

Rollgeräuschanalyse mittels Radkraftidentifizierung und Substrukturverfahren

Arnold Böhm¹, Harald Flötke², Volker Grützmaker³

¹ Adam Opel AG, 65423 Rüsselsheim, Deutschland, Email: arnold.boehm@de.opel.com

² Adam Opel AG, 65423 Rüsselsheim, Deutschland, Email: harald.dr.floetke@de.opel.com

³ Adam Opel AG, 65423 Rüsselsheim, Deutschland, Email: dr.volker.gruetzmacher@de.opel.com

Einleitung

Da in den letzten Jahrzehnten die Antriebsgeräusche von Kraftfahrzeugen deutlich gesenkt werden konnten, gewinnen die durch das Abrollen der Reifen hervorgerufenen Geräusche zunehmend an Bedeutung.

Zu den Antriebsgeräuschen zählen die Geräusche, die vom Motor und dessen Nebenaggregaten, dem Ansaugsystem sowie der Auspuffanlage hervorgerufen werden. Die Höhe der Antriebsgeräusche ist von der Motordrehzahl und der Motorbelastung abhängig.

Das Rollgeräusch dagegen steigt mit der Fahrgeschwindigkeit an. Je nach Fahrzustand und Geschwindigkeit ist somit das Antriebsgeräusch bzw. das Rollgeräusch pegelbestimmend. Bei hohen Geschwindigkeiten können aerodynamische Geräusche nicht vernachlässigt werden.

Das Rollgeräusch lässt sich auf zwei Hauptanregungsmechanismen zurückführen:

- Beim Abrollen des Reifens auf der Fahrbahn wird die Luft im Reifenprofil und der Fahrbahnoberfläche komprimiert und dabei Luftschall erzeugt.
- Durch das Auftreffen des Profils auf die Fahrbahnoberfläche sowie dem Entspannen des Profils beim Verlassen der Fahrbahn wird der Reifen zu Schwingungen angeregt.

Diese Reifenschwingungen werden in die Felge eingeleitet und über die Achse in die Karosserie. Hier werden Flächen zu Schwingungen angeregt und Schall wird abgestrahlt (*Körperschall*). Im weiteren soll ausschließlich der auf Körperschallanregung zurückzuführende Rollgeräuschanteil betrachtet werden.

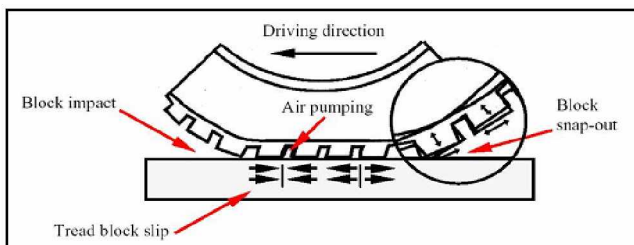


Abbildung 1: Prinzipdarstellung der Hauptanregungsmechanismen für das Rollgeräusch..

Analyseverfahren

Mit Hilfe einer Transferpfadanalyse können die Beiträge der einzelnen Koppelstellen Achse/Karosserie zum Gesamtrollgeräusch ermittelt werden. Dazu werden die an der Karosserie angreifenden Kräfte sowie die akustischen Übertragungsfunktionen der Karosserie ermittelt.

Für isolierte Koppelstellen lassen sich die Kräfte nach der *Steifigkeitsmethode* aus der Verformung der Koppellemente sowie deren Steifigkeit bestimmen. Bei starrer oder sehr steifer Kopplung müssen die Kräfte nach einem *inversen Verfahren* ermittelt werden. Hierzu sind Beschleunigungsmessungen an mehreren Messpunkten in der Nähe jeder Koppelstelle unter Betriebsanregung durchzuführen. Ferner müssen die Übertragungsfunktionen von den Koppelpunkten zu den Messpunkten aus den Betriebsmessungen bestimmt werden.

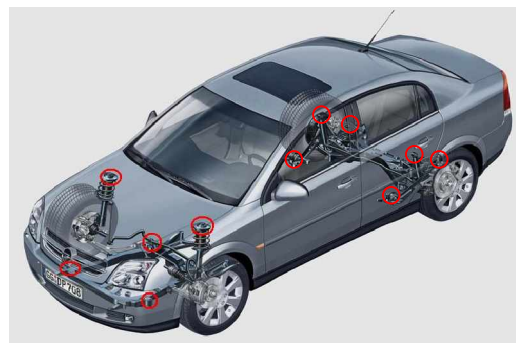


Abbildung 2: Rollgeräuschanalyse mittels Transferpfadanalyse. Koppelstellen Vorder- und Hinterachse.

