

Torsionsschwingungen von Radsätzen – eine Herausforderung?

Das Phänomen Rollierschwingungen wird eingeordnet, die Methoden zur Bestimmung werden erläutert und zu lösende Fragestellungen diskutiert.

Thomas Benker
Thomas Weber

Die bei mehreren Fahrzeugtypen vermehrt festgestellten Verdrehungen zwischen Radsatzwelle und Rad führten zu aufsichtsrechtlichen Verfahren beim Eisenbahn-Bundesamt. Da bei der Mehrzahl der untersuchten Schadfälle eine nicht korrekt ausgeführte Pressverbindung als Ursache ausgeschlossen werden konnte, wurden Belastungsmessungen durchgeführt. Diese zeigten, dass die in der Auslegung angenommenen Torsionslasten teils deutlich überschritten wurden. Eine Begrenzung der erhöhten Lasten auf bestimmte Fahrzeugmerkmale konnte leider nicht festgestellt werden, so dass in Kenntnis dieser erhöhten Lasten folgende Fragen zu stellen sind:

- Welche Spitzenlasten treten auf und können diese vom Pressverband ertragen werden?
- Welche Ermüdungslasten treten auf und ist die Radsatzwelle dafür ausreichend dimensioniert?

In einer Vielzahl von Projekten war es daher in den letzten Jahren gefordert, entsprechende Nachweise zu erbringen. Dabei war man mit schwierigen Fragestellungen konfrontiert. Die am 13. Juni 2013 veröffentlichte Spezifikation „Messung und Auswertung von Radsatz-Torsionsschwingungen“ [1] stellt hierfür wesentliche Grundlagen zur Verfügung. In der Anwendung ergeben sich jedoch weitere, zum Teil schwierig zu lösende Diskussionspunkte. Nachfolgend werden einige wichtige Grundlagen und Methoden dargestellt und offene Fragestellungen diskutiert.

Die Funktionen des Radsatzes – Zusammenwirken Radsatz/Gleis

Die Biegebeanspruchung des Radsatzes wird wesentlich von den fahrtechnischen Randbedingungen beeinflusst. Die führende Achse eines Fahrwerks hat bei Bogenfahrt in der Regel einen positiven Anlaufwinkel, d.h. sie läuft in Richtung der äußeren Schiene. Das innere Rad läuft somit von der Innenschiene in Richtung bogenaußen. Um die Bogenfahrt zu ermöglichen, muss es auf der Schiene in Querrichtung gleiten. Die dabei entstehende Führungskraft ist nach bogenaußen gerichtet und muss zusätzlich durch das bo-

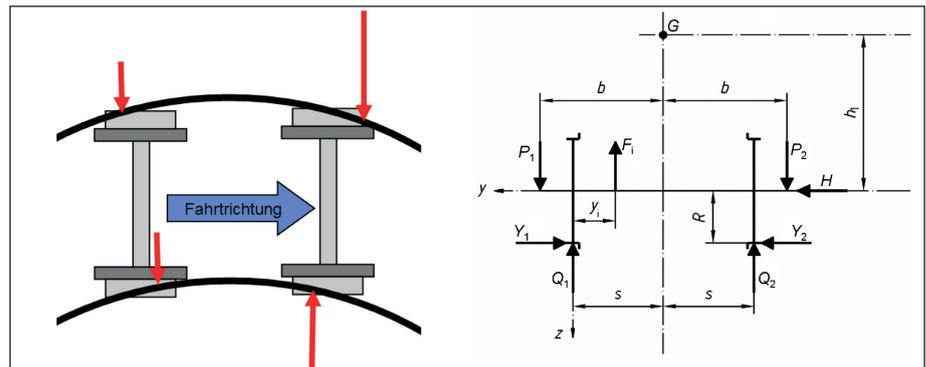


Abb. 1: Kräfte am Radsatz, links Führungskräfte bei Bogenfahrt, rechts Kräfte der Biegebeanspruchung [2]

genäußere Rad aufgebracht werden (Abb. 1). Dieser Effekt bewirkt, dass sich die, durch die Auflasten P verursachte, Biegebelastung bei außengelagerten Radsätzen ($b > s$) weiter vergrößert. Weiterhin werden am vorlaufenden Radsatz Effekte aus Abstützreaktionen des Ausdrehmomentes superponiert. Zusätzlich zu den oben beschriebenen Biegebelastungen wird der Radsatz durch Torsion belastet. Es stellen sich folgende Fragen:

- Welche Torsionslasten treten auf?
- Wie hoch sind diese Lasten maximal?
- Wie sind die Torsions- mit den Biegebelastungen zu kombinieren?

Arten der Torsionsbelastung am Radsatz

Die Torsionsbelastung der Radsatzwelle erfolgt i. d. R. durch:

- Antriebs- oder Bremsmomente,
- Verspannmomente aus dem Abrollen.

Neben diesen fahrtechnisch indizierten Torsionsbelastungen erfährt das Bauteil Radsatz auch Belastungen aus Eigenschwingungen. Diese Eigenschwingungen treten in Form von

selbsterregten Torsionsschwingungen auf und sind von vielen Parametern des Fahrzeuges bzw. der Fahrzeugsteuerung abhängig.

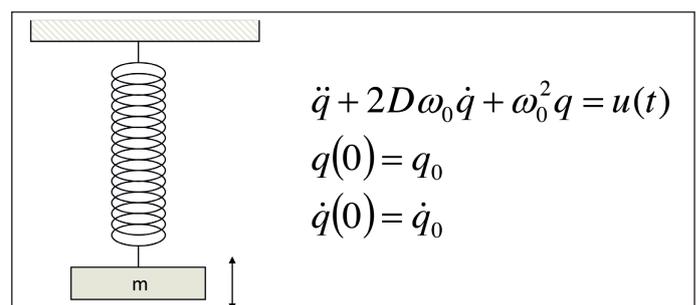
Klassifikation von Eigenschwingungen

Für das Verständnis der hier betrachteten Erscheinungen ist es besonders wichtig, das Schwingungsphänomen korrekt einzuordnen. Im Folgenden werden daher verwandte Schwingungsphänomene charakterisiert und abgegrenzt.

