

# Abschlussbericht

zu dem IGF-Vorhaben 16799 N

***Rechnergestützte Verfahren zur Entwicklung geräuscharmer Bremsen***

**der Forschungsstellen**

*Fachgebiet Mechatronische Maschinendynamik (MMD), Institut für Mechanik, TU Berlin*

Nils Gräbner, Utz von Wagner,

*Fachgebiet Numerische Mathematik (NuM), Institut für Mathematik, TU Berlin*

Sarosh Quraishi, Christian Schröder, Volker Mehrmann,

*Institut für Mechanik und Meerestechnik (MuM), TU Hamburg-Harburg*

Merten Tiedemann, Norbert Hoffman

## 1. Einleitung

Quietschen von Kfz-Scheibenbremsen ist ein typisches NVH (Noise Vibration Harshness) Komfortproblem in der Automobilindustrie. Es erfordert nach jetzigem Stand hohen Aufwand bei der Problemlösung, da Simulationsmethoden nur einen bedingt prädiktiven Charakter aufweisen und die Übereinstimmung mit Experimenten oft nur schlecht ist. Innerhalb des Vorhabens sollte verschiedenen bei der aktuellen Vorgehensweise festgestellten Fragestellungen und Defiziten nachgegangen werden. So konnten grundlegende Aspekte der Modellbildung (Validität der Modelle) und der Einfluss passiver Abhilfemaßnahmen überprüft und der Einfluss sowie die große Bedeutung von Fügestellen in bisher nicht gekannter Detaillierung abgebildet werden. Bei der mathematischen Behandlung der Nichtlinearitäten und der aus den linearisierten Modelle resultierenden Eigenwertprobleme konnten schließlich neue Methoden entwickelt werden, die die Grenze des simulationstechnisch machbaren deutlich über den bisherigen Stand der Wissenschaft und Technik hinaus verschieben. Die Implementierung dieser neuen Erkenntnisse erfolgt in erster Linie in Finite Elemente Programme die typischerweise von KMU als Dienstleister der Automobilhersteller entwickelt und vertrieben werden.

Im Folgenden werden die mit den Beiträgen der Industriepartner erzielten Arbeitsergebnisse der Fachgebiete Mechatronische Maschinendynamik der TU Berlin (MMD, Numerische Mathematik der TU Berlin (NuM) sowie Mechanik und Meerestechnik der TU Hamburg-Harburg (MuM) dargestellt.

## 2. Durchgeführte Arbeiten und Arbeitsergebnisse

### Arbeitspakete Mechanische Modellbildung (MMD, NuM)

#### ○ Aufbereitung eines industriellen Bremsenmodells

Dem Fachgebiet MMD wurde durch die AUDI AG ein FE-Bremsenmodell einer innenbelüfteten Kfz-Scheibenbremse übergeben. Dieses Modell wurde zunächst hinsichtlich seiner mechanischen Modellierung (Geometrie, Randbedingungen, Kontaktbedingungen und Fügestellenmodellierung) untersucht und teilweise überarbeitet. Da das Bremsenmodell in Abaqus modelliert wurde, musste es zunächst in den FE-Code PERMAS der Firma INTES übersetzt werden.

Das Exportieren der Systemmatrizen ist in PERMAS möglich. Für die weitere Verwendung der Matrizen war es jedoch nötig, diese in ein gängiges Format zu übersetzen wofür ein Skript geschrieben wurde. Die Systemmatrizen wurden an das Fachgebiet NuM zur Systemreduktion bzw. Lösung des Eigenwertproblems übergeben. Dort wurden die in den Arbeitspaketen zur Mathematischen Modellbildung entwickelten Methoden benutzt, um erfolgreich ein reduziertes System zu bestimmen.

