



## Schwingungsanalyse eines rollenden Reifen-Rad-Systems

© Daimler

Das Reifen-Rad-System ist ein wichtiger Bestandteil eines Personenwagens. Für seine richtige Funktionsweise analysieren Continental, Polytec und Daimler die dreidimensionalen Schwingungen dieses komplexen Systems an der Vorderachse eines Oberklassefahrzeugs. Aus einer Finite-Elemente-Beschreibung der Reifen-Rad-Struktur wird ein modales Modell abgeleitet und mit einem Fahrzeugmodell gekoppelt. Messungen mit einem 3-D-Scanning-Laser-Doppler-Vibrometer zeigen die Gültigkeit des Modells für das NVH-Verhalten des Gesamtfahrzeugs.

### KOMPLEX – MEHR ALS 20 KOMPONENTEN FÜR EINEN REIFEN

Die Hauptfunktion eines Reifen-Rad-Systems besteht darin, die Fahrzeuglast zu stützen und die zum Beschleunigen, Bremsen und für Kurvenfahrten erforderlichen Kräfte auf die Straße zu über-

tragen. Umgekehrt ist es auch für die Reduzierung der Schwingungen und Geräusche verantwortlich, die durch Unregelmäßigkeiten der Fahrbahnoberfläche auf die Insassen einwirken. Im Zuge der Reduzierung des Verbrennungsmotorgeräuschs, der Einführung alternativer Antriebs-

systeme sowie der Gewichtsreduzierung von Komponenten gewinnt diese Nebenfunktion zunehmend an Bedeutung.

Neben den steigenden Anforderungen an ein gutes Schwingungsverhalten (Noise, Vibration, and Harshness, NVH) des Reifens besteht ein großer Bedarf an geringeren Entwicklungs-

AUTOREN



**Dr. Charles Boston**  
ist Simulationsingenieur bei der Continental Reifen Deutschland GmbH in Hannover.



**Dipl.-Ing. (TU) Jörg Sauer**  
ist Mitarbeiter im Strategischen Produktmarketing bei der Polytec GmbH in Waldbronn.



**Dr. Christian Glandier**  
ist NVH-Ingenieur für CAE-Methoden bei der Daimler AG in Sindelfingen.



**Jörg-Stefan Möller**  
ist zuständig für NVH-CAE-Methoden und -Programme bei der Daimler AG in Sindelfingen.

kosten und -zeiten und damit an präzisen und effizienten numerischen Methoden, um den Entwicklungsprozess zu unterstützen.

Das Reifen-Rad-System zu verstehen und mathematisch zu modellieren, stellt aus verschiedenen Gründen eine Herausforderung dar. So können zwar einerseits der Reifen, das Rad und der Lufthohlraum im Reifeninneren als zwei feste Strukturen und ein eingeschlossenes Fluid betrachtet werden, andererseits besteht allein schon der Reifen aus über 20 Komponenten. Jede dieser Komponenten besteht wiederum aus einem oder mehreren nichtlinearen Materialien, deren Eigenschaften von Temperatur, Dehnungsrate, Dehnungsamplitude und Dehnungshistorie abhängen. Darüber hinaus erfolgt die Anregung des Reifens beim Kontakt mit der Straße und ist daher eine Funktion des Straßenprofils und des nichtlinearen dynamischen Verhaltens des Reifens an dieser Schnittstelle.

Für kleine Amplituden und Frequenzen zwischen 20 und 400 Hz kann ein modales Modell für die effiziente Beschreibung von Reifen und Rad verwendet werden. Hier soll gezeigt werden, dass aufgrund der komplizierten Verteilung der Dämpfung im Reifen, der beim Rollen erzeugten gyroroskopischen Kräfte sowie der Kopplung zwischen Reifen-Rad-Struktur und Lufthohlraum im Inneren die allgemeinste Form eines modalen Modells erforderlich ist.

