlich beeinflusst. Wenn im erwähnten, durch die gestrichelte Linie markierten Bereich der Radsatz-Querauslenkung die Rollradiusdifferenz linear verläuft oder progressiv zunimmt, und die Konizität in Funktion der Radsatz-Queramplitude einen etwa konstanten oder ansteigenden Verlauf aufweist, führt die Stabilitätsanalyse auf die unterkritische Hopf-Verzweigung, wie die Stabilitätsberechnungen

eines vierteiligen Regionalfahrzeugs in Bildern 2 und 3 zeigen. Die Bilder zeigen die Berührungspunkte Rad-Schiene während der Radsatz-Querauslenkung, den Verlauf der berührgeometrischen Funktionen, das Phasendiagramm der Querbewegung der beiden Radsätze eines Drehgestells bei abnehmender Geschwindigkeit (Geschwindigkeitsreduktion von 4 km/h während einer Sekunde), und das Verzweigungsdiagramm.

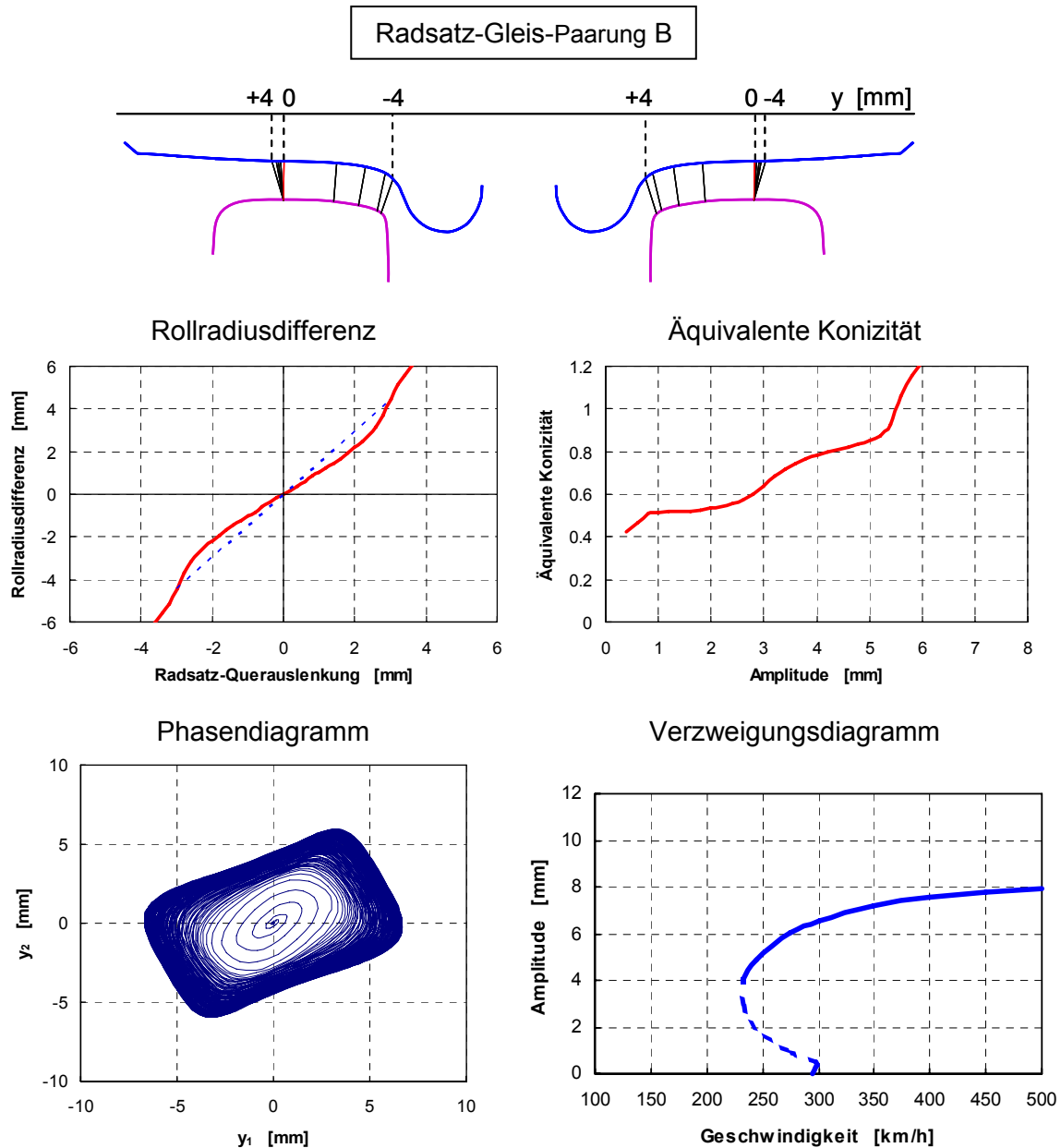


Bild 3: Stabilitätsuntersuchung für Radsatz-Gleis-Berührgeometrie B

Wenn die Rollradiusdifferenz im Bereich des freien Spurspiels einen degressiven Verlauf und die Konizität-Funktion somit einen deutlich abfallenden Verlauf aufweist, ergibt die Stabilitätsanalyse eine überkritische Hopf-Verzweigung, wie die Berechnung für das gleiche Fahr-



Berührgeometrien Radsatz-Gleis, welche etwa die gleiche äquivalente Konizität bei Radsatzamplitude von 3 mm aufweisen, führen in einem Fall auf unterkritische (Bild 5 links) und in anderem Fall auf überkritische Hopf-Verzweigung (Bild 5 rechts).

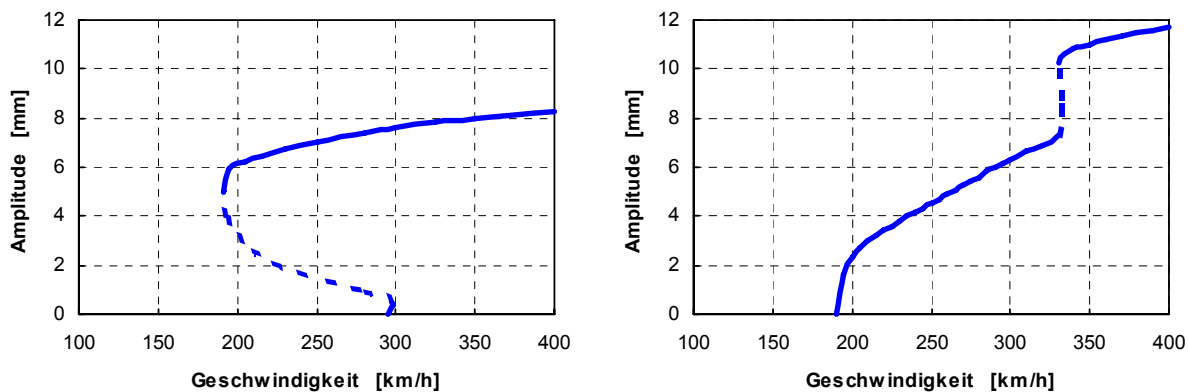


Bild 5: Verzweigungsdiagramme einer Lokomotive (Erläuterung im Text)

