

Reifen – Fahrbahngeräusch, Modellieren als ein Weg zum Verständnis

Wolfgang Kropp

Applied Acoustics, Chalmers University of Technology, 41296 Göteborg, Schweden, Email: wk@ta.chalmers.se

Einleitung und Grundlegende Betrachtungen

Reifen-Fahrbahngeräusch ist ein faszinierendes Forschungsgebiet, das sich über weite Teile der Akustik erstreckt. Körperschalleigenschaften des Reifens, Mechanik des Kontaktes, Strömungsakustik für die Vorgänge im Kontakt, Abstrahlung vom schwingenden Reifen und Materialeigenschaften der Straßenoberfläche und des Reifens sind typisch Forschungsgebiete mit denen man sich beschäftigen muss, um die Entstehung des Reifen-Fahrbahnlärms zu verstehen. Auch wenn in diesen Gebieten bereits seit mehr als 30 Jahre Forschung betrieben wird, so gibt es doch immer noch eine Anzahl unbeantworteter Fragen. Verschiedene Geräuschenstehungsmechanismen sind verantwortliche für den Beitrag des Reifen-Fahrbahngeräusches in verschiedenen Frequenzbereichen. Eine endgültige quantitative Vorhersage bezüglich der verschiedenen Beiträge steht immer noch aus. Modelle für die Vorhersage des Reifen-Fahrbahngeräusches sind dabei hilfreich, um den Beitrag dieser Mechanismen bestimmen zu können. Die Arbeit mit der Modellierung ist aber auch ein Weg zum besseren Verständnis der Geräuschenstehungsmechanismen. Gerade das Verständnis der Mechanismen ist jedoch eine Voraussetzung für eine systematische Minderung des Reifen-Fahrbahngeräusches.

Das Reifen-Fahrbahngeräusch ist eine Konsequenz der Wechselwirkung zwischen Reifen und Fahrbahn und kann daher nur korrekt beschrieben werden, wenn man auch die Wechselwirkung richtig erfasst. Kenn man die Kontaktkräfte und die Kontaktgeometrie ausreichend exakt, so besitzt man auch den Schlüssel zur Berechnung des abgestrahlten Schalls. Auf dem Weg zu einer erfolgreichen Simulation des Reifen-Fahrbahngeräusches ist man jedoch mit zwei Problemen konfrontiert. Erstens ist die Berechnung der Kontaktkräfte und der Kontaktgeometrie reichlich kompliziert und erfordert eine ausreichend exakte Modellierung der Wechselwirkung zwischen Reifen und Fahrbahn. Zweitens - und diese scheint das größere Problem zu sein - benötigt man sehr exakte Eingangsdaten für eine erfolgreiche Vorhersage des abgestrahlten Lärms. Dies betrifft nicht nur die Beschreibung der Reifen in der Form von Material- und Geometriedaten, sondern auch eine exakte Erfassung der Straßeneigenschaften, insbesondere der Textur und deren akustischen und mechanischen Eigenschaften. Bei der Modellierung der Geräuschenstehung muss also ein Kompromiss gefunden werden. Auf der einen Seite muss der Kontakt ausreichen genau beschrieben werden. Auf der anderen Seite darf aber die Anwendung des Modells durch die geforderte Qualität der Eingangsdaten und die mit der Simulation verbundenen Rechenleistungen nicht ad absurdum geführt werden.

Es gibt sicherlich verschiedene Möglichkeiten ein Modell zur Beschreibung des Reifengeräusches zu entwickeln. Anforderungen an das Modell (Frequenzbereich bis 3 kHz und akzeptabler Rechenaufwand) scheinen eine Anwendung einer kompletten Modellierung mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente auszuschließen. Ergebnisse wie sie heute in der Literatur zu finden sind, liegen immer noch weit unter den Anforderungen bezüglich des Frequenzbereiches. Von noch wesentlicher Bedeutung ist jedoch, dass diese Ansätze auf Grund des Rechenaufwandes nicht in der Lage sind den dynamischen Kontakt zu lösen. Stattdessen wird von einer zeitlich konstanten Kontaktgeometrie (stationärer Rollkontakt) ausgegangen. Dies mag für eine Annahme sehr kleiner Rauigkeiten der Straßenoberfläche noch eine gewisse Gültigkeit haben, versagt jedoch für normale Texturen.

Die Strategie, wie sie in dem Modell, das an der Chalmers University of Technology entwickelt wird, hat als Ausgangspunkt einen ähnlichen Ansatz wie er von McIntyre et al. für die Berechnung des nichtlinearen Kontaktes zwischen Geigenbogen und Saite entwickelt wurde [1]. Übertragen auf die Simulation des Reifen-Fahrbahngeräusches bedeutet dies, dass der Reifen als lineares System mit Hilfe eines Satzes von Impulsantwort (von einem Anregeort zu allen Empfangsorten) beschrieben wird. Die Formulierung im Zeitbereich erlaubt eine Berücksichtigung der nichtlinearen Kontaktkräfte in einem Iterationsprozess über die Zeit. Diese elegante Art das Kontaktproblem zu lösen reduziert den Rechenaufwand erheblich und erlaubt zudem das Problem der Simulation in Teilprobleme (Reifen, Kontakt, Abstrahlung) aufzuspalten. Diese Einteilung wird auch im folgenden Text berücksichtigt.

Was soll modelliert werden

In der Literatur finden sich mehrere sehr gute Übersichtsartikel bezüglich der Entstehungsmechanismen von Reifen-Fahrbahngeräuschen. Manfred Heckls Beitrag zum „workshop on tyre noise“ [2] ist wohl einer der ersten Versuche die verschiedenen Mechanismen zusammenfassend darzustellen und ihre Relevanz zu diskutieren. Das noch nicht so lange erschienene Buch bei Sandberg und Ejsmont [3] präsentiert eine Zusammenfassung der Beobachtungen aus einer mehr experimentellen Sichtweise. Beim Studieren dieser Literatur kommt man jedoch zu dem Schluss, dass es immer noch eine Reihe ungeklärter Fragen gibt.

Im Prinzip können zwei Hauptentstehungsmechanismen des Reifen-Fahrbahngeräusches unterschieden werden: die Schallabstrahlung auf Grund von Reifenschwingungen und auf Grund von strömungsakustische Vorgängen.