Die Transferpfadanalyse erlaubt es, die pegelbestimmenden Koppelstellen zu identifizieren und festzustellen, ob deren Schallbeitrag auf eine hohe Kraft, die an der Karosserie angreift, und/oder auf eine hohe akustischen Empfindlichkeit der Karosserie zurückzuführen ist. Somit lässt sich bestimmen, ob zur Verbesserung des Rollgeräusches Maßnahmen an der Achse und/oder der Karosserie ergriffen werden müssen.

Eine Untersuchung, welchen Einfluss Veränderungen an der Achse oder an den Koppelsteifigkeiten auf das Rollgeräusch haben, ist jedoch ohne Verfügbarkeit der entsprechenden Hardware nicht möglich. Eine Rollgeräuschanalyse kann somit erst zu einem späten Zeitpunkt im Entwicklungsprozess erfolgen.

Um bereits bei Verfügbarkeit eines FE-Modells einer Achse Aussagen über mögliche Rollgeräuschprobleme treffen zu können, wird ein *hybrider Substrukturansatz* verwendet. Beim Substrukturansatz wird das Übertragungsverhalten des Gesamtsystems aus dem Übertragungsverhalten der einzelnen ungekoppelten Komponenten bestimmt. Basiert die Beschreibung der Komponenten auf Übertragungsfunktionen (FRF's), so spricht man von „FRF Based Substructuring“ (FBS).

Solange noch keine akustischen Übertragungsfunktionen des zukünftigen Fahrzeuges vorhanden sind, können die gemessenen des Vorgängerfahrzeuges verwendet werden.

Zur Beschreibung des Übertragungsverhaltens der Achse wird ein FE-Modell verwendet.

Das Rollgeräusch nach dem Substrukturansatz lässt sich nach folgender Gleichung berechnen:

$$p = H_{B34} \times \underbrace{(H_{B33} + K_C^{-1} + H_{A22})^{-1} \times H_{A12}}_{\text{Force Transmissibility}} \times \vec{f} \quad (1)$$

Force Transmissibility

- H_{B34} : akustische Übertragungsfunktionen Karosserie
- H_{B33} : FRF-Matrix Kopplungspunkte Karosserie
- H_{A22} : FRF-Matrix Kopplungspunkte Achse
- K_C : Steifigkeitsmatrix Koppellemente
- H_{A12} : Übertragungsfunktionen Kraftereinleitungspunkte - Koppelpunkte
- f : Kraft an Kraftereinleitungspunkten (Radspindel)

Radkraftidentifizierung

Die Kräfte, die an der Radspindel angreifen, werden über ein *inverses Verfahren* bestimmt. Hierzu werden die Beschleunigungen unter Betriebsanregung an mehreren Punkten der Achsschenkel ermittelt. Bei demontierten Reifen werden die Übertragungsfunktionen von vier Punkten um den Radkranz zu diesen Messpunkten ermittelt. Aus diesen werden über eine geometrische Transformation die Übertragungsfunktionen für die Spindelmittelpunkte berechnet.

Da es sich bei der Betriebsanregung um eine teilweise korrelierte Anregung handelt, muß eine *Principal Component Analyse* der Betriebsbeschleunigungen durchgeführt werden.

Für jedes Rad erhält man drei Kräfte und zwei Momente. Ist noch keine Hardware verfügbar, so werden entsprechende Messungen an einem Vorgängerfahrzeug bzw. an einem Fahrzeug mit einem der zu untersuchenden Achse ähnlichen Achskonzept durchgeführt.