#### ○ Klären des üblichen Verfahrens zur Modellierung des Bremsenquietschens

Es erwies sich als sinnvoll, zunächst das übliche Verfahren zur Untersuchung eines Bremssystems hinsichtlich des Geräuschverhaltens genauer zu durchleuchten, was zusammen mit INTES geschah. Dieses beinhaltet eine statische nichtlineare Rechnung in welcher unter Berücksichtigung des Bremsdrucks der Kontaktzustand ermittelt wird. In einer weiteren statischen Rechnung wird der Deformations- und Spannungszustand unter der durch die Rotation der Brems Scheibe wirkenden Zentrifugallast ermittelt. Dies ermöglicht die Berücksichtigung von gyroskopischen Einflüssen. Nach diesen Schritten werden die linearen Differentialgleichungen des Gesamtsystems erstellt und unter Vernachlässigung der Dämpfung sowie der nichtsymmetrischen Anteile in der Steifigkeitsmatrix die reellen Eigenwerte und Eigenvektoren bestimmt. Auf Grundlage dieser Ergebnisse wird das Gesamtsystem reduziert und die komplexen Eigenwerte, welche dann Auskunft über das Stabilitätsverhalten des Bremssystems geben, bestimmt.

#### ○ Verifikation des Verfahrens an Hand von Minimalmodellen

Zur Verifikation des Verfahrens und zur Überprüfung, ob gyroskopische und zirkulatorische Einflüsse korrekt berücksichtigt werden, wurden spezielle Minimalmodelle (z.B. basierend auf dem Taumelscheibenmodell aus [1]) erstellt, die jeweils einzelne Effekte abbilden. Da diese Modelle überschaubar in ihrer Komplexität sind, können sie noch analytisch und nachvollziehbar gelöst werden. Diesen Lösungen wurden dann Ergebnisse aus FE-Rechnungen gegenübergestellt. Es wurden die folgenden Effekte untersucht:

- reibungsinduzierte Dämpfung
- viskose Dämpfung
- gyroskopische und zirkulatorische Effekte
- unsymmetrische Massenmatrix

Es stellte sich heraus, dass alle Effekte außer einer unsymmetrischen Massenmatrix in dem FE-Programm PERMAS abgebildet werden. Damit besteht nunmehr eine erhöhte Sicherheit über die Umsetzung quietschrelevanter Effekte in die FE-Modelle. Des Weiteren wurde gezeigt, dass die für

die Lösung des hochdimensionalen nichtsymmetrischen quadratischen Eigenwertproblems verwendete Unterraumprojektion Einfluss auf die Ergebnisse hat.

○ Verbesserungen bei der Durchführung von Parameterstudien bei großen FE-Modellen

Verschiedene Parameter im Bremsenmodell sind starken Schwankungen ausgesetzt. So ist z.B. die Rotationsgeschwindigkeit der Bremsscheibe oder der Bremsdruck direkt vom jeweiligen Betriebspunkt abhängig. Aber auch andere Parameter, wie der Reibbeiwert oder die Steifigkeit des Reibmaterials, können mitunter stark streuen. Aus diesem Grund ist es notwendig, aufwändige und zeitintensive Parameterstudien durchzuführen. Es wurde ein Verfahren entwickelt, das es ermöglicht, den Einfluss verschiedener Parameter in Polynomform in den Systemmatrizen abzubilden. Dieses Verfahren wurde für den Reibbeiwert getestet und lieferte innerhalb des für diesen Parameter üblichen Bereichs von  $\mu=0,1$  bis  $\mu=0,7$  gute Ergebnisse.

○ Experimentelle Untersuchungen an Einzelkomponenten der Bremse

Für die Validierung des FE-Modells wurden zunächst Messungen an den Komponenten Bremsscheibe, Bremshalter und Bremssattel durchgeführt. Mit Hilfe einer experimentellen Modalanalyse konnten für diese Bauteile die Eigenfrequenzen sowie die dazugehörigen Schwingformen identifiziert werden. Der Vergleich mit den Ergebnissen des FE-Modells ergab keine zufriedenstellende Übereinstimmung. Für den Halter konnte das Modell durch Variation der Materialparameter an die Messungen angepasst werden. Das Gesamtmodell zeigte dagegen gute Übereinstimmung.