Für die Schallabstrahlung auf Grund von Reifenschwingungen sind zeitlich variierende Kräfte im Kontaktbereich verantwortlich. Die Kräfte entstehen durch

- Die Nichthomogenität des Reifens (z.B. Örtliche Variation des Reifenaufbaus, Unrundheit)
- Das Reifenprofil
- Die Textur der Straßenoberfläche
- Die „Stick-Slip“ Vorgänge und
- Die „Stick-Snap“ Vorgänge.

Variation der tangentialen Kräfte im Kontaktbereich (Stick-Slip) führen zu einem Vorspannen und einem plötzlichem Entspannen der Profilblöcke beim Durchlauf durch die Kontaktzone. Adhäsive Kräfte halten Profilblöcke beim Abheben im Kontakt bis es zu einem plötzlichen Abreisvorgang kommt (Stick-Snap). Abbildung 1 veranschaulicht die Vorgänge, die zu Reifenschwingungen führen.

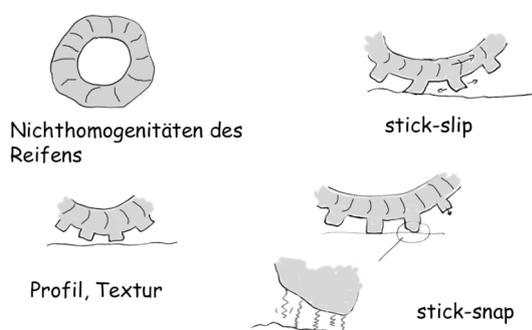


Abbildung 1: Anregungsmechanismen für Reifenschwingungen.

Welche der Mechanismen in der Praxis hauptverantwortlich für die Geräusentstehung sind hängt von der individuellen Reifen – Fahrbahn Kombination, der Last und der Fahrgeschwindigkeit ab. Diese komplexe Abhängigkeit hat oft zu verwirrenden und manchmal auch irreführenden Schlussätzen auf Grund der Analyse begrenzter experimenteller Studien geführt.

Noch mehr Verwirrung entsteht durch die Anwesenheit des zweiten Typs von Entstehungsmechanismen, den strömungsakustischen Vorgängen. Zur Entstehung von Schall sind auch hier zeitlich veränderliche Volumenflüsse erforderlich. Heckl machte in seinem Beitrag für den „workshop on tyre noise“ [2] eine Abschätzung für die erforderlichen Amplituden des Volumenflusses um typische gemessene Schalldruckpegel erklären zu können. Er kam zu dem Schluss, dass wenn überhaupt, strömungsakustische Vorgänge nur bei höheren Frequenzen eine Rolle spielen können. Messungen der Korrelation zwischen Reifenschwingungen und abgestrahltem Schall zeigten, dass oberhalb 1000 Hz die Korrelation schnell abnimmt. Dies bedeutet, dass Reifenschwingungen in diesem Frequenzbereich an Bedeutung verlieren (z.B. [3]) und statt dessen andere Mechanismen (z.B. air-pumping) die Schallentstehung dominieren. Dies zeigen auch die Ergebnisse des „Sperenbergprojekts“. In einer sehr ausführlichen und gut kontrollierten Messserie mit verschiedenen Reifen-Fahrbahnkombinationen

und einer Variation der Fahrgeschwindigkeit fand man für viele Oberflächen – aber nicht für alle – einen Übergang des Geschwindigkeitsexponenten von 3 zu 4-5 beim passieren von 1000 Hz [4].

Für das „Air-pumping“ finden sich in der Literatur verschiedene Beschreibungen. 1971 präsentierte Hayden [5] das erste semi-quantitative Modell. Die Idee ist, dass beim Einlauf und Auslauf von Profilblöcken durch die Kontaktzone, die Blöcke verformt werden und damit das Luftvolumen in den Zwischenräumen variiert. Das Modell zeigte gute Ergebnisse für bestimmte Fälle, für andere Fälle war es jedoch nicht ausreichend.

Eine andere Vorstellung des „air-pumpings“ wurde von Defay et al. präsentiert ([6] und [7]). Sie untersuchten das Schließen und Öffnen eines Hohlraums in der Straßenoberfläche durch die Lauffläche eines Reifens beim Überrollen.

Ein dritter Mechanismus wurde von Ronneberger [8] vorgestellt, in dem die Rauigkeitsspitzen der Straßenoberfläche in das Gummi der Lauffläche eindringen. Dabei wird die Lauffläche auch in der Nachbarschaft des Kontaktpunktes verformt. Zwischen Rauigkeitsspitze und Lauffläche entsteht so ein zeitlich veränderliches Volumen. Das Modell zeigte sehr gute Ergebnisse für gewisse Fälle. Für andere Fälle war die Übereinstimmung mit Messungen nicht so überzeugend. Abbildung 2 zeigt eine Zusammenfassung der strömungsakustischen Mechanismen.

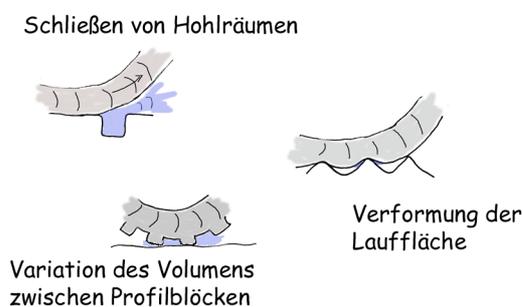


Abbildung 2: Strömungsakustische Geräusentstehungsmechanismen.

Modelle

Die Einteilung der Modellierung in die separate Teilprobleme der Modellierung des Reifens, des Kontaktproblems und der Abstrahlung erlaubt jedes Teilproblem in unterschiedlicher Weise und unterschiedlichem Grad des Aufwandes zu lösen. Damit kann man Modelle wählen, die im Aufwand und Genauigkeit der jeweiligen Problemstellung angepasst sind. Im Folgenden werden Möglichkeiten für die Modellierung der verschiedenen Teilprobleme beschrieben.

