

# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

Seit der Patentierung der Scheibenbremse im Jahr 1902 und der ersten Anwendung von Scheibenbremsen in einem Serienfahrzeug im Jahr 1955 [72, S.43] haben die Komfort- und Geräuscheigenschaften der Bremse zunehmend an Bedeutung gewonnen. Dies ist auf die Reduzierung von Störgeräuschen, hervorgerufen durch den Antrieb, das Abrollen der Reifen oder die Umströmung des Fahrzeugs, zurückzuführen [103, S.256]. Das Bremsenquietschen ist hierbei nur eines von vielen Geräusch- und Schwingungsphänomenen, die an der Radbremse induziert werden und zur Minderung des Komforts führen. Eine wissenschaftliche Veröffentlichung von North [63], die das Phänomen des Bremsenquietschens untersucht und erste Modellvorstellungen beinhaltet, geht in das Jahr 1976 zurück. Seitdem werden zur Erklärung des Phänomens Modelle mit unterschiedlichen Abstrahierungsgraden genutzt. Von Ein- oder Mehrmassenschwingern zur Abbildung des Selbsterregungsmechanismus und der nichtlinearen Effekte bis hin zu Finite-Elemente-Modellen, die geeignet sind, Schwingungsmoden im gesamten Frequenzbereich in Abhängigkeit der Betriebsparameter zu berechnen und es ermöglichen anhand der Eigenwerte die Stabilität zu bewerten.

Während die simulationsbasierten Methoden zur Identifikation instabiler Moden und der dazugehörigen Schwingformen genutzt werden, erfolgt zusätzlich die Bewertung des Geräuschverhaltens von Radbremsen durch Matrixtests [78] auf Schwingmassenprüfständen sowie im Fahrversuch. Zur Bewertung werden die Geräuschhäufigkeit, der Geräuschpegel, die Geräuschdauer und psychoakustische Größen herangezogen [31].

Trotz der stetigen Weiterentwicklung der simulativen und experimentellen Methoden stellt die Entwicklung des Schwingungs- und Komfortverhaltens von Radbremsen heutzutage noch immer einen erheblichen Anteil der Gesamtentwicklungszeit dar. Dies ist maßgeblich in den Grenzen der verwendeten Methoden zur Vorhersage und Bewertung des Systemverhaltens begründet. Optimierungen sowohl der simulativen als auch der experimentellen Methoden sind Teil aktueller Forschungsvorhaben.

## 1 Einleitung

---

Weiterentwicklungen der Simulationsmethoden umfassen zum Beispiel die realitätsgetreue Abbildung der realen Kontaktbedingungen in den Reibkontakten [1] und die präzisere Erfassung von Materialkennwerten der Reibmaterialien [40] aber auch Methoden zur Berücksichtigung des nichtlinearen Verhaltens des reiberregten Schwingungssystems [27]. Neben der Weiterentwicklung der Simulationsmethoden bieten die Entwicklung neuer experimenteller Ansätze im Rahmen aktueller Forschungsvorhaben Möglichkeiten zur Erweiterung der bestehenden Matrix-Tests auf Schwungmassenprüfständen. Ein Beispiel hierfür sind Ansätze, die die Übertragungsfunktionen der Radbremse im Frequenzbereich oder eine energetische Betrachtung mit Hilfe der Arbeit der Reibkraft nutzen. Mit Hilfe der charakteristischen Resonanzen bzw. der Spitzen der Reibarbeit im Frequenzbereich wird die Identifikation und Bewertung der geräuschrelevanten Schwingungsmoden möglich. Beispiele sind dargestellt in [52], [29] und [80].

