

Quietschen bei Kfz-Scheibenbremsen – Ursachen und Abhilfemöglichkeiten

Utz von Wagner¹, Daniel Hochlenert¹

¹Institut für Mechanik TU Berlin, 10587 Berlin

E-Mail: utz.vonwagner@tu-berlin.de, daniel.hochlenert@tu-berlin.de

Einleitung

Geräusche bei Kfz-Scheibenbremsen sind ein großes Problem in der Automobilindustrie. Besonders häufig tritt das hochfrequente Bremsenquietschen in einem Frequenzbereich von etwa 1-15 kHz auf. Typische Betriebssituationen bei denen Bremsen quietschen, liegen bei geringen Geschwindigkeiten und Bremsdrücken, also z.B. beim langsamen Heranrollen an eine rote Ampel, vor. Dieses Quietschen wird von vielen Kunden als Mangel empfunden und führt zu Reklamationen und hohen Gewährleistungskosten. In der Automobilindustrie wird daher ein hoher Aufwand betrieben, um Bremsen geräuschfrei zu bekommen. Dies macht einen wesentlichen Anteil an den Entwicklungskosten dieses Systems aus.

Eigenschaften von Bremsgeräuschen

Ursache für das Entstehen von Bremsenquietschen sind selbsterregte Schwingungen aufgrund der Reibungskräfte. Diese koppeln Energie aus der rotierenden Bremsscheibe in das schwingungsfähige System bestehend aus Bremsscheibe, Halter und Sattel ein. Untersucht man das Phänomen experimentell [1], so stellt man fest, das Quietschen in guter Näherung eine monofrequente Schwingung darstellt, wobei die Amplituden in der Struktur – Halter, Sattel, Bremsscheibe in Umfangsrichtung und senkrecht zur Scheibenebene – sich in der Größenordnung weniger Mikrometer bewegen. Abbildung 1 zeigt eine typische Schwingform einer Bremsscheibe beim Quietschen, hier mit einer ausgeprägten Biegeschwingung der Scheibe bei etwa 1,8 kHz.

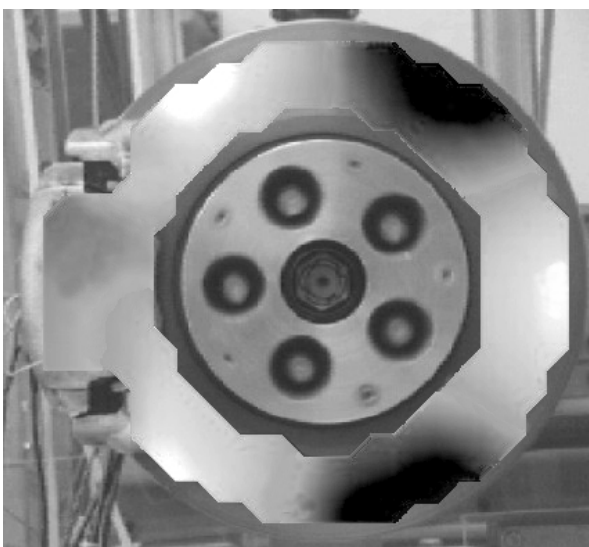


Abbildung 1: Quietschende Bremse, Biegeschwingungen der Bremsscheibe aufgenommen mit einem Scanning-Laservibrometer, Schwingform mit 3 Knotendurchmessern.

Mittels der auftretenden Schwingungsfrequenzen und den zugehörigen Amplituden kann abgeschätzt werden, ob es sich beim Bremsenquietschen (makroskopisch) um ein Haft-Gleit-Phänomen (stick-slip) handelt. In diesem Fall müsste der Belag bei seiner Schwingung in Umfangsrichtung Geschwindigkeiten erreichen, die in der Größenordnung der Geschwindigkeit der Bremsscheibe aufgrund ihrer Rotation liegen. Dies ist jedoch außer bei extrem kleinen Fahrgeschwindigkeiten nicht der Fall, so dass festzuhalten ist, dass es sich beim Bremsenquietschen zumindest in einer makroskopischen Betrachtung nicht um ein Haft-Gleit-Phänomen handelt.