Der Versuchsaufbau garantiert eine kontrollierte kinematische Anregung auf ein einzelnes Rad des Fahrzeugs. Ein 3-D-Scanning-Laser-Doppler-Messsystem und ein adäquat positionierter Spiegel ermöglichen die Messung eines Großteils der sichtbaren Oberfläche des

rotierenden Reifens und Rads. Eine exakte Messung der Amplituden ist sowohl für das tiefere Verständnis der dynamischen Eigenschaften des Systems als auch für die Validierung eines mathematischen Modells mit allen Komplexitäten und Annahmen erforderlich.

**MATHEMATISCHES MODELL**

Ein FE-Modell führt zu einer Beschreibung der physikalischen Eigenschaften in Form einer strukturellen Massenmatrix  $M_s$ , einer strukturellen komplexen Steifigkeitsmatrix  $\tilde{K}_s$ , einer fluidischen Massenmatrix  $M_f$  und einer fluidischen komplexen Steifigkeitsmatrix  $\tilde{K}_f$ . Aufgrund der Kopplung zwischen Lufthohlraum und Struktur (beschrieben durch die Matrix  $H_{sf}$ ) sind die Systemmatrizen unsymmetrisch [1]. Nach der nichtlinearen statischen Belastung des Reifen-Rad-Systems und der Anwendung des Rollens mit der Arbitrary-Lagrangian-Eulerian(ALE)-Methode kann die Bewegungsgleichung nach Gl. 1 ausgedrückt werden als:

$$\text{Gl. 1} \quad \begin{bmatrix} M_s & 0 \\ \rho c^2 H_{sf}^T & M_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}(t) \\ \ddot{p}(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} G_s & 0 \\ 0 & G_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}(t) \\ \dot{p}(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \tilde{K}_s & -H_{sf} \\ 0 & \tilde{K}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x(t) \\ p(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_s(t) \\ f_f(t) \end{Bmatrix}$$

Hierbei ist  $\rho$  die Dichte der Luft,  $c$  die Schallgeschwindigkeit,  $G_s$  die schief-symmetrische gyroroskopische Matrix der Struktur und  $G_f$  die schief-symmetrische

gyroskopische Matrix des Fluids. Die zeitvariablen Größen sind Verschiebung  $x$ , Schalldruck  $p$  und Kraft  $f$ . Um zur Standard-Eigenwertform [2] zu gelangen, müssen diese  $N \times N$  Differenzialgleichungen zweiter Ordnung in  $2N \times 2N$  Differenzialgleichungen erster Ordnung umgewandelt werden nach Gl. 2 (a) und Gl. 2 (b):

$$\text{Gl. 2 (a)} \quad \begin{bmatrix} G_s & M_s & 0 & 0 \\ M_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \rho c^2 H_{sf}^T & G_f & M_f \\ 0 & 0 & M_f & 0 \end{bmatrix} \{ \dot{u}(t) \} + \begin{bmatrix} \tilde{K}_s & 0 & -H_{sf} & 0 \\ 0 & -M_s & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \tilde{K}_f & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -M_f \end{bmatrix} \{ u(t) \} = \{ f(t) \}$$

$$\text{Gl. 2 (b)} \quad \{ u(t) \} = \begin{Bmatrix} x(t) \\ \dot{x}(t) \\ p(t) \\ \dot{p}(t) \end{Bmatrix}$$

Aufgrund der nicht-symmetrischen Matrizen in Gl. 2 enthält die Eigenlösung eine einzige Eigenwertmatrix  $[s_i]$  sowie zwei Sätze von komplexen Eigenvektoren  $[\Theta_{LH}]$  und  $[\Theta_{RH}]$ . Der rechte-handige Eigenvektor (RH) beschreibt die Schwingungsformen und der links-handige Eigenvektor (LH) die Anregungsformen. Die komplexen Moden weisen nicht nur eine Amplitude auf, wie reelle Moden, sondern auch eine Phase, was zum Auftreten von laufenden Wellen führt. Dies steht im Gegensatz zu reellen Moden, die stehende Wellen beschreiben.