Abb. 2 zeigt ein physikalisches Ersatzmodell und die dazugehörige mathematische Beschreibung für einen freien Schwinger. Eine freie Schwingung charakterisiert sich dadurch, dass die Erregung in Form einer Anfangsauslenkung oder Anfangsgeschwindigkeit erfolgt und das System dann sich selbst überlassen wird. In Abhängigkeit der Parameter des Systems erfolgt ein Ausschlagen mit der Eigenfrequenz und entsprechender Dämpfung.

Wird ein System durch eine äußere Kraft oder durch Bewegung eines Fußpunktes

Abb. 2: Physikalisches Ersatzmodell und mathematisches Modell für freien Schwinger



angeregt, so erhält man ein fremderregtes System. Ein Beispiel eines physikalischen Ersatzmodelles für eine fremderregte Schwingung ist in Abb. 3 zu sehen. Eine

fremderregte Schwingung charakterisiert sich dadurch, dass die Erregung in Form einer zeitlich veränderlichen Erregerfunktion erfolgt und das System darauf antwortet.

Betrachtet man harmonische Erregerfunktionen, so kann man die stationäre Systemantwort in Abhängigkeit der Erregerfrequenz darstellen. Normiert auf die Eigenfrequenz des Systems erhält man vom Dämpfungsmaß abhängige Resonanzkurven (vgl. Abb. 4). Aus dem Diagramm wird ersichtlich, dass durch eine Verstimmung von Erregerfrequenz und Eigenfrequenz die Höhe der Systemantwort beeinflusst werden kann. Bei den Torsionsschwingungen des Radsatzes handelt es sich um Eigenschwingungen, aber weder um freie noch um fremderregte Schwingungen. Die hier betrachteten Torsionsschwingungen des Radsatzes sind sogenannte selbsterregte Schwingungen. Selbsterregte Schwingungen kennzeichnen sich dadurch, dass die Energiezufuhr von der Schwingung selbst gesteuert wird und der Dämpfungswert Null oder kleiner Null wird. Den Effekt macht man sich bei vielen (technischen) Anwendungen zu Nutze (z.B.: Uhren, elektronische Taktgeber, Schwingung der Seite bei der Violine, Tönen von Gläsern durch Reiben am Rand). Selbsterregte Schwingungen steigen in der Amplitude, bis die überproportional mit der Amplitude zunehmende Dämpfung zu einem Grenzyklus führt oder das schwingende System zerstört wird. In Tab. 1 sind die wichtigsten Merkmale von fremderregten und selbsterregten Schwingungen gegenübergestellt. Für den praktischen Umgang mit den Schwingungsphänomenen ist der wesentlichste Unterschied, dass sich selbsterregte Schwingungen nicht durch eine Systemverstimmung beherrschen lassen.