Modellierung des Reifens

Auch wenn eines der ersten Modelle (ein Ringmodell) für das Schwingungsverhalten des Reifens bereits 1966 von Böhm vorgestellt wurde [9], so findet auch heute noch eine Weiterentwicklung der Reifenmodelle statt. Gleichzeitig kann man heute aus einer Vielfalt von Modellen auf dem „Markt“ eines der Aufgabenstellung entsprechende Modell

wählen. Natürlich werden diese Modelle nur einen Teil der Schwingungseigenschaften wiedergeben. An Hand von Abbildung 3 (sie zeigt eine radiale Admittanz, gemessen in der Mitte der Lauffläche eines Glattreifens) kann man die wichtigsten Eigenschaften des Gürtelreifens wie folgend zusammenfassen:

- Bei tiefen Frequenzen sind die ersten Umfangsmoden sichtbar. In diesem Frequenzbereich sind die Reifeneigenschaften vor allem von der Vorspannung des Gürtels auf Grund des Reifeninnendrucks bestimmt.
- Zwischen 300 und 400 Hz setzen die ersten Quermoden (über Lauffläche und Seitenwand) ein. Während für niedrigere Frequenzen der Reifen sich wie ein Ring oder eine Platte benimmt, geht nun das Verhalten mit steigender Frequenz in das einer unendlichen Platte über.
- Eine Variation der Anregefläche bei der Messung der Admittanz gibt unterschiedliche Ergebnisse bei höheren Frequenzen. Man beobachtet einen starken Einfluss der lokalen Deformation.
- Das dynamische Verhalten der Profilblöcke können im interessierenden Frequenzbereich vernachlässigt werden.
- Bei ca. 230 Hz wird die erste Resonanz in der Luftkavität zwischen Reifengürtel und Felge auch in dem Körperschallsignal sichtbar. Diese erste Mode zusammen mit der ersten radialen Starrkörpermode des Reifengürtels ist für die Übertragung von Kontaktkräften an die Radaufhängung verantwortlich.

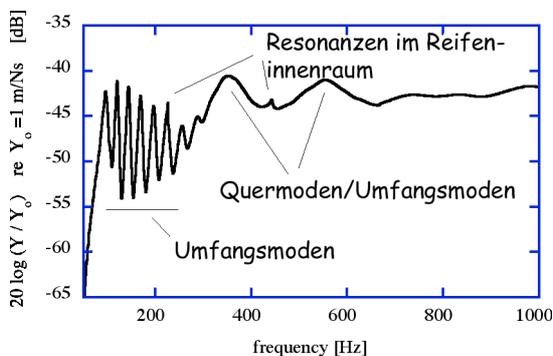


Abbildung 3: Radiale Admittanz gemessen an einem PKW Reifen (Glattreifen) in der Mitte der Lauffläche.

Innerhalb einer Gruppe des gleichen Reifentyps unterscheiden sich die gemessenen Admittanzen nur sehr wenig. Für herkömmliche PKW Reifen zeigen sich ähnliche Eigenschaften. Anders sieht es jedoch für die neue Generation von Reifen den so genannten „runflats“. Diese Reifen, die sich durch besonders steife Seitenwände auszeichnen. Sie zeigen die Starkkörperresonanz wie erwartet zu höheren Frequenzen verschoben (siehe Abbildung 4). Auch der Einsatz der Quermoden ist auf Grund der steiferen Seitenwände zu höheren Frequenzen verschoben. Gleichzeitig ist die Admittanz im Mittel niedriger. Was dies für das Außengeräusch bedeutet ist noch nicht ganz klar. Für das Innengeräusch kann man jedoch von einer gewissen Problematik mit den „runflats“

ausgehen, da mit einer stärkeren Übertragung von Kräften im Kontakt and die Radaufhängung zu rechnen ist.

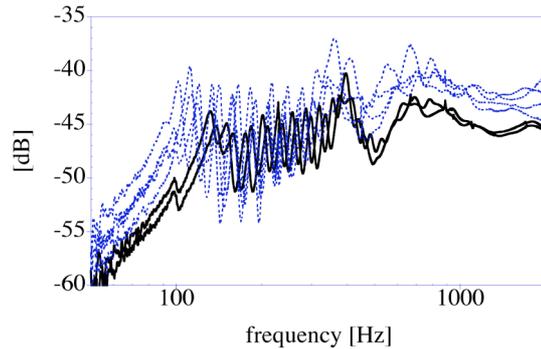


Abbildung 4: Radiale Admittanz gemessen an verschiedenen PKW Reifen in der Mitte der Lauffläche. Durchgezogene Linie: „runflat“ Reifen, alle anderen: vier gewöhnliche handelsübliche Reifen.

Die heute verfügbaren Reifenmodelle können in drei Hauptgruppen eingeteilt werden:

Modelle für den tieffrequenten Bereich (Balken- und Ringmodelle): Sie beschreiben den Reifen als eindimensionaler Wellenleiter (Balken oder Ring) und berücksichtigen oft die Vorspannung auf Grund des Reifeninnendrucks. Je nach Detaillierungsgrad berücksichtigen sie radiale, tangential und laterale Bewegungen des Reifengürtels (z.B. [9],[10],[11]). Sie sind hauptsächlich für die Fahrzeugdynamik von Interesse.

Modelle für den mittel- und hochfrequenten Bereich: Zu dieser Gruppe gehören typischerweise Modelle die zwar die zweidimensionale Wellenausbreitung berücksichtigen, die aber meistens nicht die Geometrie des Reifens korrekt berücksichtigen. Das Plattenmodell (siehe [12]) oder das „Zwei Schichten Modell“ [13] sind Vertreter dieser Gruppe (siehe auch [14] und [15]).

Finite Elemente Modelle: Man kann zwei Gruppen unterscheiden; Modelle die jedes einzelne Detail der Reifenstruktur, also auch der inneren Struktur des Gürtels berücksichtigen und Modelle die, ähnlich den Modellen für tief-, bzw. mittel- und hochfrequenten Bereich, mit globalen Materialparameter (z.B. Biegesteife des Gürtels, Vorspannung des Gürtels, etc.) arbeiten (z.B. [18]). Die erste Gruppe kann mit heutiger Rechenleistung immer noch nicht den gesamten interessierenden Frequenzbereich in akzeptablen Zeiträumen bearbeiten. Solche Modelle sind auch aus der Sicht eines Akustikers ein gewisser „overkill“. Die Modelle könnten jedoch sehr hilfreich sein globale Materialparameter zu berechnen. In die zweite Gruppe gehören auch die Spektralen Finiten Elemente die von Finnveden und Nilsson (siehe z.B. [16]) für die Reifensimulation benutzt werden.