Die Wahl des Kontaktmodells Rad-Schiene kann die berührgeometrischen Funktionen deutlich beeinflussen. Es ist deshalb zu erwarten, dass der Unterschied zwischen den Kontaktmodellen von starren und elastischen Körpern das Verhalten des Fahrzeugs an der Stabilitätsgrenze und die Form des Verzweigungsdiagramms beeinflusst, wie durch True u. a. in [10] bestätigt wurde. Die Stabilitätsanalysen sollen deshalb mit einer realistischen Modellierung des Rad-Schiene-Kontaktes unter Berücksichtigung der Elastizität der berührenden Körper durchgeführt werden, wie es in den hier präsentierten Berechnungen der Fall ist.

#### 4. Kraftschlussgesetz

Aus der Eisenbahnpraxis ist bekannt, dass bei zunehmender Reibungszahl zwischen Rad und Schiene die kritische Geschwindigkeit abnimmt. Dies bestätigen auch die Berechnungen des Verzweigungsdiagramms eines vierteiligen Regionalfahrzeugs in Bild 6. Die nichtlineare kritische Geschwindigkeit nimmt mit steigender Reibung Rad-Schiene ab, die Form des Verzweigungsdiagramms verändert sich dabei nur wenig. Mit abnehmender Reibungszahl nimmt die Differenz zwischen dem Punkt der Geschwindigkeit der Hopf-Verzweigung  $v_{lin}$  und der kritischen Geschwindigkeit  $v_{cr}$  ab – eine Tendenz, welche auch in [8] festgestellt wurde. Einfluss der unterschiedlichen nichtlinearen Kraftschlussmodelle ([23], [24], [25]) auf die Form des Verzweigungsdiagramms ist nur klein, die berechneten kritischen Geschwindigkeiten können aber abweichen. In den bisher durchgeführten Tests ergaben Berechnungen mit dem Kraftschlussmodell FASTSIM von Kalker die niedrigste und mit der Methode von Shen-Hedrick-Elkins die größte kritische Geschwindigkeit.