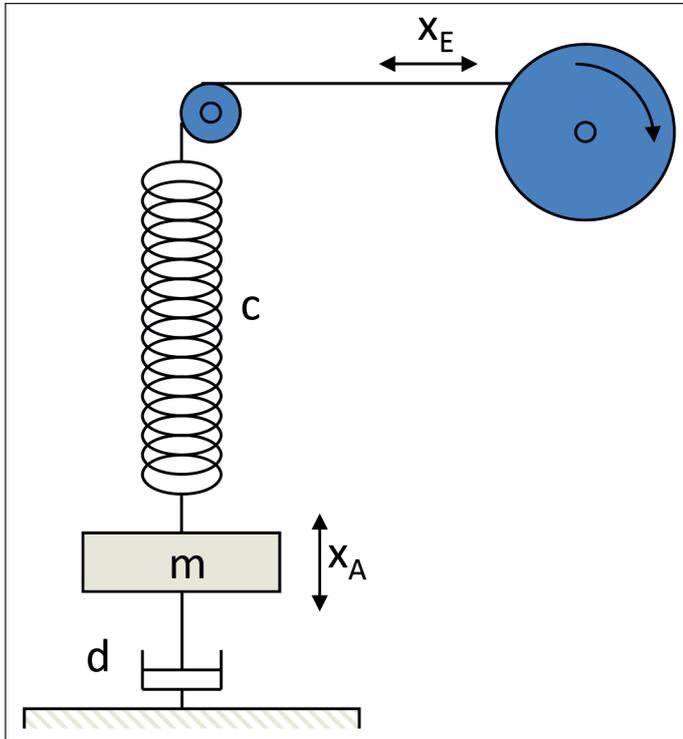


Abb. 3: Physikalisches Ersatzmodell für fremderregte Schwingung

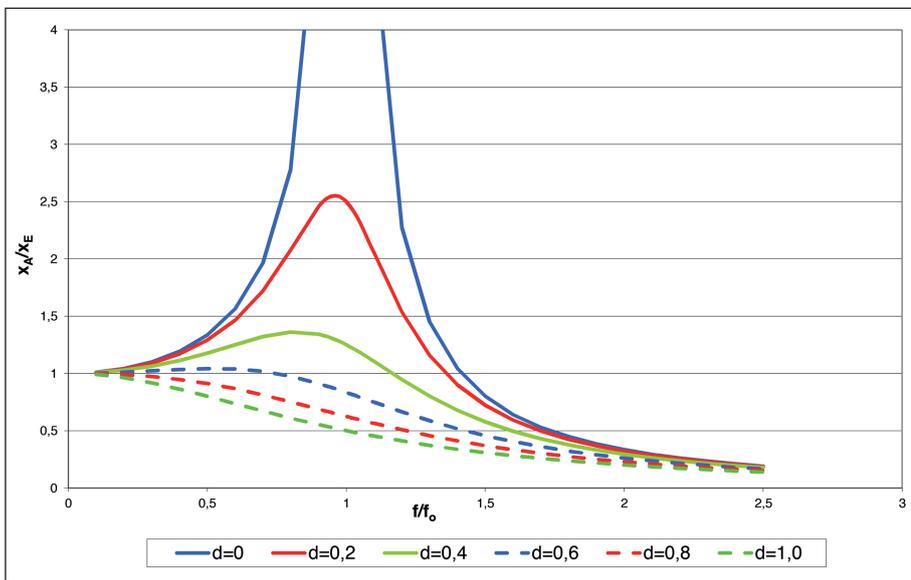


Abb. 4: Resonanzkurve bei fremderregten Schwingungen

Selbsterregte Torsionsschwingungen am Radsatz

Die mit der Fahrzeuggeschwindigkeit normierte Differenz zwischen der Umfangs- und Fahrgeschwindigkeit wird als Schlupf bezeichnet. Die Reibverhältnisse zwischen Rad und Schiene beschreibt die Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie, deren typischer Verlauf in Abb. 5 dargestellt ist.

Torsionsschwingungen des Radsatzes (Rollierschwingungen) entstehen aufgrund einer negativen Steigung der Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie, welche zu einer Entdämpfung des Systems führt. Diese negative Steigung der Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie ist im Bereich des sogenannten Makroschlupfes zu finden und in ihrer Größe von den Umweltbedingungen (Zwischenschicht, Feuchtigkeit usw.) abhängig.

Die Rollierneigung eines Fahrzeuges steigt, wenn bei guten/mittleren Kraftschlussverhältnissen ein Betrieb im Makroschlupfbereich stattfindet, sie sinkt bei höherer Eigendämpfung des Systems. Schlechte Reibwertverhältnisse (geringe Reibwerte z.B. bei nasser Schiene), die ungünstig für die Übertragung von Traktions- und Bremskräften sind, stellen damit nicht automatisch

	Fremderregte Schwingung	Selbsterregte Schwingung
Bezeichnung	Resonanz	–
Energiezufuhr	durch den Erreger	durch das System selbst gesteuert
Dämpfungs-wert der Differentialgleichung	größer Null	Null oder kleiner Null durch sog. Entdämpfung
möglicher Effekt	Schwingungszunahme bis Grenzyklus oder Zerstörung	Schwingungszunahme bis Grenzyklus oder Zerstörung
Beherrschungsmaßnahme	Verstimmung des Systems	Eigendämpfung erhöhen, Energiezufuhr unterbinden / verringern

Tab. 1: Abgrenzung fremderregte/selbsterregte Schwingung

die kritische Situation bezüglich des Rollierens dar. Vielmehr müssen die Reibverhältnisse untersucht werden, bei denen die größte negative Steigung der Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie vorliegt und ein Betrieb im Makroschlupf stattfindet.

Solche Situationen entstehen, wenn bei hoher Zugkraft das Traktionsmoment nicht mehr auf die Schiene übertragen werden kann und die Radsätze im Makroschlupf betrieben werden. Als noch kritischer erweisen sich u.U. Situationen, bei denen sich die Kraftschlussverhältnisse über die Strecke ändern. Dies ist beispielsweise bei Änderung der meteorologischen Bedingungen, aber auch bei Einfahrt in einen Tunnel möglich. Ändern sich die Bedingungen von nass zu trocken (siehe Abb. 6), kommt der Radsatz bei niedrigen Kraftschlussbeiwerten in den Makroschlupf. Infolge der über die Strecke steigenden Kraftschlussbedingungen steigt auch der Kraftschlussbeiwert und damit erhöht sich die Entdämpfung des Systems.

Schutzeinrichtungen

Soll das maximale Torsionsmoment experimentell ermittelt werden, ist zu berücksichtigen, dass es Fahrzeuge mit und ohne Rollierschutz gibt. Ohne Rollierschutz ist das in der Radsatzwelle entstehende maximale Torsionsmoment aus dem Rollieren nur wenig abhängig von der stochastischen Streuung der Reibwertbedingungen (Abb. 7). Das bei Auslegung bzw. Nachweis zu berücksichtigende Torsionsmoment lässt sich durch eine relativ geringe Anzahl von Versuchen bestimmen.

Im Unterschied dazu ist der entstehende Maximalwert bei Fahrzeugen mit einem hochdynamischen Rollierschutz sehr stark von der Höhe der Entdämpfung abhängig. Da die unterschiedlichen Kraftschlussbedingungen einen wesentlichen Einfluss darauf haben, wie die Amplitude nach dem Erkennen der Rollierschwingung bis zum Eingriff ansteigt, ist der auftretende Maximalwert der Stochastik der Kraftschlussverhältnisse unterworfen (Abb. 8). Zur experimentellen Ermittlung des maximalen Torsionsmomentes sind deshalb unter Umständen sehr viele Ereignisse zu untersuchen und die Konvergenz der Ergebnisse nachzuweisen.

Systemanalyse

Wie in vielen Bereichen der Technik ist es auch im Rahmen der Untersuchung von Rollierschwingungen dringend angeraten, das zu untersuchende System zu analysieren und die gewonnenen Erkenntnisse in die Planung der Versuche einfließen zu lassen. Diese Systemanalyse ist erforderlich, um die Versuche auf die wesentlichen Fahrzeugzustände zu fokussieren und mit minimalem Kostenaufwand korrekte Ergebnisse zu erzielen.

Im Folgenden soll anhand von fiktiven Beispielen gezeigt werden, welche Fragestellungen im Rahmen der Systemanalyse untersucht werden sollten.

Beispiel 1: Welche Achsen eines Triebzuges sollen untersucht werden?