Man kann zusammenfassend sagen, dass man heute Zugang zu einer Vielzahl von Reifenmodellen hat. Oft werden einfachere Modelle wegen ihrer geringen Rechenzeit bevorzugt. Dies bedeutet nicht notwendigerweise, dass man mit schlechten oder fehlerhaften Ergebnissen leben muss. Wichtig ist, dass die Ergebnisse der Modelle immer mit Experimentellen Ergebnissen verglichen werden, um so ihre Einschränkungen aber auch ihre Möglichkeiten zu verstehen. Eigentlich ist dies eine Selbstverständlichkeit, die jedoch in

den Zeiten immer schnellerer Rechner, in denen man der numerischen Behandlung des Problems mehr Zeit einräumt als der Modellbildung, leicht in Vergessenheit gerät. Wie gut oder schlecht vereinfachte Modelle sein können zeigt Abbildung 5. Krister Larssons „Zwei Schichten Modell“ weist über den gesamten Frequenzbereich sehr gute Ergebnisse sowohl in der Punktmobilität als auch in Transfermobilitäten (siehe auch [17]).

Arbeitsbedarf gibt es sicherlich noch zu einem gewissen Maß beider Modellierung von LKW-Reifen und „runflat“ Reifen. Aber auch hier ist eine gewisse Aktivität in verschiedenen Forschungsgruppen vorhanden.

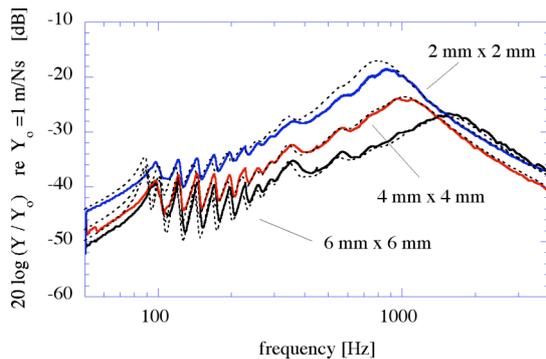


Abbildung 5: Radiale Admittanz gemessen an Glattreifen in der Mitte der Lauffläche mit verschiedenen Anregeflächen. Durchgezogene Linie: Messung, gestrichelte Linie: Rechnung [17].

Modellierung des Kontakts zwischen Reifen und Fahrbahn

Der Kontakt zwischen zwei beliebigen Oberflächen kann auf verschiedenem Niveau betrachtet werden. Eigentlich kann man mit den Grundlagen der Oberflächenphysik beginnen und die Wechselwirkung der äußeren Atom- oder Molekülschichten der Oberflächen studieren. Diese Wechselwirkung mag stark (z.B. Ionenbindungen, kovalente Bindungen) oder schwach sein (z.B. van der Waals), beruhen jedoch immer auf elektromagnetischen Kräften. In einem Festkörper oder einer Flüssigkeit müssen diese Bindungen aufgebrochen werden, damit neue Oberflächen entstehen.

Verlässt man das Niveau von Atomen und Molekülen und wendet eine mehr makroskopische Sichtweise an, so beschreibt man die Wechselkräfte in Form von Kontaktsteifen oder Reibungskoeffizienten. Es ist auf diesem Niveau, auf dem heute Kontaktmodelle formuliert werden. Die Schwierigkeit besteht jedoch darin, Kontaktsteifen und Reibkoeffizienten passend zu wählen. Der Umstand, dass diese Größen nicht nur von den Materialeigenschaften der Oberflächen, sondern auch von Vorgeschichte, Belastung, etc. abhängen, kompliziert das Problem erheblich. Dies bedeutet, dass der dynamische Kontakt, also die Variation der Kontaktkräfte als Funktion der veränderlichen Bewegung der beteiligten Oberflächen, auch die Eigenschaften der Kontaktsteife oder der Reibkennlinie mitbestimmen. Wir kennen also eigentlich nicht die wirkliche Kontaktsteife, solange wir nicht den Kontakt berechnet haben. Dazu brauchen wir allerdings die Kontaktsteife.

Auch wenn heute Modelle unter Arbeit sind, die Reibkennlinie und Kontaktsteife in einer solch komplexen Weise in das

Reifenmodell einbauen, so ist man wohl gut beraten, erst mit einem vereinfachten Ansatz einer mittleren Kontaktsteife auszugehen. Frédéric Wullens hat in seiner Doktorarbeit [21] ein solches Modell vorgestellt. Es folgt den Ansätzen klassischer Kontaktmechanik und ist wohl eines der wenigen Kontaktmodelle für den Reifen-Fahrbahnkontakt, das experimentell verifiziert wurde. Das Modell hat folgenden Eigenschaften:

- Der Reifen und dessen Reaktion auf zeitlich und örtlich veränderlichen Kontaktkräften sind im Kontaktalgorithmus berücksichtigt.
- Die Kontaktsteife und die lokale Steife der Lauffläche sind durch einen elastischen Halbraum im Kontaktmodell berücksichtigt.
- Als Eingangsdaten werden Laserscans der Straßenoberfläche und der Reifengeometrie benutzt.

Mathematisch kann das Kontaktproblem wie folgt formuliert werden:

Beide Körper dürfen sich nicht durchdringen. Die daher notwendige Verschiebung der Lauffläche $\Delta y_e(t)$ an einem Punkt e ist

$$\Delta y_e(t) = y_F(t) + k_{K,e} \xi_e(t) - k_{R,e} \quad (1)$$

Wobei die Position $y_F(t)$ der Felge, die Kontur $k_{K,e}$ des unverformten Reifens, die Schwingungen $\xi_e(t)$ des Reifens und die Rauigkeit $k_{R,e}$ der Straßenoberfläche (jeweils an dem Punkt e) berücksichtigt werden.

Um diese Verschiebung zu bewerkstelligen benötigt man eine Kontaktkraft $F_e(t)$. Die Kontaktkräfte an allen Punkten ergeben sich als:

$$\mathbf{F} = \mathbf{G}^{-1} \Delta \mathbf{y} \quad (2)$$

wobei \mathbf{G} als Empfindlichkeitsmatrix betrachtet wird. Sie beschreibt wie alle Punkte im Kontakt auf Grund der Kontaktkräfte verschoben werden. Da die Matrix eine Kopplung zwischen allen Punkten darstellt (eine Kraft an einem Punkt wird auch Verschiebungen an anderen Punkten zur Folge haben) ist ein iterativer Prozess zur Berechnung der Kontaktkräfte mit veränderlicher Größe der Matrix \mathbf{G} (abhängig ob die Punkte wirklich im Kontakt sind oder nicht) notwendig.