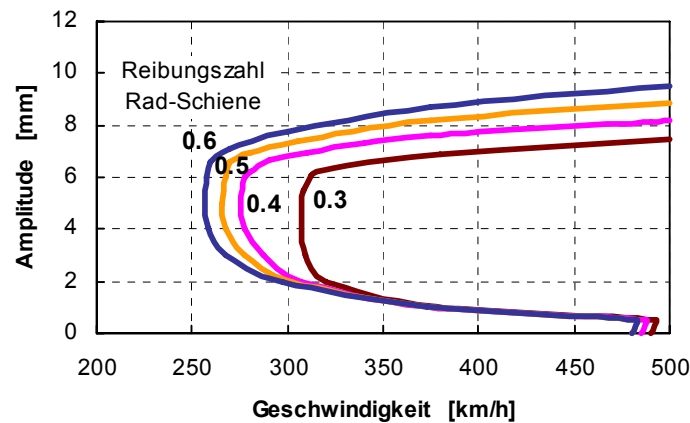


Bild 6: Einfluss der Variation der Reibungszahl, welche eine trockene Schiene repräsentiert, auf die Stabilität eines vierteiligen Regionalfahrzeugs (Rad-Schiene-Paarung A)

## 5. Nichtlinearitäten des Fahrzeugmodells

Die präsentierten Einflüsse der Berührgeometrie Rad-Schiene und der Kraftschlussparameter können durch Nichtlinearitäten des Fahrzeugmodells unterdrückt werden. Dies wird am Beispiel der Variation der Parameter der Schlingerdämpfer eines Reisezugwagens und Radsatz-Gleis-Paarung B gezeigt. Das Bild 7 zeigt Verzweigungsdiagramme eines Fahrzeugs ohne Schlingerdämpfer (1) und mit unterschiedlichen Kennlinien der Schlingerdämpfer (unterschiedliche Abblaskraft), siehe Bild 7 links. Die Nichtlinearität der Kennlinie des Schlingerdämpfers beeinflusst stark die Form der Verzweigung. Die Kennlinie (2) mit der Abblaskraft von 6 kN erhöht zwar die lineare kritische Geschwindigkeit  $v_{lin}$ , die Dämpfung ist aber für größere Amplituden nicht ausreichend – es entsteht eine unterkritische Hopf-Verzweigung. Die Kennlinie (3) mit 12 kN ergibt eine ausreichende Dämpfungskraft, eine weitere Erhöhung auf 18 kN ergibt keine Erhöhung der kritischen Geschwindigkeit. Die Kennlinie des Schlingerdämpfers mit Abblaskraft von 6 kN stellt eine Nichtlinearität des Fahrzeugmodells dar, welche sich an der Stabilitätsgrenze auswirkt, und somit die Form des Verzweigungsdiagramms wesentlich beeinflusst.

Dieses Beispiel zeigt, dass starke Nichtlinearitäten im Fahrzeugmodell (Reibdämpfung, Spiele in der Radsatzführung, stark nichtlineare Dämpfer-Kennlinien) den Einfluss der Berührgeometrie Rad-Schiene unterdrücken können, so dass die Form der Verzweigung sich ändern kann. Solche Effekte können vor allem bei Stabilitätsuntersuchungen von Güterwagen beobachtet werden, wo Reibdämpfung und Spiele in der Radsatzführung typische Merkmale der Fahrwerkkonstruktion bilden, siehe [11], [13], [16], [22].