Entstehungsmechanismus

Wie kommt dann die Erregung zustande? Dies wird in [2] ausgehend von einem Minimalmodell von Popp eingehend beschrieben. Ausschlaggebend ist, dass es beim Quietschen aufgrund der Strukturschwingungen neben einer Bewegung des Belags in Richtung der Scheibenebene auch zu einer mit gleicher Frequenz fluktuierenden Normalkraft (mit einem Phasenversatz) kommt. Geht man in erster Näherung von einem konstanten Zusammenhang zwischen Normal- und Reibkraft aus, fluktuert also auch die Reibkraft zwischen Belag und Bremsscheibe. Ist der Phasenversatz Null, verschwindet die Arbeit der Reibkraft am Belag über ein Schwingungszyklus. Je nach vorliegendem nicht verschwindendem Phasenversatz können nun die Reibungskräfte anfachen oder dämpfen, wobei im Fall der Anfachung die restliche Dämpfung im System immer noch überwiegen kann. Überwiegt die Anfachung, so wird sich eine Schwingung mit ansteigender Amplitude einstellen, die schließlich durch Nichtlinearitäten im System auf einen Grenzyklus begrenzt wird. Dies ist dann das messtechnisch als stationär oder quasistationär erfassbare Quietschen. In [3] werden ausführlich Messungen vorgestellt und so gezeigt, dass bestimmte Phasenlagen in den Schwingformen zur Anfachung und damit zum Quietschen führen.

Berechnungsmodelle

Berechnungsmodelle werden in der Industrie meist mittels der Finite-Elemente-Methode gebildet. Um aufwändige Zeitintegrationen der Bewegungsgleichungen zu vermeiden, wird zur Untersuchung der Eigenschaften nahezu ausschließlich die komplexe Eigenwertanalyse (KEA) des dimensionsreduzierten und linearisierten Systems herangezogen.

Für grundsätzliche Überlegungen zum Entstehungsmechanismus genügen auch Modelle mit wenigen Freiheitsgraden, wie sie beispielsweise in [4] beschrieben werden. Abbildung 2 zeigt ein 12-Freiheitsgradmodell einer Bremse von Schlagner [3].

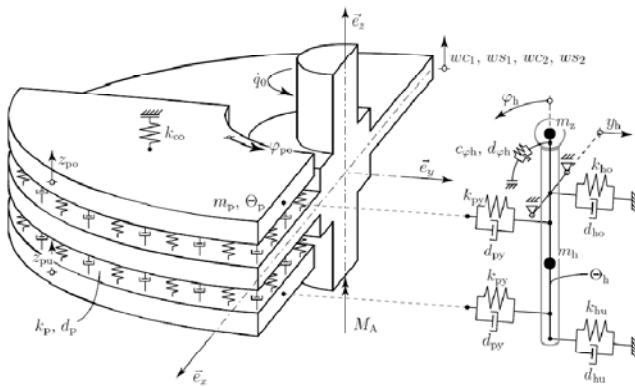


Abbildung 2: Berechnungsmodell einer Bremse mit 12 Freiheitsgraden von Schlagner [3].

Als typische Form der (um die durch den Bremsdruck vorgespannte Lage) linearisierten Bewegungsgleichungen der MKS-Modelle aus [3] und [4] ergibt sich die Form

$$M\ddot{q}(t) + (D + G)\dot{q}(t) + (K + N)q(t) = \mathbf{0} \quad (1)$$

wobei M die Massenmatrix, D die Dämpfungsmatrix und K die Steifigkeitsmatrix (alle symmetrisch) sowie G und N die schiefsymmetrischen gyroskopische bzw. zirkulatorische Matrix sind. Die zirkulatorischen Terme können für eine Instabilität der trivialen Lösung $q(t) = \mathbf{0}$ sorgen.