Sowohl bei den Verbesserungen der experimentellen Methoden als auch bei den verwendeten Methoden im Entwicklungsprozess findet die Betrachtung von Produktionstoleranzen oder der Variationen in den Anlagebedingungen hinsichtlich ihres Einflusses auf die Geräuscheigenschaften von Radbremsen bisher keine Beachtung. Experimentelle Untersuchungen auf Schwungmassenprüfständen wie zum Beispiel der SAE-J 2521 Matrix-Test [78] werden in der Regel einmalig mit einer ausgesuchten Systemkonfiguration durchgeführt und vernachlässigen dabei Unterschiede zwischen den Systemen wie zum Beispiel Toleranzen bei der Gußbauteilen der Radbremsen, Unterschiede in den Anlagestellen zwischen Bremsbelag und Bremssattel oder Streuungen der Bremsbelagsteifigkeit oder Dämpfung. Ansätze, die die Einflüsse von geometrischen Toleranzen oder Abweichungen mit Hilfe der Simulationsmethoden abbilden [25], [12] zeigen hierbei den Einfluss auf die Systemdynamik und somit auf das Geräuschverhalten und bestärken den Ansatz der Bewertung der Robustheit mit Hilfe von experimentellen Methoden.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung einer experimentellen Methode zur Bewertung der Robustheit der Geräusch- und Schwingungseigenschaften von Radbremsen. Als Haupteinflussgrößen auf die Robustheit werden dabei Produktionstoleranzen, gezielte konstruktive Änderungen während des Entwicklungsprozesses aber auch die Betriebsparameter Temperatur, Bremsdruck oder Fahrzeuggeschwindigkeit angesehen. Zur Entwicklung der experimentellen Methoden werden Ansätze, die auf Methoden der Modalanalyse basieren, gewählt. Ausgehend von Betrachtungen an einem Minimalmodell erfolgt die Beschreibung des charakteristischen Systemverhaltens und die Ableitung von Hypothesen und Ansätzen zur Entwicklung der experimentellen Methode. Die Anpassung und Erweiterung der Methoden der Modalana-

lyse auf den gewählten Anwendungsfall mit seinen Radbedingungen sowie die Entwicklung einer Prüfprozedur und eines Versuchsplans führt zu einer Methode zur Ermittlung der Robustheit von Radbremsen. Die Forderung nach einer Anwendbarkeit der Methode während des Betrieb der Radbremse führt zu besonderen Anforderungen an die definierte Anregung des Systems im Frequenzbereich und die Messung der Systemantwort auf der Struktur. Für beide Aspekte werden im Rahmen der Arbeit spezielle Lösungen zur Anwendung bei Radbremsen entwickelt. Durch die Anwendung der entwickelten Methode auf ausgesuchte Varianten der betrachteten Radbremse wird das Potential zur Charakterisierung von Radbremsen hinsichtlich der Robustheit der Geräuscheigenschaften dargestellt. Gleichzeitig ermöglicht die Anwendung der Methode auf verschiedene Varianten den Vergleich der Robustheit der unterschiedlichen Systeme und die Auswahl eines, hinsichtlich der Robustheit, zu favorisierenden Systems.

## 1.2 Stand der Wissenschaft und der Technik

Bei Radbremsen können aufgrund verschiedener Erregungsmechanismen eine Vielzahl von Bremsgeräuschen auftreten, die auf Schwingungen der mechanischen Struktur des Bremssystems zurückzuführen sind. Eine Übersicht über die verschiedenen Bremsgeräusche wird beispielsweise in [9, S. 563] oder [2, S. 1535] dargestellt. Beim Bremsenquietschen handelt es sich um eine selbsterregte Schwingung [63], die im Frequenzbereich zwischen einem und 15 kHz einzuordnen ist [2, S. 1535]. Von einer selbsterregten Schwingung spricht man, da das Bremsenquietschen im Gegensatz zu zwangserregten Schwingungen nicht durch äußere Kräfte hervorgerufen wird, sondern durch Anregungskräfte, die durch die Bewegung des Systems gesteuert werden [14, S.282 ff]. Zur Erklärung der zugrundeliegenden Erregungsmechanismen wurden Theorien und Minimalmodelle zur Erläuterung der auftretenden Effekte und Wirkketten entwickelt. Anhand der Zusammenfassungen des Standes der Technik aus [84] und [46] werden zunächst verschiedene Theorien zur Erklärung von reiberregten Schwingungen dargestellt. Nach der Betrachtung der Gültigkeitsbereiche der einzelnen Theorien wird die Auswahl der zu betrachtenden Modelle in Kapitel 2 eingeschränkt. Für die Betrachtungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird die Theorie der dynamischen Instabilität als Theorie mit der höchsten Relevanz für die vorliegende Problemstellung ausgewählt. Neben den Instabilitätsmechanismen zeigt der Stand der Technik der experimentellen Methoden zur Bewertung von Radbremsen das Fehlen und daraus resultierend die Notwendigkeit nach neuen Ansätzen zur Bewertungen von Radbremsen, die auch mögliche Toleranzen im System berücksichti-

gen. Gleichzeitig zeigen erste Betrachtungen der Robustheit mit Hilfe von simulativen Methoden den Einfluss von Toleranzen auf das Schwingungs- und Geräuschverhalten.