Abb. 9 zeigt das Konzept eines vierteiligen Triebzuges. Bei den dunkel gekennzeichneten Achsen handelt es sich um angetriebene Achsen, bei den hell gekennzeichneten um Laufachsen. Unter den jeweiligen Achsen

sind die Achslasten für das leere und das beladene Fahrzeug angegeben.

In Abhängigkeit des gewählten Nachweisverfahrens ist es nicht trivial, die zu untersuchende Achse zu bestimmen. Geht man davon aus, dass alle Achsen mit identischer Zugkraft betrieben werden, ist einerseits zu erwarten, dass Achsen mit geringerer Achslast eher zu Torsionsschwingungen neigen. Andererseits steigt aber die Biegebeanspruchung des Radsatzes mit der Achslast. Bei konservativer Überlagerung von Biegung

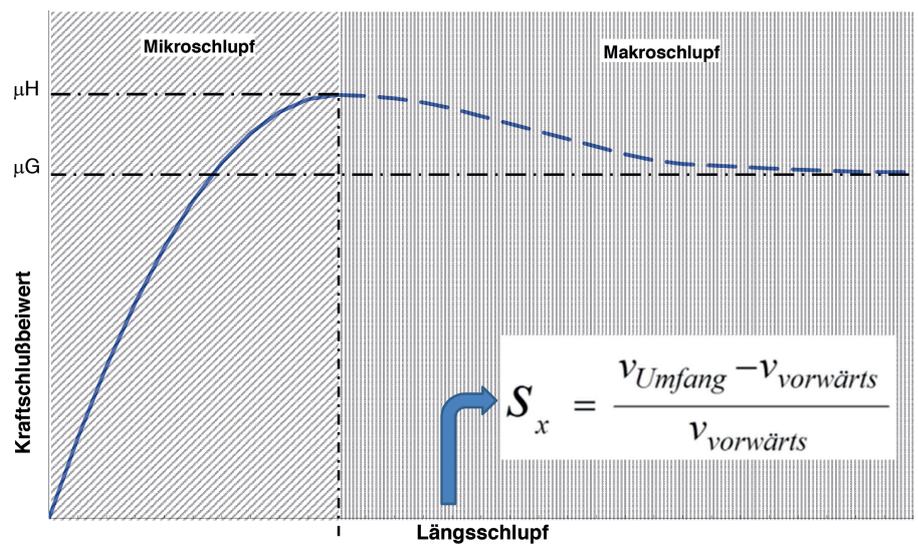


Abb. 5: Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie

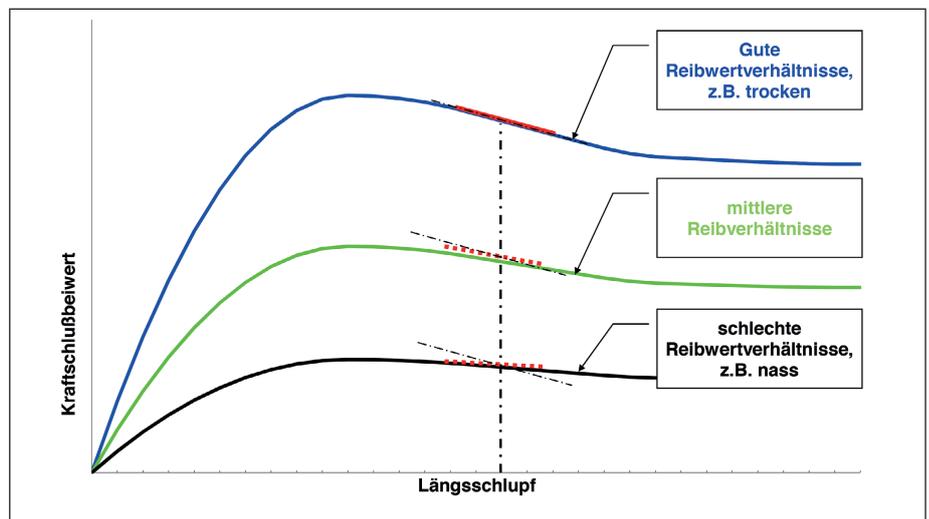


Abb. 6: Einfluss der Reibverhältnisse auf die Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie

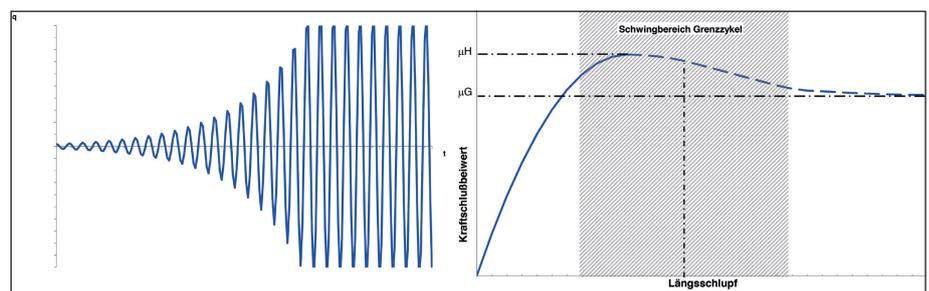


Abb. 7: Typischer Verlauf der Rollierschwingung ohne Rollierschutz, mit Erreichen des Grenzyklus

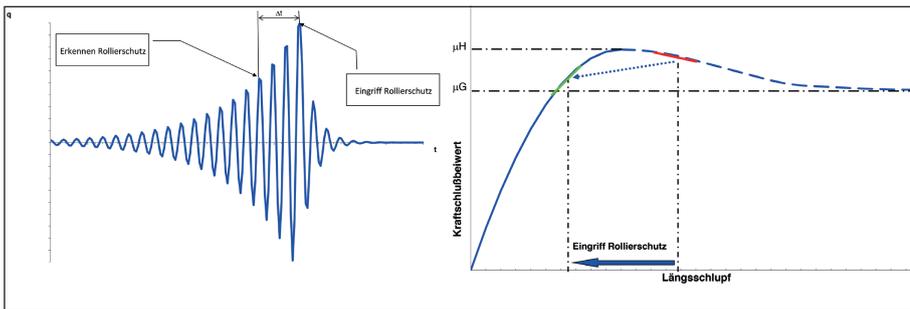


Abb. 8: Typischer Verlauf der Rollerschwingung mit Rollierschutz, ohne Erreichen des Grenzyklus