BILD 1 FE-Modell des Fahrzeugs mit circa zwei Millionen Knoten für das Fahrwerk (© Daimler)



BILD 2 Versuchsaufbau mit 3-D-Scanning-Laser-Doppler-Vibrometer (links) und Radprüfling auf dem Trommelprüfstand (© Continental)

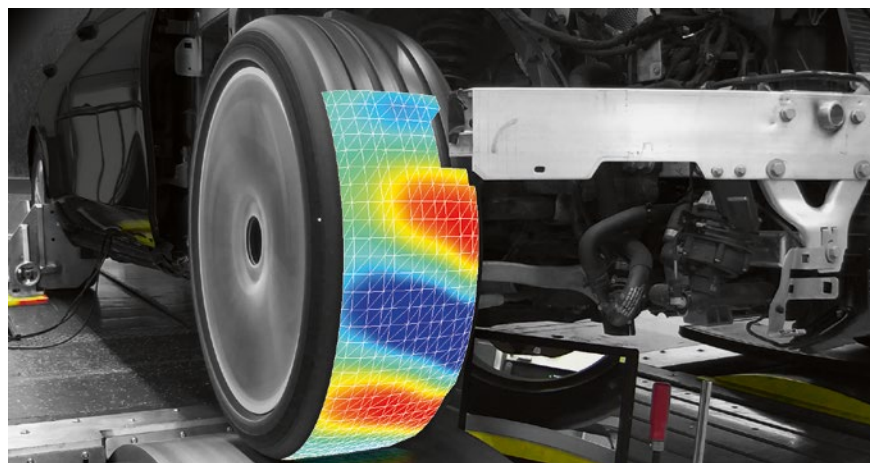


BILD 3 Gemessene Betriebsschwingform eines Laufflächensegments bei 90 km/h (© Continental)

**BESCHREIBUNG DER RAND-BEDINGUNGEN AN DER NABE**

Die Kopplung der Rad- und der Fahrzeug-Substruktur miteinander erfolgt

mit räumlichen, modalen oder Übertragungsmodellen. Bei dieser Untersuchung findet das letztgenannte Verfahren Anwendung bei der Berechnung der gekoppelten Schwingungsantwort von Rad

und Fahrzeug. Die Übertragungsfunktionsmethode für die Kopplung basiert auf den Bedingungen der Kontinuität und des Kräftegleichgewichts an den Schnittstellenfreiheitsgraden. Die Rezeptanzversion des Verfahrens zum Berechnen der gekoppelten FRF-Matrix  $[H_c]$  aus den beiden entkoppelten FRF-Matrizen  $[H_A]$  und  $[H_B]$  wird durch Gl. 3 beschrieben:

$$\text{Gl. 3} \quad [H_c]^{-1} = [H_A]^{-1} \oplus [H_B]^{-1}$$

Die Berechnung der Rezeptanz der Radsubstruktur erfolgt hier mit dem modalen Modell, das zuvor vorgestellt wurde. Ein Vorteil der Übertragungsfunktionsmethode für diese Anwendung besteht darin, dass die zu invertierenden Matrizen in Gl. 3 sehr klein sind, weil die erforderliche Anzahl an Freiheitsgraden an der Koppelstelle zwischen Rad und Nabe gering ist.

Das in diesem Projekt verwendete FE-Fahrzeugmodell, BILD 1, enthält ein detailliertes Fahrwerk (circa zwei Millionen Knoten), den Antriebsstrang sowie die komplette Karosseriestruktur (circa fünf Millionen Knoten). Die 36 Übertragungsfunktionen (FRF), die für die Verbindung zwischen Reifen und Fahrzeug verwendet werden, ergeben sich aus der Berechnung der Rezeptanzmatrix  $F/X$  an der Radnabe in allen sechs Richtungen. Weitere Übertragungsfunktionen können von der Radmitte zu Fahrwerks- oder Karosseriepunkten berechnet werden.