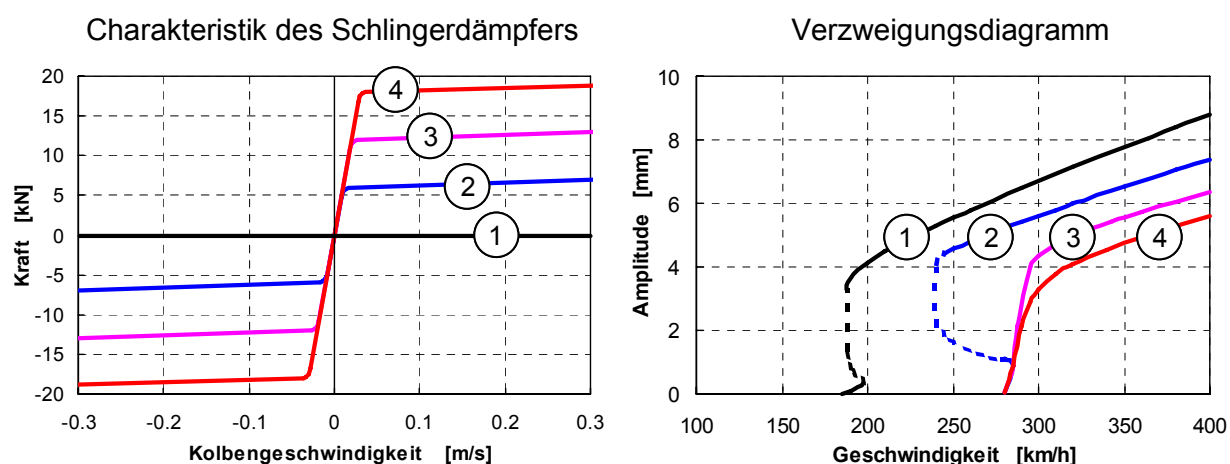


Bild 7: Einfluss der Nichtlinearität der Kennlinie des Schlingerdämpfers (links) auf das Verzweigungsdiagramm (rechts)

## 6. Zusammenfassung

Der Beitrag zeigt die wichtigsten Einflüsse der Nichtlinearitäten des Systems Fahrzeug-Gleis auf die Form des Verzweigungsdiagramms und stellt damit die Grundlage der nichtlinearen Beurteilung der Fahrstabilität der Schienenfahrzeuge dar.

Die Berührgeometrie Rad-Schiene prägt das Verhalten und die Form der Hopf-Verzweigung solcher Fahrzeuge, bei welchen sich die Nichtlinearitäten während der Fahrt in der Geraden nicht auswirken. Die berührgeometrischen Funktionen (Rollradiusdifferenz, äquivalente Konizität) können bei solchen Fahrzeugen zur Abschätzung der Form der Hopf-Verzweigung dienen. Gegenüber den bisher publizierten Stabilitätsuntersuchungen wurde gezeigt, dass auch bei trockenen Schienen und hohen Konizitäten das Verzweigungsdiagramm nicht nur die unterkritische, sondern auch die überkritische Hopf-Verzweigung bilden kann.

Bei Anwendung unterschiedlicher nichtlinearer Kraftschlussmodelle und bei Variation der Reibungszahl, welche eine trockene Schiene repräsentiert, wurde die Form der Hopf-Verzweigung in den untersuchten Fällen nicht verändert.

Starke Nichtlinearitäten im Fahrzeugmodell können den Einfluss der Berührgeometrie Rad-Schiene unterdrücken, so dass sich die Form des Verzweigungsdiagramms wesentlich verändern kann, und der aufgeführte Zusammenhang zwischen den berührgeometrischen Funktionen der Paarung Radsatz-Gleis und der Form der Hopf-Verzweigung nicht mehr besteht.