	Wagen 1	Wagen 2	Wagen 3	Wagen 4
Achslast leer	14 t	14t	13t	13t 14t
Achslast beladen	16 t	16t	16t	16t 17t

Abb. 9: Triebzug mit verteilten Antrieben

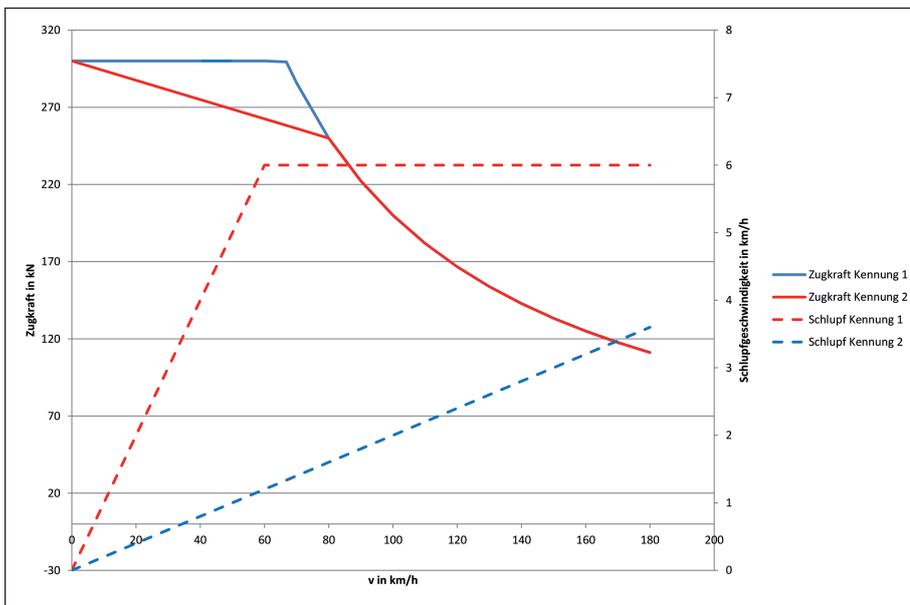


Abb. 10: Zugkraft- und Schlupfkennlinien für unterschiedliche Antriebskennungen

und Torsion, z.B. indem die Biegebelastung vom Radsatz mit höherer Achslast mit der Torsionslast des Radsatzes mit niedriger Achslast kombiniert wird, lässt sich der Nachweis in den meisten Fällen nicht führen. Im Rahmen der Systemanalyse sind also die relevanten Fahrzeugzustände zu ermitteln und das Nachweiskonzept ist auf die Gegebenheiten des jeweiligen Fahrzeugkonzeptes abzustimmen.

Beispiel 2: Welche Zugkraftkennung soll untersucht werden?

Bei vielen modernen Fahrzeugen ist es möglich, aus verschiedenen Zugkraftkennungen auszuwählen. Teils werden diese Zugkraftkennungen auch indirekt durch die Wahl von Länderkennungen bestimmt. Abb. 10 zeigt die Zugkraftkennlinie und Schlupfkennlinie für zwei verschiedene

Antriebskennungen eines schlupfgeführten Antriebes.

Mit Kennung 1 ist bei einer Geschwindigkeit von bis zu 65 km/h eine Zugkraft von 300 kN möglich. Beurteilt man lediglich die Zugkraft, würde man Kennung 1 als kritischer einschätzen und diesen Systemzustand untersuchen. Bei Kennung 2 ergeben sich zwar niedrigere Zugkräfte, die Schlupfvorgaben für die Antriebssteuerung sind aber deutlich höher, so dass hier größere Schwingamplituden zu erwarten sind.

Das Beispiel zeigt, dass es zwingend erforderlich ist, zur Versuchsplanung eine Systemanalyse durchzuführen. Anhand der Analyse wird klar, welche Systemzustände es gibt, wie kritisch diese einzuschätzen sind und schließlich welche Konfigurationen im Versuch untersucht werden müssen.

Beispiel 3: Welche Ausfallzustände müssen untersucht werden?

Insbesondere im Rahmen der Ermittlung von maximalen Torsionslasten, z.B. zur Dimensionierung des Pressverbandes Rad/Welle bzw. zu dessen Nachweis, kann es notwendig werden, betrieblich vorgesehene Ausfallzustände zu untersuchen. Bei vielen Fahrzeugen stellen die Drehzahlgeber an den Fahrmotoren die Basis für die Bestimmung der Fahrzeuggeschwindigkeit dar und liefern gleichzeitig die für die Regelung erforderlichen Rückführgrößen.

Im Betrieb kann es zu Störungen bzw. Ausfällen dieser Drehzahlgeber kommen. Um zu beurteilen, ob bei ausgefallenem Drehzahlgeber möglicherweise höhere Torsionslasten entstehen, ist es sinnvoll im Vorfeld der Versuche zu analysieren, welche Folgen dies hat.

Exemplarisch seien hier vier verschiedene Möglichkeiten betrachtet:

- Fall A: Drehzahlgeberausfall wird erkannt und führt zum Ausgruppieren des betreffenden Antriebes.
- Fall B: Drehzahlgeberausfall wird erkannt, führt aber nicht zum Ausgruppieren, es wird der Betriebsmodus verändert.
- Fall C: Drehzahlgeberausfall wird erkannt, keine Änderung des Betriebsmodus.
- Fall D: Drehzahlgeberausfall wird nicht erkannt, damit keine Reaktion.