Anwendungsbeispiel

An einem Beispiel soll gezeigt werden, wie systematisch ein Rollgeräuschproblem untersucht wird und mögliche Abhilfemaßnahmen abgeleitet werden. Hierzu werden die Schallbeiträge der einzelnen Koppelstellen sowie das Gesamrollgeräusch in einem Farbplot dargestellt. Rote Bereiche stellen Frequenzbereiche dar, in denen hohe Teilschalldruckpegel bzw. Gesamtschalldruckpegel auftreten. Dieser Farbplot ist in Abb.3 zusammen mit den Farbplots für die an den Koppelstellen wirkenden Kräften sowie den akustischen Übertragungsfunktionen dargestellt. Durch die gewählte Darstellung ist es möglich, die dominanten Schallpfade zu identifizieren und zu bestimmen, ob der hohe Schallbeitrag auf hohe Kräfte bzw. eine hohe akustische Empfindlichkeit der Karosserie für diesen Schallpfad zurückzuführen ist. Im vorliegenden Fall weisen alle vier dominanten Schallpfade eine hohe akustische Empfindlichkeit auf. Für zwei treffen diese mit hohen Kräften zusammen.

Um die Kräfte an diesen beiden starren Koppelstellen zu reduzieren, wurden elastische Koppellemente eingefügt. In der Abb. 4 sind die resultierenden Schallbeiträge, Kräfte und akustische Übertragungsfunktionen in der gleichen Weise wie in der Abb.3 dargestellt.

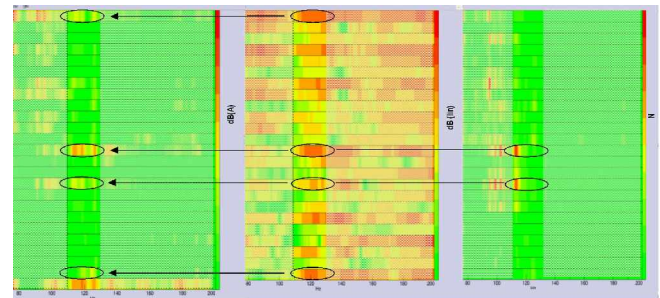


Abbildung 3: In dem linken Farbplot sind die Schallbeiträge der einzelnen Schallpfade sowie der Summenpegel (letzte Zeile) als Farbwerte über der Frequenz abgebildet. Der mittlere Farbplot zeigt die akustischen Übertragungsfunktionen und der rechte die an den Koppelstellen wirkenden Kräfte.

Die Abb. 4 zeigt, dass die Kräfte an den beiden Koppelstellen, an denen ein Entkopplungselement eingefügt wurde, deutlich reduziert werden konnten und hiermit auch die Schallbeiträge.

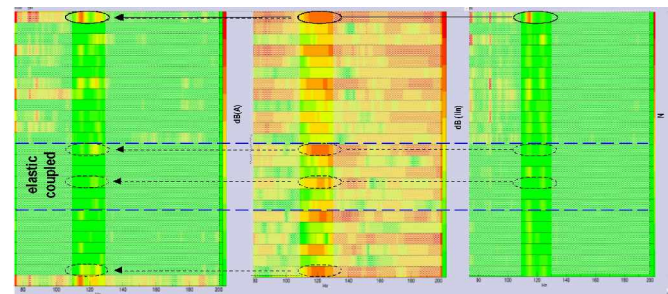


Abbildung 4: Einfluss elastischer Koppellemente. Darstellung wie in Abb. 3

Die Koppellemente beeinflussen jedoch nicht nur die Kräfte an den Koppelstellen, an denen sie eingefügt wurden, sondern führen an einer anderen Koppelstelle zu einer deutlichen Erhöhung. Dieses Beispiel zeigt die Notwendigkeit für die Verwendung eines Tools zur Optimierung der Koppelsteifigkeiten.

Zusammenfassung

Das vorgestellte Verfahren erlaubt es, bereits beim Vorliegen eines FE-Modells einer neuen Achse eine Rollgeräuschanalyse durchzuführen und mögliche Schwachstellen aufzudecken. Die kurzen Rechenzeiten erlauben eine Optimierung der Koppelsteifigkeiten der Achskoppelstellen sowie eventueller Lenker. Solange keine zuverlässigen akustischen Übertragungsfunktionen des zu entwickelnden Fahrzeuges vorliegen, können die des Vorgängerfahrzeuges herangezogen werden. Durch die Möglichkeit testbasierte und analytische Beschreibungen miteinander zu kombinieren ist es möglich im Verlauf des Entwicklungsprozesses die jeweils zuverlässigste Beschreibung zu verwenden.