○ Experimentelle Untersuchungen am nichtrotierenden Bremssystem

Ziel dieser Untersuchung war es, das Modell unabhängig von den Einflüssen durch die Rotation der Bremsscheibe und durch den Reibkontakt zu untersuchen. Die Messungen am Gesamtsystem wurden genutzt, um weitere Effekte, welche nicht im Modell enthalten sind, aufzuzeigen. Insbesondere wurde der Einfluss des Reibmaterials, welches sich gegenüber der Vorspannung stark nichtlinear verhält, untersucht.

○ Experimentelle Untersuchungen am rotierenden Bremssystem

Zur Untersuchung des Bremssystems hinsichtlich seiner Quietscheigenschaften wurden in Zusammenarbeit mit MuM diverse Messungen unter realistischen Randbedingungen in Bezug auf die Rotationsgeschwindigkeit, den Bremsdruck sowie der Temperatur durchgeführt. Zur Erfassung der Schwingformen während des Quietschens kam unter anderem ein durch die AUDI AG zur Verfügung gestellter 3D Laserscanner zum Einsatz. In einer weiteren Untersuchung wurde das Verzweungsverhalten, welches maßgeblich durch die Nichtlinearitäten des Systems bestimmt wird, untersucht.

○ Messtechnische Untersuchungen an einem industriellen Bremsenprüfstand

Bei den Projektpartnern AUDI und Opel erfolgten messtechnische Untersuchungen an einem industriellen NVH Bremsenprüfstand. Dabei wurden unter anderem SAE Standardtests durchgeführt. Diese Tests werden auch während der Serienentwicklung von Bremsen durchgeführt und dienen der Untersuchung des Geräuschverhaltens von Bremsen. Ziel der Untersuchungen war es, die Vergleichbarkeit zwischen der Simulation und dem Experiment zu überprüfen.

○ Durchführung von Simulationen mit kommerziellen FE-Programmen

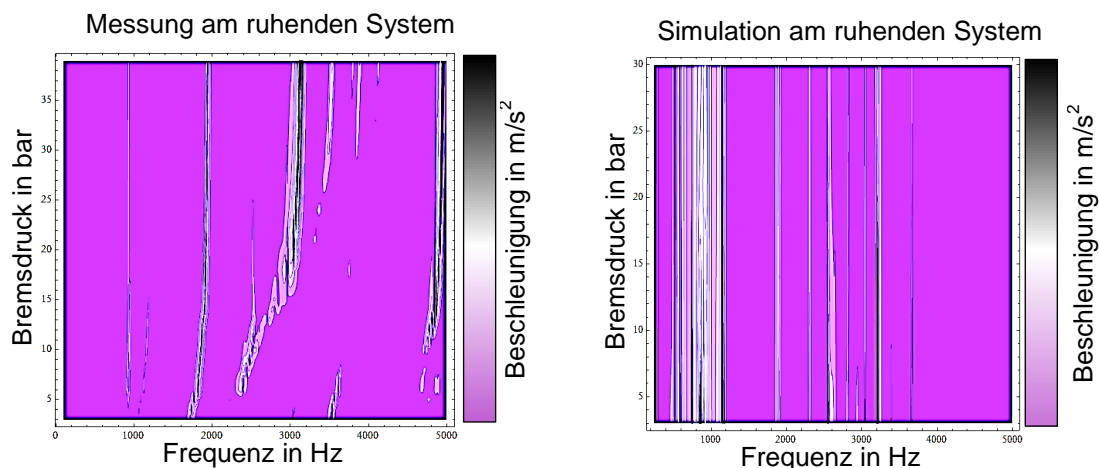
Zur Identifikation von Unterschieden zwischen verschiedenen FE-Programmen und den Messergebnissen wurden diverse Simulationen durchgeführt. Dabei wurden die Programme PERMAS, Abaqus und RADIOSS der Firma Altair verwendet.

○ Vergleich der Messungen mit Simulationsergebnissen

Die Simulation wurde mit dem von AUDI zur Verfügung gestellten Bremsmodell in dem FE-Tool PERMAS durchgeführt. Hierbei wurden die Randbedingungen an die Messungen angepasst. Es erfolgten Simulationen am System mit ruhender Bremscheibe sowie unter Variation der Drehzahl und des Bremsdrucks.