Während bei Fall A klar ist, dass durch den Ausfall des Drehzahlgebers keine höheren Torsionslasten zu erwarten sind, ist es bei Fall B abhängig davon, wie sich die Änderung des Betriebsmodus auswirkt. In den Fällen C und D dagegen ist davon auszugehen, dass möglicherweise höhere Lasten entstehen.

Fazit zur Systemanalyse

Die aufgeführten Beispiele verdeutlichen, dass es zwingend erforderlich ist, eine Systemanalyse als Grundlage der Versuchspezifikation durchzuführen. Im Rahmen dieser Systemanalyse müssen das Antriebs- und Bremssystem sowie deren Zustände untersucht werden. Die Arbeiten dienen dazu, die maßgeblichen Zustände festzulegen und stellen somit ein wesentliches Werkzeug für die Optimierung des Versuchsumfanges dar. Die Analysen können aber auch genutzt werden, um zukünftige Tendenzen in der Produktentwicklung abzudecken oder Änderungen am Fahrzeug hinsichtlich ihrer Auswirkung bzw. Abdeckung durch bereits durchgeführte Versuche zu beurteilen.

Messstellenapplikation und Versuchsdurchführung

Auch die Durchführung der konkreten Versuche stellt weitere Herausforderungen. Am rotierenden Bauteil Radsatzwelle müssen Dehnmessstreifen appliziert und die Signa-

le zum Messrechner übertragen werden. Da bei vielen Anwendungen die Platzverhältnisse sehr begrenzt sind und zusätzlich elektrische oder magnetische Felder Störungen hervorrufen können, ist auch die messtechnische Aufgabe nicht ohne Hindernisse.

Will man den Belastungszustand einer Welle aus Biegung und Torsion vollständig erfassen, so sind schon bei einer Welle ohne Sitze (Krafteinleitungsstellen) zwischen den beiden Radscheiben fünf Vollbrücken mit Dehnmessstreifen nötig. Befinden sich Krafteinleitungsstellen zwischen den Radsitzen, erhöht sich die Anzahl. Verzichtet man auf Messstellen, muss dies im Nachweisverfahren berücksichtigt werden, was konservative Bewertungen zur Folge hat.

Rollierereignisse sind in der Regel seltene Ereignisse, die nur bei ungünstigen Kraftschlussverhältnissen und Vorliegen einer Traktions- oder Bremskraft auftreten. Will man den Nachweis in Form eines Dauerfestigkeitsnachweises führen, so müssen die Lastkombinationen ermittelt werden, die einen kritischen und relevanten Beanspruchungszustand darstellen. Selbst beim einfachsten Vorgehen, dem Nachweisverfahren A, entsprechend der Spezifikation Torsionsschwingung, muss also die ungünstigste Kombination von Kraftschlussbedingung und Traktions- oder Bremskraft gefunden werden. Da die Kraftschlussbedingungen nicht vollständig beeinflusst werden können, hat man hierbei eine stochastische Größe, die zum Leidwesen der Versuchsplanung vor Beginn der Versuche schwer einschätzbar ist. Durch den Einsatz von Bewässerungssystemen kann die Vielfalt der Kraftschlussbedingungen eingeschränkt werden, wobei sich gezeigt hat, dass die kritischen Bedingungen weiterhin enthalten sind. Wichtig ist aber, dass Kraftschlussbedingungen nicht deterministisch eingestellt werden können und Ergebnisse einzelner Versuche/Ereignisse nicht vergleichend interpretiert werden können, sondern immer die Stochastik des Phänomens oder dessen Einflussgrößen zu berücksichtigen sind.

Stellt man die Einflüsse in Form eines mehrstufigen Zufallsexperimentes dar, so wird deutlich, dass aufgrund der Vielzahl von relevanten, teils nicht beeinflussbaren Einflussgrößen der Versuchszeitraum bei ungeschickter Gestaltung sehr lange sein wird (vgl. Abb. 11).

Um also den Versuchszeitraum trotz der vorgenannten Problematik so kurz wie möglich zu halten, ist es sinnvoll:

- den Versuchszug so zu konfigurieren, dass es möglich ist, über lange Strecken Traktions- oder Bremskräfte aufzubringen;
- eine Bewässerungseinrichtung vorzusehen und
- über die Systemanalyse die relevanten Fahrzeugzustände zu identifizieren.

