

# Waveguide-Finite-Element basierte Parameterstudie zum Rollwiderstand von PKW-Reifen

Carsten Hoever<sup>1</sup>, Patrick Sabiniarz<sup>1</sup>, Wolfgang Kropp<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Chalmers University of Technology, SE-41926 Göteborg, Schweden, Email: carsten.hoever@chalmers.se

## Einleitung

Im Jahr 2006 war der durch den Straßenverkehr verursachte Treibstoffverbrauch für 23 % der CO<sub>2</sub>-Emissionen innerhalb der EU verantwortlich [1], wobei ein signifikanter Anteil davon auf Rollverluste im Reifen zurückzuführen ist [2]. Gleichzeitig wird davon ausgegangen [3], dass in der EU 210 Millionen Menschen durch Straßenverkehr verursachten Schalldruckpegeln oberhalb von 55 dB(A) (und etwa 54 Millionen Pegeln oberhalb von 65 dB(A)) ausgesetzt sind. Ein neues Kennzeichnungsschema der EU für Reifen, welches u.a. (vereinfachte) Information über den Rollwiderstand und das externe Rollgeräusch eines Reifens beinhaltet, soll das öffentliche Bewusstsein für diese Thematik erhöhen. Trotz allem gibt es außer empirischen Daten keine oder wenig detaillierte Informationen über den Zusammenhang zwischen Rollwiderstand und Rollgeräuschentstehung bei PKW-Reifen. In einem ersten Schritt wird deshalb in dieser Untersuchung ein existierendes Waveguide-Finite-Element (WFE) Modell eines PKW-Reifens [4] mit einem 3D-Kontaktmodell [5] kombiniert, um das Vibrationsverhalten eines Reifens für einen realen Reifen-Fahrbahnkontakt, zu simulieren. Über die Eingangsleistung kann dann der Rollwiderstand in Form der dissipierten Leistung bestimmt werden. Über eine Parameterstudie wird der Einfluss verschiedener Reifenmerkmale untersucht.

## Modellierung

Das eingesetzte WFE-Modell eines unprofilierten 205/55R16 Reifens ist, bis auf wenige Ausnahmen, identisch mit dem in [4] beschriebenen. Bei der WFE-Modellierung wird ein Finite-Elemente-Ansatz über den Reifenquerschnitt mit einem Wellenansatz in Umfangsrichtung kombiniert. In einem zylindrischen Koordinatensystem ist somit die Auslenkungskomponente  $u_i$  für den Punkt  $(r, x, \phi)$  gegeben durch

$$u_i(r, x, \phi) = \mathbf{N}(r, x) \mathbf{v}_i(\phi) \quad i = r, x, \phi. \quad (1)$$

Hierbei ist  $\mathbf{N}$  der Vektor der Formfunktionen über den Reifenquerschnitt während  $\mathbf{v}_i$  die entsprechenden Freiheitsgrade an den Knoten bezeichnet, welche von der Umfangskoordinate  $\phi$  abhängen.

Nach Anwendung üblicher FE-Prozeduren resultiert dies in einem Eigenwertproblem welches die Lösung für freie bzw. erzwungene Reifenvibrationen liefert. Für Details sei auf [4] und [6] verwiesen. Für die Kontaktmodellierung wird ein nicht-lineares 3D-Modell benutzt [5], welches die gegenseitige Abhängigkeit von radialen Kon-

taktkräften und Reifenschwingungen berücksichtigt und Scans reeller Reifenprofile bzw. Straßenoberflächen als Eingangsdaten benutzt. Aufgrund des Prinzips der Energieerhaltung kann die Verlustleistung in Form der über den Kontakt eingespeisten Leistung berechnet werden. Eine detaillierte Aufstellung der Modellierungs- und Materialparameter kann in [4] gefunden werden, wobei hier mit 29 Shell-Elementen und 13 Solid-Elementen ein etwas gröberes Mesh gewählt werden. Als Fahrgeschwindigkeit werden 50 km/h bei einer Achslast von 3415 N gewählt. Das Rauigkeitsprofil der Straße basiert auf einer gescannten ISO 10844 Oberfläche.