Es wurde ein Bremsmodell hinsichtlich seiner mathematischen und mechanischen Modellierung untersucht und angepasst. Das Modell bildet die Grundlage für weitere Untersuchungen. Des Weiteren wurde das Verfahren der komplexen Eigenwertanalyse, das üblicherweise zur Untersuchung von Bremsenquietschen verwendet wird, verifiziert. Es stellte sich heraus, dass die wesentlichen Effekte berücksichtigt werden.

Ziel des Vorhabens war es vor allem, Fehler in der Simulation des Bremsenquietschens zu identifizieren und Möglichkeiten aufzuzeigen, wie diese verringert werden können. Aus diesem Grund wurden weiterführende Untersuchungen hinsichtlich der Modellierungstiefe durchgeführt. Für die zur Verfügung gestellte Bremse zeigte die Untersuchung der Einzelkomponenten Abweichungen zwischen Experiment und Simulation (Abbildung 1). Dieser Abweichungen sollten durch ein besseres Abbilden der Geometrie sowie die Vernetzung vermieden werden können. Die Untersuchung des Gesamtsystems im ruhenden Zustand ergab, dass der Einfluss des Bremsdrucks auf das dynamische Verhalten der Bremse nicht im Modell enthalten ist. Während die reale Bremse eine deutliche Abhängigkeit gegenüber dem Bremsdruck zeigt, ist diese in der Simulation kaum zu erkennen.



**Abbildung 1: Gemessene (links) und simulierte (rechts) Beschleunigungsverläufe über der Frequenz und dem Bremsdruck. Das Bremssystem wurde im nicht rotierenden Zustand betrachtet und mit einem Shaker angeregt. Die Beschleunigungsverläufe wurden an einem Punkt auf der Bremscheibe in Normalenrichtung gemessen bzw. berechnet.**

Die Ursache liegt vermutlich in dem Reibmaterial, welches mit zunehmender Vorspannung ein progressives Verhalten bezüglich der Steifigkeit zeigt. Am Fachgebiet MMD steht bereits eine Technologie zur Verfügung, um dieses Verhalten bezüglich des Elastizitätsmoduls zu messen [2].

Die Simulation des Bremssystems mit rotierender Bremsscheibe ergab in dem Frequenzbereich von 0 bis 5000 Hz sieben kritische Eigenwerte mit positivem Realteil. In Abbildung 2 sind diese unter Variation der Drehzahl dargestellt. Die dazugehörigen Schwingformen sind für vier davon in Abbildung 4 dargestellt. Zum Vergleich der Simulationsergebnisse mit der realen Bremse wurde ein SAE M60 c-3 Tests auf dem industriellen Prüfstand durchgeführt (Abbildung 3). Die auf dem Prüfstand am Fachgebiet MMD durchgeführten Messungen ergaben ähnliche Ergebnisse wie die Simulation. Es konnten Schwingformen während des Quietschens aufgezeichnet werden, welche in Bezug auf die Frequenz und die Schwingform gute Übereinstimmungen ergaben.

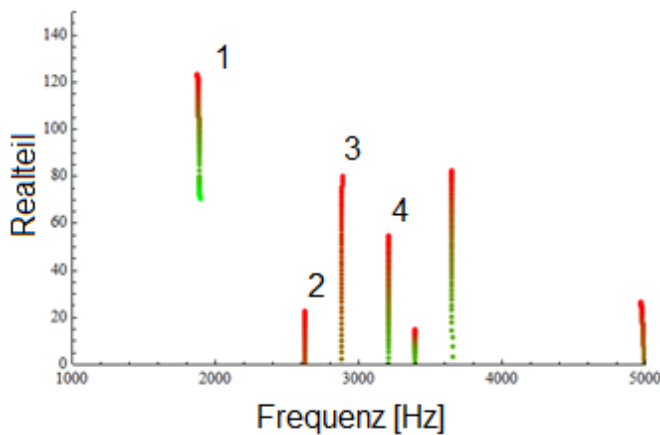


Abbildung 2: Eigenwerte mit positivem Realteil aus der komplexen Eigenwertanalyse (KEA) unter Variation der Drehzahl (rot: 20 U/s grün 1 U/s).