Nichtlineare Effekte

Woher kommen nun die Nichtlinearitäten, die verantwortlich für den Grenzykel sind? Wegen der kleinen Schwingungsamplituden können geometrische Nichtlinearitäten mit einiger Sicherheit ausgeschlossen werden. Dagegen zeigt das Verschleißmaterial der Bremsbeläge schon bei sehr kleinen Dehnungen ein ausgeprägtes nichtlineares Verhalten, wie zum Beispiel in [5] dargestellt. Sehr problematisch ist die Messung der Belageigenschaften (Steifigkeit, Dämpfung) im für den Quietschen wesentlichen Betriebsbereich: Vorspannung durch Bremsdruck und Schwingungen im richtigen Frequenz- und Amplitudenbereich. Gängige industrielle Messverfahren beruhen derzeit entweder auf falschen Randbedingungen, falschen Amplituden, falschen Frequenzbereichen oder mehreren davon. Einen Ansatz, diese Fehler zu vermeiden zeigt [6]. Ergebnisse der Analyse eines Bremsenmodells unter Berücksichtigung dieser nichtlinearen Effekte sind in [5] zu finden. Wobei sich zeigt, dass die experimentell ermittelten Materialeigenschaften der Bremsbeläge zu subkritischen Hopf-Verzweigungen führen können. In diesem Fall stimmen also auch die aus dem linearen Modell mittels komplexer Eigenwertanalyse berechneten Stabilitätsgrenzen nicht mit den wirklichen Stabilitätsgrenzen überein!

Abhilfemaßnahmen

Da die prädiktive Untersuchung des Geräuschverhaltens mit Hilfe von FE-Modellen heute meistens noch fehlschlägt, basiert das Finden von geeigneten Abhilfemaßnahmen ganz wesentlich auf experimentellen Untersuchungen. Typische Gegenmaßnahmen sind Strukturmodifikationen wie Einschnitte oder Zusatzmassen, die Verwendung von Blechen („Shims“) auf der Rückenplatte der Beläge oder die

Verwendung anderer Typen von Bremsbelägen. Mit solchen Maßnahmen gelingt es dann – oft mit erheblichem zeitlichen und finanziellen Aufwand – die Bremse soweit geräuschfrei zu bekommen, dass sie zur Serienfertigung freigegeben werden kann.

Zusammenfassung und Ausblick

Scheibenbremsen bei Kraftfahrzeugen sind weitgehend ausgereifte technische Systeme, welche mit geringen Kosten in der Regel ihre Kernaufgabe (Verzögern des Fahrzeugs) sicher erfüllen. Problematisch sind bei diesen Bremsen verschiedene Geräuschprobleme, wobei hier an erster Stelle das hochfrequente Bremsenquietschen zu nennen ist. Im vorliegenden Beitrag werden der Entstehungsmechanismus und gängige Analyseverfahren sowie Abhilfemaßnahmen beschrieben.

Worin liegen nun die wesentlichen Herausforderungen für die Zukunft? Ziel sollte es natürlich sein, das Geräusch prädiktiv, d.h. durch Simulation und Berechnung lösen zu können. Die Autoren sehen dabei die wesentlichen Herausforderungen in

- der qualitativ und quantitativ richtigen Erfassung und korrekten Berücksichtigung der Nichtlinearitäten in den Rechenmodellen,
- der korrekten Modellierung der Systemdämpfung insbesondere an Fügstellen,
- Verbesserungen bei den Verfahren zur Systemreduktion, insbesondere bei der Berücksichtigung der zirkulatorischen und gyroskopischen Terme und
- einer verbesserten Modellbildung des Belagsmaterials bezüglich seiner dynamischen Eigenschaften und des Reibgesetzes.

Literatur

- [1] Hochlenert, D: Selbsterregte Schwingungen in Scheibenbremsen: Mathematische Modellbildung und aktive Unterdrückung von Bremsenquietschen. Dissertation, TU Darmstadt, Shaker Verlag 2006.
- [2] von Wagner, U.; Gödecker, H.; Schlagner, S.: Brake Squeal – Modeling and Experimental Investigation Using a Work Criterion. International Journal of Vehicle Structures & Systems, Vol. 3 (1), 21-27, 2011.
- [3] Schlagner, S.: Schnelle Charakterisierung des Geräuschverhaltens von KFZ-Scheibenbremsen. Dissertation TU Berlin, Shaker-Verlag, 2009.
- [4] von Wagner, U.; Hochlenert, D.; Hagedorn, P.: Minimal models for the explanation of disk brake squeal. Journal of Sound and Vibration 302, 527-539, 2007.
- [5] Hochlenert, D.; von Wagner, U.; Hornig, S.: Bifurcation Behavior and Attractors in Vehicle Dynamics. Machine Dynamics problems, Vol. 33(2), 57-73, 2009. 2007.
- [6] Hornig, S.; Hochlenert, D.; von Wagner, U.: Experimental identification of brake pads material properties - a step towards a better prediction of brake squeal. Proceedings of ICNAAM 2010, 1416 – 1419.