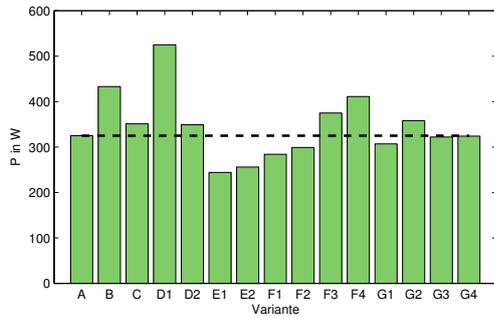
Für die Parameterstudie wurden die in Tab. 1 aufgezählten Varianten der Ausgangskonfiguration betrachtet.

**Tabelle 1:** Varianten für die Parameterstudie.

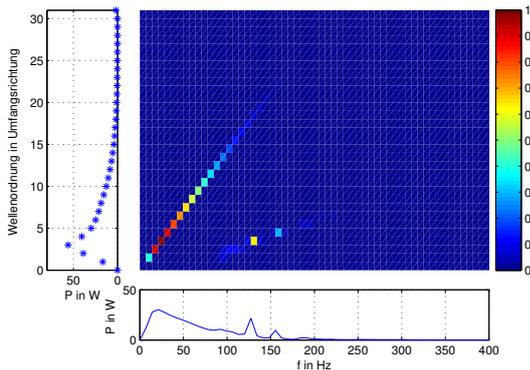
Variante	Beschreibung
A	Ausgangskonfiguration.
B	80 km/h, 2943 N.
C	Raue Straßenoberfläche.
D1/2	Verlustfaktoren verdoppelt/halbiert.
E1	Vorspannung verdoppelt. E-Modul Lauffläche halbiert.
E2	Vorspannung um 50 % erhöht.
F1/2/3/4	E-Module Seitenwand multipliziert mit 2/1.5/0.75/0.5.
G1/2	Dichte multipliziert mit 1.25/0.75.
G3	Veränderte Massenverteilung: Schwere Seitenwand.
G4	Veränderte Massenverteilung: Schwere Laufflächenmitte.

## Ergebnisse

Im Folgenden werden einige vorläufige Ergebnisse der Parameterstudie besprochen. Aus Platzgründen muss auf eine detaillierte Analyse verzichtet werden. Abb. 1 zeigt die dissipierte Leistung für alle berechneten Varianten. Für die Ausgangsvariante A beträgt die Verlustleistung 325 W. Abb. 2 verdeutlicht das sich die Dissipation auf zwei Bereiche verteilt: Eine dominierende gerade Linie vom Koordinatenursprung bis etwa Umfangswellenzahl 20 und 140 Hz sowie zwei kleinere Maxima bei 127 Hz, Ordnung 3 und 156 Hz, Ordnung 4. Mittels der in [4] durchgeführten Analyse des Wellenfeldes auf einem Reifen, können die beiden einzelnen Maxima einem Wellentyp zugeordnet werden, bei dem im Reifenquerschnitt die komplette Lauffläche als Einheit radial schwingt. Eben-



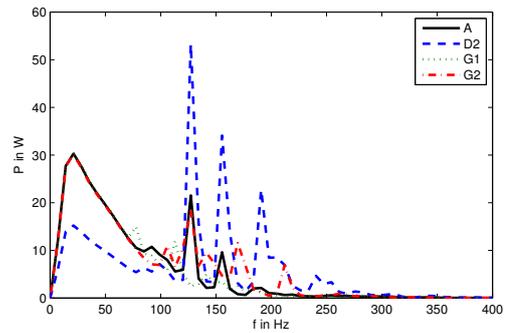
**Abbildung 1:** Verlustleistung für alle Varianten. (—) Verlustleistung der Ausgangskonfiguration A.