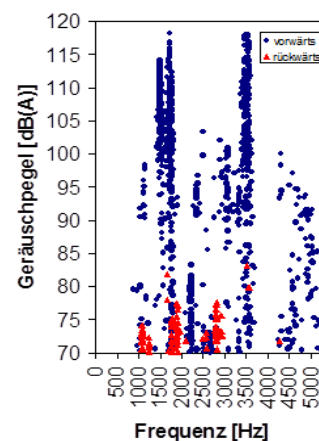


Abbildung 3: Ergebnis aus einem SAE M60 c-3 Test der Bremse ohne Shim.

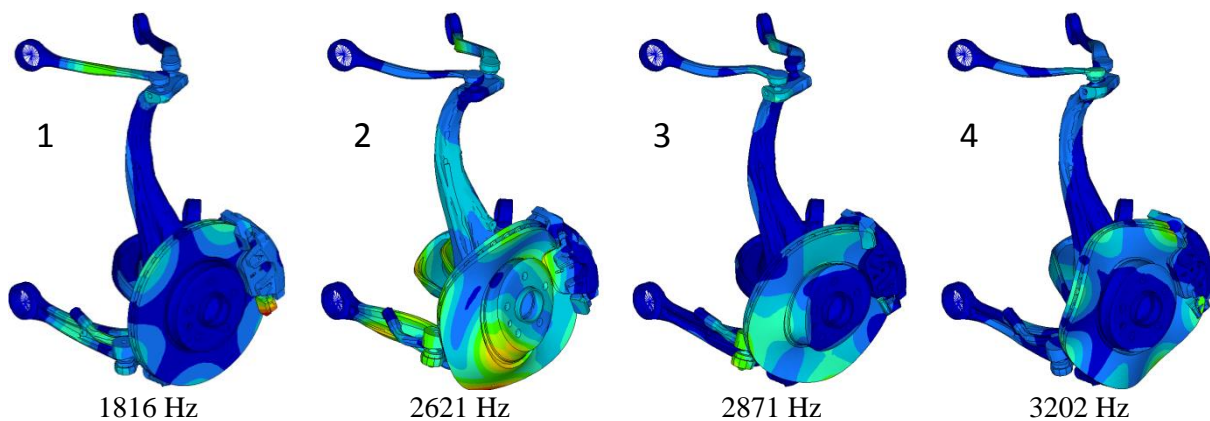


Abbildung 4: Schwingformen zu den ersten vier Eigenwerten mit positivem Realteil.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die Modellierung in Bezug auf die Einzelkomponenten im Vergleich mit der experimentellen Untersuchung Unterschiede aufwies, wo hingegen die Betrachtung des Gesamtsystems mit allen relevanten Effekten zu guten Ergebnissen führte. Oft ist es üblich, die Kompletmodelle an experimentelle Ergebnisse anzupassen. Empfohlen werden kann die folgende Vorgehensweise:

- Validierung des Modells zunächst auf Basis der Einzelkomponenten.
- Validierung des Modells am nichtrotierenden Gesamtsystem.
- Verwendung eines vorspannungsabhängigen Materialgesetzes des Reibmaterials für die Berücksichtigung des Einflusses des Bremsdrucks.
- Implementierung eines temperaturabhängigen Reibgesetzes zur Berücksichtigung der Temperatur.

Hieraus ergibt sich, dass neben der Drehzahl weitere Parameter im Modell enthalten sind, wodurch die Lösung des Eigenwertproblems deutlich komplexer wird. Zum Lösen des parameterabhängigen Eigenwertproblems wurden durch NuM neue Methoden entwickelt und erprobt.