Ein Detail fehlt jedoch noch, die Rückwirkung des Schwingungssystems Reifen. Wie bereits in der Einleitung erwähnt, scheiden sich hier die Geister. Während in den heute zugänglichen Ansätzen mit der Finite-Elemente-Methode auf eine Berücksichtigung der Rückwirkung der Reifenschwingungen auf den Kontakt verzichtet werden muss, zeigen die Ergebnisse des hier vorgestellten Rollmodells, dass ohne diese Berücksichtigung, korrekte Ergebnisse nicht erwartet werden können.

In dem modularen Ansatz ist wie er hier benutzt wird ist die Berücksichtigung der Reifenschwingungen einfach zu bewerkstelligen. Mit Hilfe eines der vielen heute zugänglichen Reifenmodellen wird ein Satz von Impulsantwortfunktionen

berechnet. Dieser Satz von Funktionen beschreibt die Antwort des Reifens an allen möglichen Kontaktpunkten auf Dirac-Stöße ebenfalls an all diesen Punkten. Auch wenn diese dreidimensionale Matrix $g_{m,e}(t)$ (m : Anregeort, e : Empfangsort, t : Zeit) recht groß wird, so gibt die Vorberechnung der Antwortfunktionen die Möglichkeit in einem zeit-iterativen Verfahren die Schwingungen des Reifens bei der Berechnung der Kontaktkräfte zu berücksichtigen. Für den Punkt e ergibt sich die Auslenkung des Reifengürtels als:

$$\xi_e(t) = \sum_{m=1}^M F_m(t) * g_{m,e}(t) \quad (3)$$

Gleichung (1) – Gleichung (3) beschreiben das Kontaktproblem vollständig im Rahmen der oben genannten Einschränkung einer mittleren Kontaktsteife und unter Vernachlässigung eventueller tangentialer Kontaktkräfte. Die einzige ungeklärte Frage ist immer noch die Wahl der Kontaktsteife. Wie bereits beschrieben hängt sie sowohl von den Steifen der Lauffläche und der Straßenoberfläche ab. Jedoch sind auch die Rauigkeitsverteilung von Textur und Lauffläche zu berücksichtigen. Bei den folgenden Berechnungen wurde sie aus der mittleren Latschlänge hergeleitet.

Verifizierung des Rollmodells

Da Kontaktkräfte nur schwer direkt zu messen sind, wird eine experimentelle Überprüfung am besten indirekt mit Messungen der Reifenschwingungen durchgeführt. Dazu werden Beschleunigungsaufnehmer zwischen Profilblöcke auf einem Reifen befestigt (siehe Abbildung 6). Die Signale werden dann mit Hilfe von Drehübertrager and die Messinstrumente übertragen. Mit solch einer Anordnung wurde auf eine Messtrommel, die mit Kopien von verschiedenen Texturen versehen werden konnten, bei verschiedenen Geschwindigkeiten und verschiedenen Lastfällen Messungen durchgeführt.

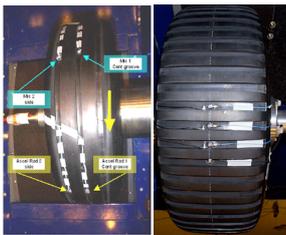


Abbildung 6: Reifen bestückt mit Beschleunigungsaufnehmer (links: Reifen nur mit Rillen in Umfangsrichtung, rechts: Reifen mit Querblöcke).

Zuvor wurden Admittanzmessungen an den im Experiment benutzten Reifen durchgeführt. Diese Messungen wurden ausgewertet um die globalen Materialparameter (z.B. Biegesteife, Vorspannung, Dämpfung, etc.) für die Reifen zu bestimmen. Diese Daten wurde in den Reifenmodellen (in den folgenden Beispielen das Plattenmodell [12]) zur Berechnung der Impulsantworten angewendet. Außerdem wurden die Textur (in sechzehn parallelen Spuren mit einem Zentimeter Abstand dazwischen) über den gesamten Umfang der Trommel sowie die Lauffläche der Reifen mit einem Laser vermessen.

Im Folgenden (Abbildung 7 und 8) werden die gemessenen und berechneten Beschleunigungsspektren gemittelt über 300 Messungen des Reifens verglichen. In der Messung entspricht dies 300 Umdrehungen, in der Rechnung wurden jedoch nur 10 Umdrehungen ausgewertet, dafür jeweils an 30 Messpositionen. Die Übereinstimmung ist in weiten Teilen des Frequenzbereichs sehr gut. Für den Glattreifen (Abbildung 7) gibt es etwas größere Abweichungen bei ca. 500 Hz. Eine genaue Analyse zeigt, dass hier die Resonanzen der Kavität zwischen Reifen und Felge eine Rolle spielen. Diese sind jedoch nicht im Reifenmodell, das hier benutzt wurde, enthalten. Im höheren Frequenzbereich würde eine weitere Mittelung (d.h. mehr berechnete Umdrehungen) die Kurve für die Berechnungen noch mehr glätten. Eine gute Übereinstimmung wurde auch für den reifen mit Querblöcken erreicht. Auch hier würde man Unterschiede im Bereich um 500 Hz erwarten. Doch durch die starke Anregung der Reifenschwingungen (Blockeingriffsfrequenz liegt in diesem Bereich) sind die Resonanzen der Kavität vernachlässigbar.

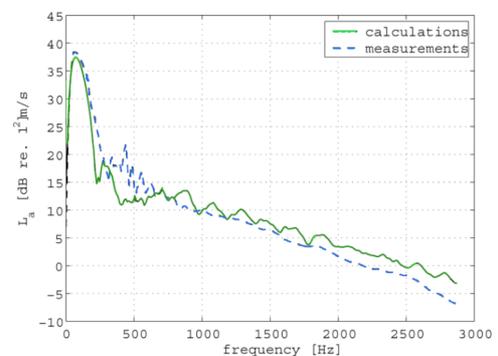


Abbildung 7: „Glattreifen“ (nur Profilirillen in Umfangsrichtung) auf einer ISO Oberfläche mit einer Geschwindigkeit von 80 km/h und einer Last von 300 kg.