**VERSUCHSAUFBAU**

Für die Prüfeinrichtung bei Continental wird ein 3-D-Scanning-Laser-Doppler-Vibrometer [3, 4] von Polytec genutzt. Das rechte Vorderrad liegt beim Prüfstand auf einer Trommel auf, BILD 2. Die Oberfläche der Trommel weist kleine Unregelmäßigkeiten auf, die zu einer bekannten Anregung ohne Kontaktverlust führen. Daher erfolgt bei jeder Geschwindigkeit eine definierte kinematische Anregung des Reifens mit einer endlichen Anzahl an Frequenzen proportional zur Trommeldrehzahl.

Die Trommel trieb das Rad mit konstanten Geschwindigkeiten zwischen 33 und 99 km/h (in Schritten von jeweils 3 km/h) an. Bei jedem Geschwindigkeits-



# digital · interaktiv · mobil

Exklusiv für Abonnenten kostenlos zur gedruckten Ausgabe – das E-Magazin.



**GRATIS**  
für  
Abonnenten!



## Schlagwortsuche

In Sekundenschnelle die komplette Ausgabe nach einem Schlagwort durchsuchen.



## Responsives Webdesign

Zugriff auf Ihr E-Magazin von Desktop, Laptop, Smartphone und Tablet.



## PDF-Downloads

Download von Artikeln aus dem umfangreichen Online-Archiv.



## Einfach und direkt ohne App

Zugriff ohne App-Store durch direkte Anbindung an die Website mit HTML5-Technologie.



## Interaktive Empfehlungen

Zusätzliches Spezialwissen durch verlinkte Quellenangaben der Fachartikel rund um die Heftthemen.



## Interaktives Inhaltsverzeichnis

Mit einem Klick zum gewünschten Beitrag.



## Interaktive Heftnews und Inhalte

Ergänzende Informationen zum Heft durch verlinkte Firmen- und Produktnews sowie Videos und Bildergalerien.

# ATZ

►► Ihr E-Magazin finden Sie unter: [www.emag.springerprofessional.de/atz](http://www.emag.springerprofessional.de/atz)

schritt fand ein Scan des Rads aus neun verschiedenen Blickwinkeln statt, vier davon in unterschiedlichen Ausrichtungen eines hinter dem Rad platzierten Spiegels.

Um die dreidimensionalen Betriebs-schwingungsvektoren zu ermitteln, wird ein Aufbau mit dem Vibrometer verwendet, der drei Lasersensoren aus unterschiedlichen Blickwinkeln einsetzt. Die Vibrometersensoren erfassen die Dopplerverschiebung proportional zur momentanen Geschwindigkeit an der Reifenoberfläche in Richtung des Laserstrahls. Durch eine Koordinatentransformation ergeben sich die x-, y- und z-Komponenten des Schwingungsvektors. Das synchrone Scannen der drei Laserstrahlen ermöglicht eine phasengerechte Erfassung des Schwingungsfelds.

## VERSUCHSERGEBNISSE

Die Antwort des Rads und damit das Fahrzeuginnengeräusch werden weitgehend von den Eigenschaften einer kleinen Anzahl an Reifenmoden bestimmt. Diese Moden haben Formen, die zu einer großen resultierenden Kraft an der Achse führen und sind normalerweise die ersten in einer Reihe von Schwingformen, das heißt erste Quermode, erste Vertikalmode, erste Hohlraummode etc.

Der Schalldruckpegel wurde bei der Abtastung des abrollenden Rads an vier Positionen im Fahrzeuginnenraum erfasst. Spitzen in den Spektren dieser Signale können unterhalb von 300 Hz leicht identifiziert und die zugehörigen gemessenen Betriebschwingformen (Operating Deflection Shapes, ODSs) des Rads bei gleicher Frequenz analysiert werden, **BILD 3**. Wie zu erwarten werden für viele dieser Betriebspunkte die ODSs von den Reifenmoden angeregt.

Mit den vorgestellten Modellen ist die Berechnung der ODSs des Reifen-Rad-Systems bei den messtechnisch identifizierten Frequenzen möglich. Dazu erfolgt zunächst die Berechnung der Kräfte an der Schnittstelle zwischen Rad und Achse im Impedanz-Koppelverfahren. Anschließend werden diese Kräfte zusammen mit der kinematischen Anregung am Reifenlatsch auf das modale Reifen-Rad-Modell aufgebracht. Damit können berechnete und gemessene Schwingungsfelder der Oberfläche von Reifen und Rad verglichen werden.