### 1.2.1 Instabilitätsmechanismen

Im Folgenden werden die in der Literatur aufgeführten Theorien zur Erklärung des Bremsenquietschens erläutert. Zur Definition des Begriffes der Stabilität wird die Theorie nach Ljapunow für asymptotische Stabilität [50] genutzt, um den Abstand zweier Zustände zum gleichen Zeitpunkt auszuwerten. Als Abstandsmaß wird hierfür die Differenz der Schwingungsamplitude  $\hat{x}$  des gestörten Systems zu dessen Ruhelage  $\hat{x}_0$  gewählt.

Mit

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \|\hat{x}_0 - \hat{x}\| = 0 \quad (1.1)$$

für asymptotische Stabilität. Und

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \|\hat{x}_0 - \hat{x}\| = \infty \quad (1.2)$$

für instabiles Systemverhalten.

### Negative Dämpfung

Das Phänomen der negativen Dämpfung wird unter anderem durch Mills [57] und Sinclair [87] beschrieben und bezeichnet einen Instabilitätsmechanismus, bei dem eine mit steigender Relativgeschwindigkeit abfallende Reibkennlinie  $\frac{\partial \mu}{\partial v_{rel}} < 0$  vorausgesetzt wird. Instabiles Systemverhalten tritt auf, sobald der Betrag der positiven Arbeit den Betrag der negativen Arbeit der Dämpfung übersteigt. Untersuchungen von Hülten [42] zeigen jedoch, dass unter realen Bedingungen die durch Materialdämpfung dissipierte Energie die Anregungsenergie durch die fallende Reibkennlinie in allen Fällen übersteigt. Somit ist das beschriebene Phänomen als Ursache für das Bremsenquietschen in Frage zu stellen.

### Kinematische Instabilität

Die Theorie der kinematischen Instabilität beruht auf der Annahme, dass bestimmte geometrische Bedingungen zunächst zur Selbsthemmung und anschließend zum

Gleiten durch elastische Deformation aufgrund der, durch die Selbsthemmung bedingten Reibkräfte, führen. Durch die geometrische Kopplung kommt es zur Schwankung der Reibkraft und zur Schwingung der durch Reibung gekoppelten Körper. Ein anschauliches Modell zur Beschreibung der kinematischen Instabilität ist in [90] vorgestellt.

### Reiberregtes Flattern

Reiberregtes Flattern ist nach Stand der Wissenschaft [1], [2] der relevanteste Mechanismus zur Erklärung des Bremsenquietschens. Hierbei führen bei dynamischen Systemen mit mehreren Freiheitsgraden nichtsymmetrische Systemmatrizen zum Auftreten von instabilen Lösungen für eine beliebige Anfangsstörung des Systems. Mit Hilfe der Eigenwerte lässt sich die Stabilität eines untersuchten Systems bestimmen. Weist mindestens ein Eigenwert einen positiven Realteil auf, führt dies zum Aufklingen der Lösung und somit zu instabilem Systemverhalten. Ein Minimalmodell eines reiberregten Systems mit instabilen Parameterbereichen wird in [3] vorgestellt. Anhand dieses Modells lassen sich die Parameterabhängigkeit der Stabilität sowie das Phänomen der Interaktion der Schwingungsmoden des Systems darstellen. Übertragen auf das Bremssystem bedeutet dies, dass die Kräfte aufgrund Reibung im Kontakt zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe zu nicht symmetrischen Systemmatrizen und in bestimmten Betriebsparameterbereichen zum Auftreten von instabilen Lösungen [4], [5] und Grenzykelschwingungen [6], [7] führen, die als Bremsenquietschen wahrnehmbar sind. Für detailliertere Betrachtungen hinsichtlich der Stabilität in Abhängigkeit von Systemparametern sowie der unterschiedlichen Varianten modaler Interaktionen wird an dieser Stelle auf die Arbeiten von [8], [9], [10], [11] verwiesen.

Aufgrund der Relevanz für das Bremsenquietschen wird das Systemverhalten in Betriebsparameterbereichen, die das Flatterphänomen zeigen, in Kapitel 3 anhand eines Minimalmodells untersucht. Besonderes Augenmerk liegt dabei auf dem Verlauf und der Interaktion der Schwingungsmoden in Abhängigkeit der Betriebsparameter. Ziel der Modellbetrachtung ist die Beschreibung des Systemverhaltens anhand charakteristischer Größen sowie die Auswahl geeigneter Größen zur Systemcharakterisierung und Bewertung im Rahmen von experimentellen Untersuchungen.