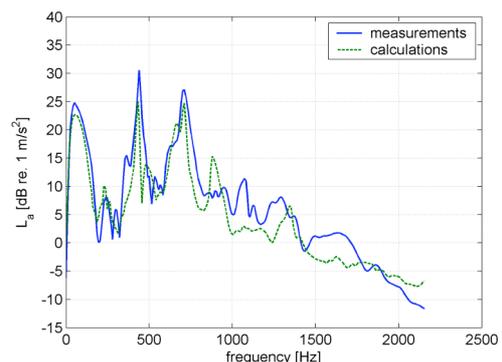


Abbildung 8: Reifen mit Querblöcken auf einer ISO Oberfläche mit einer Geschwindigkeit von 60 km/h und einer Last von 300 kg.

Gleichzeitig sieht man in Abbildung 8 sehr schön den Doppellereffekt. Der ortsfeste Beschleunigungsaufnehmer sieht die Anregung (Kontaktkräfte) erst auf sich zukommen und dann von sich entfernen. Dies führt zu den zwei ersten starken Maxima des Beschleunigungsspektrums bei 470 und 750 Hz.

In Abbildung 7 und Abbildung 8 sieht man ein erstes starkes Maximum der Spektra, das durch die Kontaktlänge bestimmt

wird. Die Kontaktsteife wurde so gewählt, dass die Länge (bzw. das erste Minimum bei ca. 250 Hz) korrekt wiedergegeben wird. Die Kontaktsteife wurde übrigens für beide Berechnungen gleich gewählt (es wurde ja auch die gleiche Straßenoberfläche benutzt).

Als letztes Beispiel wird in Abbildung 9 ein berechnetes und ein gemessenes Zeitsignal der Beschleunigung für den „Glattreifen“ gezeigt. Man sieht eine gute Übereinstimmung sogar für einen einzelnen Zeitverlauf einer Umdrehung. Man beachte auch die enormen Beschleunigungen von beinahe 3000 m/s^2 .

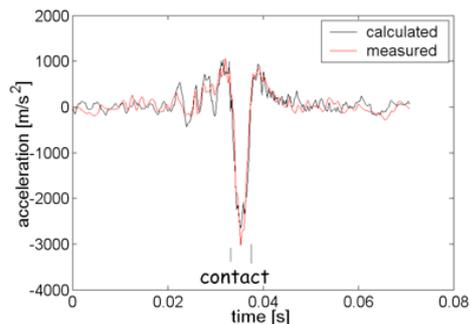


Abbildung 9: Beschleunigungssignal für eine „Glattreifen“ (nur Profilrillen in Umfangsrichtung) auf einer ISO Oberfläche mit einer Geschwindigkeit von 80 km/h und einer Last von 300 kg.

Zusammenfassend kann man sagen, dass das Simulationsmodell den Kontakt zufrieden stellend wiedergibt, auch wenn es sicherlich noch Raum für Verbesserungen lässt. Dabei ist jedoch zu beachten, dass nicht nur das Modell sondern auch die Qualität der Eingangsdaten in diesem Modellierungsstadium Grenzen für eine Übereinstimmung setzen wird.

Abstrahlung von Reifen

Geht man davon aus, dass man mit dem Reifenmodell und dem Kontaktmodell eine perfekte Beschreibung der Kräfte und der Kontaktgeometrie besitzt, so gilt es nun „nur noch“ die Schallabstrahlung vom rollenden Reifen zu berechnen. Dabei ist jedoch eine Koordinatentransformation durchzuführen. Die Berechnungen waren bisher in dem Koordinatensystem, das mit dem Reifen rotiert, ausgeführt. Für die Schallabstrahlung ist jedoch das Koordinatensystem eines äußeren Beobachters relevant. Auf diese relative einfache Transformation soll hier jedoch nicht weiter eingegangen werden. Abbildung 10 zeigt typische berechnete Ergebnisse für einen rollenden „Glattreifen“ auf einer ISO Oberfläche bei 80 km/h im Koordinatensystem eines äußeren Beobachters.

Wie auch Messungen zeigen sind für höhere Frequenzen die Schwingungen auf in der Nähe des Kontaktbereiches am stärksten. Es stellt sich die Frage welche Schwingungsformen eigentlich für die Abstrahlung verantwortlich sind. Um einen Einblick in diese Frage zu erhalten, kann man das Problem erst einmal vereinfachen und den Reifen als einen unendlich langen Zylinder betrachten, der in Längsrichtung mit gleicher Amplitude und Phase schwingt.

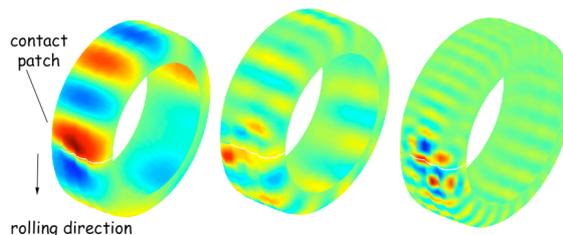


Abbildung 10: Schwingungen eines Glattreifens bei 80 km/h auf einer ISO-Oberfläche (von links nach rechts: 125 Hz, 500 Hz, 1500 Hz)

Abbildung 11 zeigt den Abstrahlgrad für die ersten 20 Umfangsmoden auf dem Zylinder. Es ist offensichtlich, dass der Reifen ein schlechter Strahler ist und bei z.B. 1 kHz der Abstrahlgrad von Umfangsmoden höherer Ordnung sehr klein sein wird.

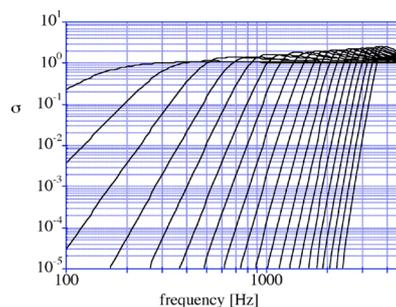


Abbildung 11: Abstrahlgrad für die ersten 20 Umfangsmoden auf einem Reifen im freien Raum. (Modell eines unendlich langen Zylinders mit $k_z=0$).

Beachtet man nun, dass der Zylinder auf einer schallharten Oberfläche (der Straße) aufsteht vergrößert sich der Abstrahlgrad durch die bessere Impedanzanpassung, da Reifen und Straße eine trichterförmige Geometrie bilden (siehe [19] und [20]). Der Abstrahlgrad erhöht sich deutlich wie Abbildung 12 zeigt.