**Literatur:**

- [1] Wickens, A. H.: A history of railway vehicle dynamics. In: Iwnicki, S. (Ed.): Handbook of railway vehicle dynamics. Boca Raton London New York: Taylor&Francis 2006
- [2] Knothe, K. u. Böhm, F.: History of stability of railway and road vehicles. Vehicle System Dynamics 31 (1999) S. 283-323
- [3] Moelle, D. u. Gasch, R.: Nonlinear bogie hunting. In: Proceedings of 7th IAVSD Symp., Cambridge (UK), 1981. Lisse: Swets & Zeitlinger B. V. 1982 S. 455-467
- [4] Nicolin, J., Nöthen, J. u. Krettek, O.: Neue Erkenntnisse zum Radsatz- und Fahrzeuglauf aus der Sicht der Nichtlinearen Rechnung. ZEV – Glasers Annalen 108 (1984) S. 101-108
- [5] True, H.: Railway vehicle chaos and asymmetric hunting. In: Proceedings of 12th IAVSD Symp., Lyon, France, 1991. Vehicle System Dynamics Suppl. 20 (1992) S. 625-637
- [6] True, H. u. Jensen, J. Ch.: Parameter study of hunting and chaos in railway vehicle dynamics. Vehicle System Dynamics Suppl. 23 (1994) S. 509-521
- [7] Jensen, C. N. u. True, H.: On a new route to chaos in railway dynamics. Nonlinear Dynamics 13 (1997) S. 117-129
- [8] Jensen, J. Ch., Slivsgaard, E. u. True, H.: Mathematical simulation of the dynamics of the Danish IC3 train. Vehicle System Dynamics Suppl. 28 (1998) S. 760-765
- [9] True, H.: On the theory of nonlinear dynamics and its application in vehicle systems dynamics. Vehicle System Dynamics 31 (1999) S. 393-421
- [10] True, H., Jensen, J. Ch. u. Slivsgaard, E.: Systemdynamik von Schienenfahrzeugen. Einfluss von Unstetigkeiten in der Rad/Schiene Geometrie auf die Systemdynamik von Schienenfahrzeugen. EI - Eisenbahningenieur 50 (1999) 2 S. 37-42
- [11] True, H. u. Trzepacz, L.: Die Dynamik eines Güterwagenradsatzes mit Trockenreibungsdämpfung. EI - Eisenbahningenieur 54 (2003) 7 S. 37-42
- [12] True, H.: Nichtlineare Schienenfahrzeugdynamik, neue Grundlagen, Methoden und Ergebnisse. ZEVrail Glasers Annalen 128 (2004) 11-12 S. 526-537
- [13] Hoffmann, M.: Dynamics of European two-axle freight wagons. Technical University of Denmark, Kongens Lyngby, Diss. 2006
- [14] Ahmadian, M. u. Yang, S.: Effect of system nonlinearities on locomotive bogie hunting stability. Vehicle System Dynamics 29 (1998) S. 365-384
- [15] Galvanetto, U., Briseghella, L. u. Bishop, R. S.: Optimal axle distance of a railway bogie. Int. J. of Bifurcation and Chaos 7 (1997) 3 S. 721-732

- [16] Molatefi, H., Hecht, M. u. Kadivar, M. H.: Critical speed and limit cycles in the empty Y25-freight wagon. Proc. of the Inst. of Mech. Eng., Part F, Journal of Rail and Rapid Transit 220 (2006) F4 S. 347-359
- [17] Knudsen, C., Feldberg, R. u. Jaschinski, A.: Non-linear dynamic phenomena in the behaviour of a railway wheelset model. Nonlinear Dynamics 2 (1991) S. 389-404
- [18] Ahmadian, M. u. Yang, S.: Hopf bifurcation and hunting behavior in a rail wheelset with flange contact. Nonlinear Dynamics 15 (1998) S. 15-30
- [19] Zboinski, K. u. Dusza, M.: Analysis and method of the analysis of non-linear lateral stability of railway vehicles in curved track. Vehicle System Dynamics Suppl. 41 (2004) S. 202-231
- [20] Wrang, M.: Instability phenomena of a passenger coach, caused by internal yaw damper flexibility. Vehicle System Dynamics Suppl. 33 (1999) S. 406-417
- [21] Kaiser, I.: Modellierung und Simulation des Laufverhaltens von elastischen Radsätzen auf elastischen Schienen. EI – Eisenbahningenieur 56 (2005) 7 S. 67-71
- [22] Stichel, S.: Limit cycle behaviour and chaotic motions of two-axle freight wagons with friction damping. Multibody System Dynamics 8 (2002) 3 S. 243-255
- [23] Kalker, J. J.: A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact. Vehicle System Dynamics 11 (1982) S. 1-13
- [24] Shen, Z. Y., Hedrick, J. K. u. Elkins, J. A.: A comparison of alternative creep force models for rail vehicle dynamic analysis. In: Proc. of 8th IAVSD-Symposium, Cambridge, MA, 1983. Lisse: Swets & Zeitlinger B. V. 1984 S. 591-605
- [25] Polach, O.: A fast wheel-rail forces calculation computer code. Vehicle System Dynamics Suppl. 33 (1999) S. 728-739
- [26] DIN EN 14363: Bahnanwendungen – Fahrtechnische Prüfung für die fahrtechnische Zulassung von Eisenbahnfahrzeugen – Prüfung des Fahrverhaltens und stationäre Versuche. Berlin: Beuth Verlag GmbH Oktober 2005
- [27] Polach, O.: On non-linear methods of bogie stability assessment using computer simulations. Proc. of the Inst. of Mech. Eng., Part F, Journal of Rail and Rapid Transit 220 (2006) F1 S. 13-27
- [28] Polach, O.: Comparability of the non-linear and linearized stability assessment during railway vehicle design. Vehicle System Dynamics Suppl. 44 (2006) S. 129-138
- [29] Mauer, L.: Die modulare Beschreibung des Rad/Schiene-Kontaktes im linearen Mehrkörperformalismus. TU Berlin Diss. 1988