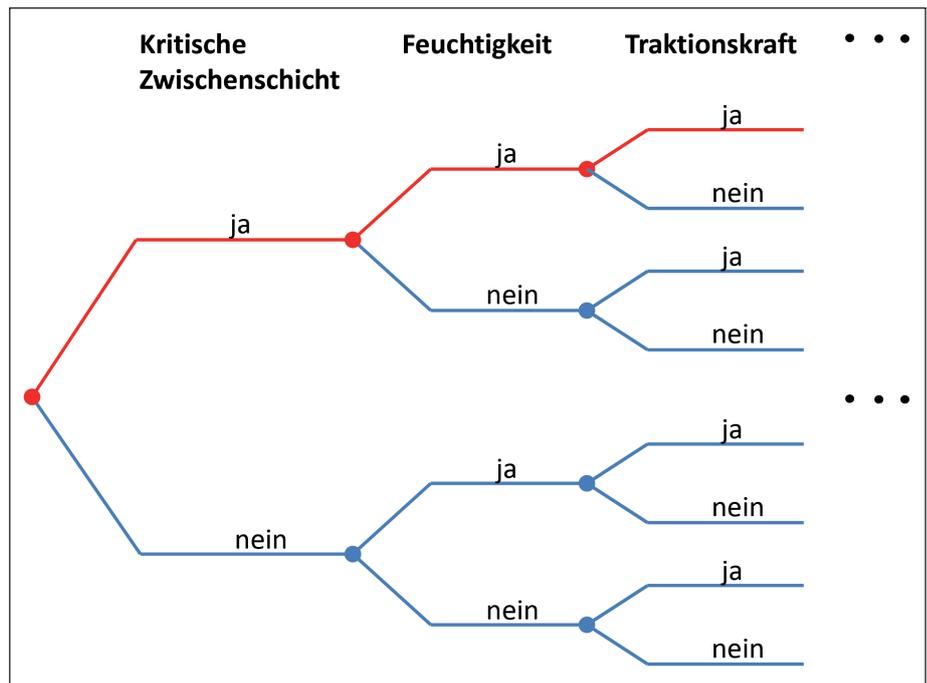


Abb. 11: Einflussgrößen bezüglich Torsionsschwingungen

Problemstellung bei der Bewertung

Im Rahmen des Ermüdungsfestigkeitsnachweises ist darauf zu achten, dass Biege- und Torsionsbelastungen asynchron und nichtproportional ablaufen (Abb. 12) und durch unterschiedliche Randbedingungen beeinflusst werden. Während die Radsatzumlaufbiegung abhängig von der Fahrgeschwindigkeit im unteren Frequenzbereich von 0 bis max. ca. 30 Hz auftritt, ist die Rollierfrequenz durch die erste Torsionseigenfrequenz des Radsatzes bestimmt. Diese findet sich typischerweise im höheren Frequenzbereich zwischen 50 und 100 Hz, aufgrund dieser hohen Torsionseigenfrequenz entstehen, trotz der seltenen Rollierereignisse, relevante Lastspielzahlen, die im Ermüdungsfestigkeitsnachweis zu berücksichtigen sind.

Da in vielen Fällen beide Belastungsarten zu erheblichen Spannungen führen, ändern sich die Hauptspannungsrichtungen mit der Zeit und das Problem kann nicht mit den herkömmlichen Vergleichsspannungshypothesen behandelt werden.

Regelwerke wie z. B. die FKM-Richtlinie „Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile“ [3] stellen Verfahren zur Behandlung solcher Fragestellungen zur Verfügung. Dabei werden die Auslastungsgrade für beide Belastungsarten nach folgender Formel miteinander verrechnet:

$$a_{BK} = \sqrt{s_a^{x_m} + t_a^{x_m}}$$

Aus dem Vorgehen ergeben sich zwei Problempunkte, die zukünftig weiter betrachtet werden müssen:



*Highest precision
at the decisive point*

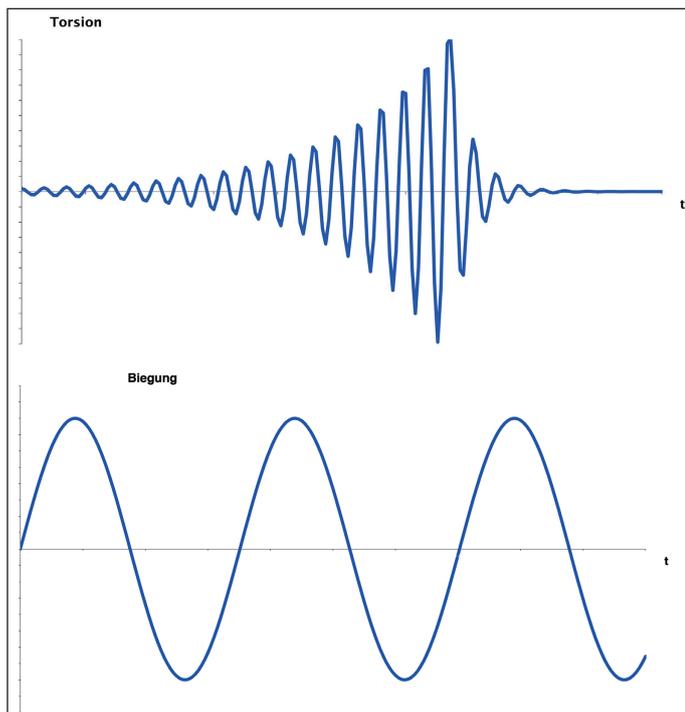


Abb. 12: Asynchroner Verlauf von Biegungs- und Torsionsbelastung

- Der bisher abgesicherte Wert für den Mehrachsigkeitsexponenten x_m beträgt 1,5 und ist nach allen bisherigen Erkenntnissen, zumindest für die Spezifika der Radsatzbelastung, konservativ. Höhere, allgemein gültige Werte liegen derzeit leider nicht abgesichert vor.
- In vielen Anwendungsfällen treten die Maximalbelastungen von Biegung und Torsion nicht zeitgleich auf, sondern betreffen systembedingt unterschiedliche Fahrzustände. Dieses Systemverhalten findet jedoch beim Vorgehen entsprechend FKM-Richtlinie keine Berücksichtigung, da zunächst die Einzelauslastungsgrade bestimmt werden und jeglicher zeitlicher Bezug der beiden Belastungsarten zueinander verloren geht. Es wäre naheliegend, anwendungsspezifische Mehrachsigkeitsexponenten zu bestimmen, die dann allerdings keinen reinen Materialkennwert mehr darstellen, sondern nur für bestimmte Anwendungsspezifika gelten. Eine genaue Abgrenzung des Gültigkeitsbereiches ist dann erforderlich.

Da derzeit alle Fachleute davon ausgehen, dass Betriebsfestigkeitsnachweise nach oben genannten Verfahren zu konservativen Ergebnissen führen und im Betrieb keine torsionsinduzierten Schäden an Radsatzwellen bekannt sind, ist davon auszugehen, dass in vielen Fällen bezüglich der Ermüdungsfestigkeit Nachweisprobleme entstehen, obwohl kein technisches Problem besteht. Im Hinblick darauf, dass es sich bei der Radsatzwelle um eine hoch sicherheitsrelevante Komponente handelt, dürfen aus Sicht der Verfasser nur nachweisbare Systeme zugelassen werden und es ist zwingend erforder-

lich, entsprechende Nachweisverfahren zu entwickeln.