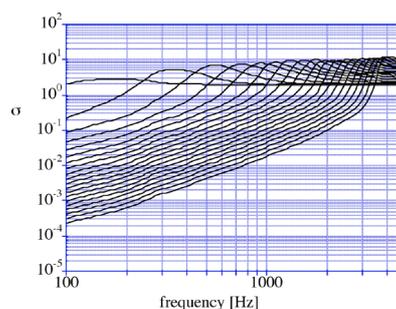


Abbildung 12: Abstrahlgrad für die ersten 20 Umfangsmoden auf einem Reifen auf einer harten Oberfläche. (Modell eines unendlich langen Zylinders mit $k_z=0$ über einer schallharten Wand).

Dennoch kann man davon ausgehen, dass Umfangsmoden niedriger Ordnung die Abstrahlung bestimmen auch wenn Moden höherer Ordnung das Schwingungsverhalten dominieren. Abbildung 13 (oben) zeigt das Wellenzahlspektrum (Umfangsrichtung) für die radialen Schwingungen eines Reifens der mit 80 km/h auf einer ISO Oberfläche rollt. Man sieht deutlich ein Maximum das längs der Frequenzachse einen parabelförmigen Verlauf hat ($k \propto \sqrt{f}$), wie er für die freien BiegeWellen erwartet wird. Doch handelt es sich bei dem Kontakt um eine erzwungene Schwingung. Folglich werden auch andere Moden angeregt. Abbildung 13 (unten)

zeigt für vier verschiedenen Frequenzen den Beitrag der verschiedenen Umfangsmoden zu den radialen Schwingungen des Reifens. Dabei sieht man deutlich, dass bei mittleren und höheren Frequenzen Umfangsmoden niedriger Ordnung zwar schwächer aber doch so stark angeregt werden, dass sie auf Grund des größeren Abstrahlgrades für die Abstrahlung verantwortlich sind.

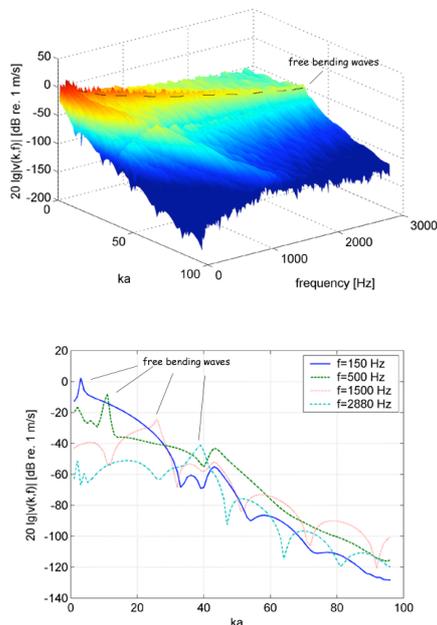


Abbildung 13: Wellenzahlspektrum eines Glattreifens bei 80 km/h auf einer ISO-Oberfläche als Funktion der Frequenz (oben). Wellenzahlspektrum für vier ausgewählte Frequenzen (unten).

Dieser Umstand wurde auch von Wullens in seiner Doktorarbeit gezeigt [21]. Die Anregung von Umfangsmoden niedriger Ordnung ist die Konsequenz einer zeitlich veränderlichen Kontaktfläche. Dies zeigt wiederum wie wichtig es ist, den dynamischen Kontakt korrekt zu berechnen.

Zur eigentlichen Berechnung der Schallabstrahlung stehen heute sowohl Boundary Element Modelle, sowie Modelle die „Infinite Finite Elements“ [22] oder „Ray Tracing“ benutzen [23].

Auch wenn man für Reifenschwingungen ein ziemlich klares Bild für beides Vorgehensweise und Ergebnisse hat, so ist das Problem für strömungakustische Vorgänge im Kontakt viel komplizierter. Reifen und Fahrbahn bilden einen Raum, der sich vielleicht am besten als Absorber mit einem bestimmten Strömungswiderstand betrachten lässt. Thomas Beckenbauer hat im Spenberg einen ersten Versuch gemacht die Eigenschaften dieses „Absorbers“ in Form eines Strömungswiderstands zwischen Reifen und Fahrbahn zu messen [4]. Eine weitere Entwicklung eines solchen Messverfahrens und auch eine theoretische Behandlung des Problems sind Teil eines zurzeit laufenden EU Projekts (ITARI).

Das Verstehen der Schallausbreitung im Bereich zwischen Reifen und Fahrbahn ist eine Grundvoraussetzung und das letzte fehlende Detail, um den Beitrag von Vorgängen wie air-pumping im Kontakt richtig bewerten zu können. Die Eingangsdaten für die Beschreibung der Beiträge verschie-

dener air-pumping Mechanismen hat man bereits durch die Lösung des Kontaktproblems.

Zusammenfassung

Das Erarbeiten von Modellen für die Entstehung des Reifengrausches ist also solches schon ein wichtiger Schritt zum Verständnis der Mechanismen. Der Vergleich einzelner Elemente in solch einem komplexen Modell mit experimentellen Ergebnissen ist nicht nur wichtig, um das Modell zu verifizieren, sondern ist auch ein wichtiger Arbeitsschritt in der eigentlichen Modellbildung. Im Wechselspiel zwischen Experiment (Beobachtung) und Theorie (Beschreibung) versteht man Begrenzungen und Möglichkeiten der Modelle.

Das im Text beschriebene Rollmodell hat als erste Aufgabe, das Kontaktproblem zu lösen und sowohl Kontaktkräfte als auch Kontaktgeometrie so korrekt wie möglich zu beschreiben. Dabei wird das dynamische Kontaktproblem gelöst, d.h. die Rückwirkungen des Reifens auf die Kontaktkräfte sind berücksichtigt.