**Abbildung 2:** Verlustleistung im Frequenz- und Wellenzahlbereich für Variante A. Farbskalierung re. Maximalwert.

so kann nach [4] gefolgert werden, dass der zweite, dominierende, Dissipationsbereich unterhalb der Cut-On-Frequenzen für ausbreitungsfähige Wellen liegt. Stattdessen wird dieser Bereich durch die Anregungseigenschaften geprägt. Basierend auf dem Reifenumfang und der Geschwindigkeit ergibt sich eine Anregefrequenz von 7,1 Hz, welche zusammen mit ihren Vielfachen die charakteristische Gerade ergibt. Die Dissipationsverteilung entlang der Linie ergibt sich aus dem Verhältnis der Kontaktfläche zur Wellenlänge der jeweiligen Ordnung.

Die Varianten B und C zeigen den erwarteten negativen Einfluss von Rollgeschwindigkeit bzw. raueren Straßenbelag. Weiterhin kann B als Bestätigung des Modells angesehen werden, da sich vergleichbare Werte ergeben wie in [6]. Die Ergebnisse für Veränderungen im Reifendruck (E), der Steife der Seitenwände (F) und der Dämpfungserhöhung (D1) sind wie erwartet und werden nicht weiter kommentiert. Gleiches gilt für die Änderung der Masseverteilung in den Fällen G3 und G4 bei denen sich keine signifikante Änderung des Rollverlustes ergibt. Bemerkenswert sind die Ergebnisse für die Fälle D2, G1 und G2, bei denen eine Halbierung des Verlustfaktors bzw. eine Massereduzierung zu erhöhter Dissipation und eine Masserhöhung zu Dissipationsabnahme führen. Abb. 3 zeigt, dass es in diesen Fällen zu deutlichen Unterschieden in der Dissipationsverteilung zwischen dem niederfrequenten Bereich, in dem keine Wellenausbreitung möglich ist, und den ausbreitungsfähigen Wellen bei höheren Frequenzen gibt.



**Abbildung 3:** Vergleich der Verlustleistungen im Frequenzbereich für die Varianten A, D2 (niedr. Dämpfung), G1 (höhere Masse) und G2 (niedr. Masse).

## Zusammenfassung und Ausblick

Es wird gezeigt wird eine Kombination aus einem WFE-Modell eines PKW-Reifens und einem 3D-Kontaktmodell zur Berechnung des Rollwiderstandes genutzt werden kann. Die erzielten Ergebnisse sind vergleichbar mit den in der Literatur zu findenden. Mittels detaillierter Analyse kann Dissipationsverteilung für verschiedene Frequenzen und Wellenordnungen ermittelt werden. Für unterschiedliche Reifenvariationen ergeben sich dabei deutliche Veränderungen in der Lage der dominierenden Dissipationsmaxima. In einem nächsten Schritt wird das Modell dahingehend erweitert werden, dass die Verlustleistung für die einzelnen Elemente des WFE-Modells separat bestimmt werden kann, um genauere Aussagen über die Dissipationsverteilung im Reifenquerschnitt zu ermöglichen.

## Danksagung

Die hier vorgestellte Untersuchung wurde finanziell unterstützt durch das EU-Projekt *Green City Car*, SCP8-GA-2009-233764.

## Literatur

- [1] Annual EC greenhouse gas inventory 1990–2006 and inventory report 2008. Report No 6/2008, EC, EPA, 2008
- [2] Final Report SI2.408210 Tyre/Road Noise - Vol. 1. FEHRL, 2006
- [3] den Boer, L., Schrotten, A.: Traffic noise reduction in Europe. CE Delft, 2007
- [4] Sabiniarz, P.: Modelling the vibrations on a rolling tyre and their relation to exterior and interior noise. Dissertation, Chalmers Univ. of Techn., Göteborg, 2011
- [5] Wullens, F.: Excitation of tyre vibrations due to tyre/road interaction. Dissertation, Chalmers Univ. of Techn., Gothenburg, 2004
- [6] Fraggstedt, M.: Vibrations, damping and power dissipation in car tyres. Dissertation, Royal Inst. of Sciences, Stockholm, 2008