Wie oben beschrieben stellt sich die Situation bezüglich des Pressverbands anders dar. Hier sind auch tatsächliche, technische Probleme im Betrieb bekannt und es muss an einer Verbesserung des Systems gearbeitet werden.

Fazit

Zusammenfassend ist festzustellen, dass selbsterregte Torsionsschwingungen am Radsatz durch eine geschickte Auslegung der Antriebssteuerung bzw. durch Implementierung eines Rollierschutzes soweit als möglich begrenzt werden sollten.

Da Rollierschwingungen nicht vollständig unterbunden werden können, erscheint es aber auch sinnvoll sowohl die Beanspruchbarkeit des Radsatzes auf Torsion zu verbessern als auch die Nachweisverfahren geeignet weiter zu entwickeln. Dies gilt insbesondere für die Methoden zum Betriebsfestigkeitsnachweis.

Ein wesentlicher Schritt im Nachweisverfahren muss eine Systemanalyse sein. Im Ergebnis dieser Systemanalyse lässt sich der Versuchsumfang auf die erforderlichen kritischen Zustände optimieren. Außerdem offenbart diese Analyse auch Ansätze für die Fahrzeugoptimierung.

Den Autoren sind derzeit keine Simulationen bekannt, die eine sichere Vorhersage des maximalen Torsionsmomentes oder der relevanten Ermüdungslast ermöglichen. Deshalb erscheint es sinnvoll, entsprechende Methoden zu entwickeln und in den Engineering-Prozess zu integrieren. Sowohl Mehrkörper-System-

Simulation als auch multiphysikalische Simulation können geeignete Verfahren darstellen, um den unbefriedigenden Zustand zu eliminieren, dass man Rollierschwingungen erst beim Vorliegen eines Baumusters untersuchen kann.

LITERATUR

[1] Spezifikation Torsionsschwingung: Messung und Auswertung von Radsatz-Torsionsschwingungen vom 13.06.2013

[2] DIN EN 13104, Bahnanwendungen – Radsätze und Drehgestelle – Treibradsatzwellen – Konstruktionsverfahren, März 2013

[3] FKM-Richtlinie: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen, 6. überarbeitete Ausgabe 2012



Dipl.-Math. (FH) Thomas Benker

Geschäftsführender Gesellschafter
LogoMotive GmbH, Nürnberg
thomas.benker@logomotive.eu



Dipl.-Ing. Thomas Weber

Stellvertretender Leiter Dynamik,
LogoMotive GmbH, Nürnberg
thomas.weber@logomotive.eu

Zusammenfassung

Torsionsschwingungen von Radsätzen – eine Herausforderung?

Torsionsschwingungen am Radsatz stellen eine wichtige Belastungsart von Radsätzen dar und hängen von einer Vielzahl von Parametern ab. Im vorliegenden Artikel wird das Phänomen beschrieben und die Schwingungsform klassifiziert. Anhand von Beispielen wird gezeigt, wie wichtig es ist, im Rahmen einer Systemanalyse vor Versuchsbeginn die relevanten Systemzustände einzugrenzen. Es wird dargelegt, welche Aufgabenstellungen bei der konkreten Umsetzung von Versuchen zu lösen sind. Außerdem wird die Problematik bei der Bewertung von asynchronen, nichtproportionalen Beanspruchungen erläutert.

Summary

Wheelset torsion vibrations – a challenge?

Wheelsets are subjected to torsion vibrations as a major source of stress, depending on a multitude of parameters. The present article describes the phenomenon and classifies the waveforms. Some examples are given to show up the importance of narrowing down the relevant system conditions prior to performing tests. An outline is given on the types of tasks to be solved when tests are concretely carried out. Furthermore the problem of the assessment of asynchronous and non-proportional strain is explained.

Den Fortschritt erleben.

LIKUFIX – Das vollhydraulische Schnellwechselsystem von Liebherr.

- Sekundenschnelles Wechseln der hydraulischen Anbauwerkzeuge von der Kabine aus
- Sichere und leckölfreie hydraulische Verbindung
- Über 25 Jahre Erfahrung mit vollautomatischen Kupplungssystemen
- Anbaubar an alle Hydraulikbagger ab 8 Tonnen Einsatzgewicht



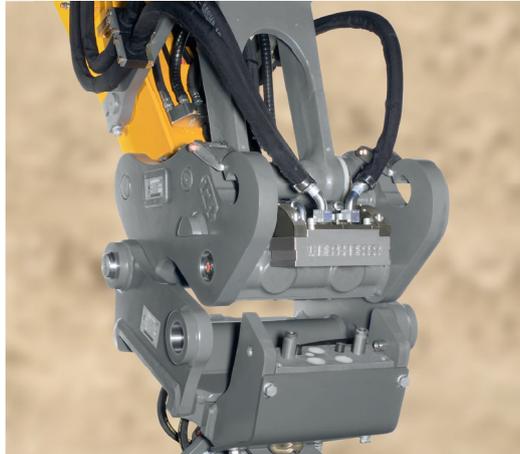
Besuchen Sie uns auf der
transport logistic

in München vom 5.-8. Mai 2015
Halle B3, Stand-Nr. 200

Ausrüstung anfahren



In die Ausrüstung einkuppeln



Mechanisch und hydraulisch mit der Ausrüstung verbunden



Liebherr-Hydraulikbagger GmbH
88457 Kirchdorf, Deutschland
Tel.: +49 7354 80 0
E-Mail: info.lhb@liebherr.com
www.facebook.com/LiebherrConstruction
www.liebherr.com

LIEBHERR

Die Firmengruppe