Neben dem Kontaktmodell werden ein Reifenmodell und ein Modell für die Abstrahlung benötigt. Für diese Aufgaben findet man heute reichlich an Lösungen. Man kann zwischen Reifenmodellen mit verschiedenem Detaillierungsgrad wählen und so das für die jeweilige Aufgabe am besten geeignete Modell benutzen. Auch beiden Abstrahlmodellen gibt es ein Vielzahl von Ansätzen. Jedoch herrscht hier deutlicher Forschungsbedarf für die Beschreibung des Raums zwischen Reifen und Straßenoberfläche. Dieses Gebiet ist wichtig für die Schallausbreitung auf Grund von Vorgängen im Kontaktbereich (z.B. air-pumping). Das Fehlen eines guten Modells für dieses Problem ist auch der einzige Grund warum man heute kein gutes Modell für air-pumping hat. Für Reifenschwingungen hat man dagegen sehr gute Modelle.

Dass die Vorhersage von Reifenschwingungen mit einer guten Genauigkeit möglich ist, zeigt Frédéric Wullens Arbeit. Hier hat man ein Stadium erreicht, bei dem die Qualität der Eingangsdaten die Genauigkeit des Modells einschränkt. Tangentiale Kontaktkräfte zu berechnen ist zum Beispiel in dem hier gezeigten Ansatz kein Problem. Jedoch ist die Definition der Reibkennlinien als Funktion der Materialeigenschaften, der Oberflächeneigenschaften und der Vorgesichte ein Problem, das erst noch gelöst werden muss.

Von den Ergebnissen des Rollmodells kann man den Schluss ziehen, dass die zeitliche Veränderung der Kontaktgeometrie auf Grund der Variation der Textur zur Anregung von Umfangsmoden niedriger Ordnung führt und dass diese Moden für die Schallabstrahlung auf Grund von Reifenschwingungen verantwortlich sind.

Ein Reduzierung des Reifen-Fahrbahngeräusches bedeutet unter anderem also ein Design von Textur und Reifen, das diese Variation so klein wie möglich hält.

Danksagung

Ein spezieller Dank an alle früheren und jetzigen Mitglieder der „Chalmers tyre/road noise group“, Krister Larsson, Fré-

déric Wullens, François-Xavier Bécot, Stéphane Barrelet Patrik Andersson, Penka Dinkova und Patrik Sabiniarz. Auch ein spezielles Dankeschön and Thomas Beckenbauer und die Projektpartner der EU Projekte RATIN und ITARI.

Literatur

- [1] M.E. McIntyre et al., „On the oscillation of musical instruments, J. Acoust. Soc. Amer.,74, p1325, (1983).
- [2] Proceedings of International Tire Noise Conference, Stockholm, (1997).
- [3] Eperspächer et al. Reifenschwingungen als Hauptursache für den Reifenlärm, „Mitteilungen des Instituts für Straßen,- Eisenbahn- und Felsbau an der ETH Zürich, 57, 55, (1984).
- [4] T. Beckenbauer & A. Kuijpers, Prediction of Pass-by Levels Depending on Road Surface Parameters by Means of a Hybrid Model, Internoise 2001, The Hague, the Netherlands, (2001)
- [5] R. E. Hayden, Roadside Noise from the Interaction of a Rolling Tire with the Road Surface, Proceedings of the Purdue Noise Control Conference, Purdue University, West Lafayette, IN (1971) pp. 62-67
- [6] C. Deffayet, Bruit de contact pneumatique/chaussée - Emission acoustique d'une cavité de chaussée - Résultats expérimentaux, Satolas 1989 INRETS NNB 8907, octobre (1989).
- [7] Hamet J.-F., Deffayet C., Pallas M.-A., "Air-Pumping Phenomena in Road Cavities." International Tire/Road Noise Conference 1990 August 8-10 1990 Gothenburg, p. 19-29.
- [8] D. Ronneberger, "Towards a Quantitative Prediction of Tire/Road Noise. A Workshop on Rolling Noise Generation", October, 10/11.1989, Institut für Technische Akustik, Technische Universität Berlin, Einsteinufer 25, D-1000 Berlin 10, (1989)
- [9] F. Böhm, Mechanik des Gürtelreifens, Ing.-Arch., 35, (1966), 82.
- [10] R.J. Pinnington, A One Dimensional Wave Model For an Automotive, Tyre, in InterNoise 2000, Nice, France (2000)
- [11] H. B. Pacejka. The Tire as a Vehicle Component. Mechanics of Pneumatic Tyres, Monograph 122. National Bureau of Standards, Washington, DC, 1971
- [12] W. Kropp, Structure - borne sound on a smooth Tyre, Applied Acoustics 26 (1989), 181-192.
- [13] K. Larsson, & W. Kropp, A high frequency 3-dimensional tyre model based on two coupled elastic layers. Journal of Sound and Vibration, vol. 253, no. 4, pp 889-908, (2002)
- [14] W. Soedel. On the dynamic response of rolling tires according to thin shell approximations. Journal of Sound and Vibration, 41(2):233-246, 1975.
- [15] M.F. Uebler, Modell zur Berechnung der hochfrequenten Schwingungen eines profillosen Reifens und dessen Schallabstrahlung. PhD thesis, TU Berlin 1996
- [16] C-M. Nilsson. Waveguide finite elements for thin-walled structures. Technical Report TRITA-FKT 2002:01, ISSN 1103-470X, ISRN KTH/FKT/L-02/01-SE, Department of Vehicle Engineering, 2002.
- [17] P. Andersson, K. Larsson: Validation of a High Frequency Three-Dimensional Tyre Model. Acta Acustica / Acustica 91(1) (2005) 121-131
- [18] A. Fadavi, D. Duhamel, H.P. Yin, Tyre/road noise: Finite element modeling of tyre vibrations. In InterNoise, The Hague, Netherlands, 2001.
- [19] Ronneberger, Experimentelle und theoretische Untersuchungen spezieller Mechanismen der Rollgeräusche", Mitteilungen des Instituts für Straßen,- Eisenbahn- und Felsbau an der ETH Zürich, 57, 55, (1984).
- [20] Kropp W, et al. , On the sound radiation from tyres, Acustica – acta acustica, Vol 86 No5, p 760.
- [21] Frédéric Wullens, Excitation of Tyre Vibrations due to Tyre/Road Interaction, PhD thesis, Chalmers University of Technology, 2004
- [22] J-L. Migeot, et al., Acoustic radiation from tyres using finite and infinite elements: coupled and uncoupled approaches, Euronoise 2003, Naples, Italy.
- [23] JEAN, J.F. RONDEAU et F. GAUDAIRE Forum Acusticum 2002. Séville. Calculation of tyre noise radiation with a mixed approach.