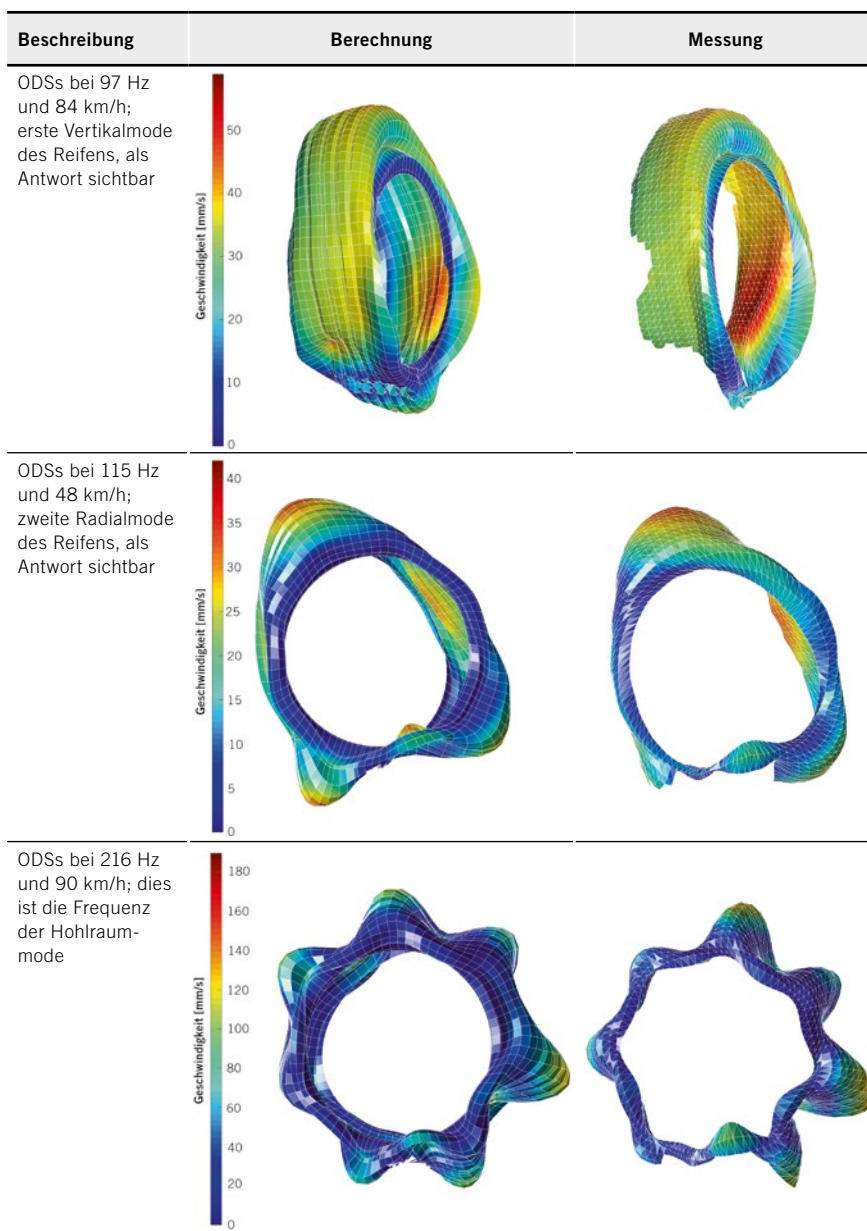


TABELLE 1 Vergleich zwischen Berechnung und Messung für ausgewählte Frequenzen (© Continental)

Bei gleicher Skalierung für gemessene und berechnete Verschiebungen sind die ODSs mehrerer wichtiger Reifen-Rad-Resonanzen in **TABELLE 1** dargestellt. Die resultierende momentane Amplitude der Geschwindigkeit ist über die Farbe dargestellt. Dabei ist es faszinierend zu sehen, dass die rechnerisch ermittelten ODSs tatsächlich messtechnisch bis zu Abrollgeschwindigkeiten von 99 km/h sichtbar gemacht werden können. Der wesentliche und schwer zu erfassende Aspekt der Rotation [5, 6] wird sowohl im Versuch als auch in der Berechnung beherrscht.

## ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

In diesem Beitrag wurde eine detaillierte Untersuchung zum Rollgeräusch unter Verwendung moderner Reifen- und Fahrzeugmodelle sowie innovativer berührungsloser Laservibrometrie vorgestellt. Es zeigte sich, dass trotz herausfordernder Bedingungen in beiden Bereichen eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Berechnung und Messung erreicht werden kann.

Das in dieser Untersuchung verwendete Reifenmodell wurde aus Konstruk-

tionsdaten erstellt. Es wurden keinerlei Daten aus dem realen Reifen verwendet, um es zu verbessern. Dies entspräche dem Normalfall im Entwicklungsprozess, wenn numerische Vorhersagen erwartet werden, bevor der erste Reifen hergestellt wird. Allerdings kann das Reifenmodell nun auch angepasst oder – anhand der vom Vibrometer erfassten großen Datenmenge – verbessert werden durch Anwendung eines geeigneten Änderungsverfahrens. Dies könnte zu einem noch besseren Verständnis des rollenden Rad-Reifen-Systems führen und wäre deshalb ein interessantes Thema für weitere Forschungen.

Mittels Validierungsmessungen einer größeren Anzahl an Reifenexemplaren und dem hier beschriebenen Versuchsaufbau kann die objektive Prognosequalität der Methode für die rechnerische Vorhersage des Schwingungsübertragungsverhaltens von Reifen und Rad auf das Fahrzeug generell beurteilt werden. Sie ist die Voraussetzung, um das Rollgeräusch im Fahrzeug mithilfe der Berechnung weiter zu verringern – durch die Optimierung von sowohl Reifen- als auch Fahrzeugeigenschaften schon in der frühen Entwicklungsphase.

#### LITERATURHINWEISE

- [1] Davidsson, P.: Structure-Acoustic Analysis. Finite Element Modelling and Reduction Methods. Lund, Universität, Dissertation, 2004
- [2] Ewins, D. J.: Modal testing. Theory, practice and application. Wiley, UK, 2000
- [3] Drain, L. E.: The Laser Doppler Technique. Wiley, UK, 1980
- [4] Schell, J.; et al.: Three dimensional vibration testing in automotive applications utilizing a new non-contact scanning method. SAE Technical Paper 2006-01-1095, 2006, doi:10.4271/2006-01-1095
- [5] Bederna, C.; Saemann, E.-U.: Contributions to a better understanding of tire cavity noise. In: Tagungsband, NAG/DAGA International Conference on Acoustics, Rotterdam, 2009, S. 502-505
- [6] Glandier, C.; Grollius, S.: Improved Full Vehicle Finite Element Tire Road Noise Prediction. SAE Technical Paper 2017-01-1901, 2017, doi:10.4271/2017-01-1901

## DANKE

Dieses Projekt wurde entscheidend unterstützt durch Ingo Busch, NVH Testing Carbody & Chassis der Daimler AG, sowie Dr. Achillefs Tsotras und Diogo Baptista, beide Tire Mechanics and NVH Engineering der Continental Reifen Deutschland GmbH. Die Autoren danken allen Beteiligten für die Mitwirkung und Unterstützung.



#### READ THE ENGLISH E-MAGAZINE

Test now for 30 days free of charge:  
www.atz-worldwide.com



## The Road in Your Lab

### Pioneering Test Systems

### for Road Driving Simulation



AIP designs and manufactures individual test systems for development and manufacturing centers, most vehicle OEM's and their tier suppliers as well as testing institutions, locally and globally.

AIP GmbH & Co. KG  
87490 Haldenwang / Germany  
Tel. +49 (0)8374-2409-0  
info@aip-automotive.de  
www.aip-automotive.de

Test Systems for a Clean  
and Safe Environment