Neben den bereits erörterten Ursachen für eine unbefriedigende Übereinstimmung zwischen experimenteller und numerischer Untersuchung konnten zusätzliche Fehler bei der Lösung des Eigenwertproblems identifiziert werden [3]. Der Vergleich der unterschiedlichen Simulationsprogramme ergab, dass diese grundsätzlich ähnliche Ergebnisse erzielten.

## **Arbeitspakete Mathematische Methoden (NuM)**

### ○ Lösungsalgorithmen für Eigenwertprobleme

Nach Analyse der von MMD gelieferten Testmodelle fiel die Entscheidung gegen das Vernachlässigen der Dämpfungsterme und stattdessen für eine Lösung des vollständigen quadratischen nichtsymmetrischen Problems. Als Basis für die Lösungsmethode wurde der Shift-Linearize-Invert-Ansatz verwendet.

Dieser wurde als MATLAB-Prototyp implementiert und mit den bisherigen Lösungsansätzen anhand der Testbeispiele verglichen. Im Fehlervergleich stellt man fest, dass trotz einer Systemreduktion auf 10% der ursprünglichen Größe, eine Erhöhung der Genauigkeit der Eigenwerte um zwei Größenordnungen erreicht wird. Diese Testergebnisse zeigen die Überlegenheit des neuen Ansatzes.

Anschließend wurde die Methode um eine Eigenwertskalierung und eine Diagonalskalierung erweitert. Beides erhöht die Robustheit der Methode. Weiterhin wurde einiger Aufwand in das Testen und Perfektionieren der MATLAB-Implementierung investiert. Die Methode ist im Detail in (P.8) beschrieben.

Die Methode wurde an Testproblemen, die von der Forschungsstelle MMD zur Verfügung gestellt wurden, angewendet. Es zeigte sich, dass die Methode zuverlässig und robust die gewünschten Eigenwerte berechnet. Die neue Methode ist etwas aufwändiger als die bisherige, aber viel robuster. Insbesondere bei großen Modellen konvergiert die bisherige Methode de facto nicht, während die neue Methode noch Eigenwerte und -moden (genauer Näherungen exzellenter Güte) liefert.

Es stellte sich weiterhin heraus, dass eines der Testprobleme schlecht gestellt ist. Der Grund für das schlechte Verhalten des Testproblems wurde analysiert (es war die Ersetzung von starren Verbindungen durch steife Federn) und die Erkenntnisse sind in einen Leitfaden zur Modellerstellung eingeflossen.

### ○ Modellreduktion

Die Arbeiten bzgl. der Modellreduktion der parameterabhängigen quadratischen Eigenwertprobleme bestanden aus der Auswahl und Implementierung einer geeigneten Methode. Auf Grund der Analyse wurde sich für die Projektion auf einen niedrig-dimensionalen nicht parameterabhängigen Teilraum entschieden. Dieser wird mittels der proper-orthogonal-decomposition (POD)-Ansatzes bestimmt. Dafür werden die relevanten Eigenvektoren für verschiedene Parameterwerte berechnet (siehe Eigenwertprobleme), und anschließend die dominanten Richtungen unter ihnen als Projektionsraum ausgewählt. Diese POD-Methode wurde zuerst zu Testzwecken in MATLAB implementiert.

Gegenstand der späteren Untersuchungen war ein neues Bremsenmodell, das uns bereitgestellt wurde. Dieses neue Modell besitzt mit 1,2 Millionen Freiheitsgraden nochmals eine höhere Dimension als die bisherigen Modelle und stellt entsprechende Anforderungen an die verwendeten Methoden und Rechner. Wir berechneten reduzierte Modelle mit der POD-Methode und untersuchten Konvergenz der relevanten Eigenwerte und -vektoren. Die Methode ist ebenfalls im Detail in (P.8) beschrieben.

Die POD-Methode wurde auf das Testproblem angewandt und hat vielversprechende Ergebnisse erzielt. In der Abbildung 5 sieht man den Fehler  $\Delta$  im berechneten Eigenwert (links) bzw.  $\theta_1$  im Eigenvektor (rechts), jeweils aufgetragen über der Dimension des Projektionsraumes. Die traditionelle Methode ist rot dargestellt, die neue Methode (mit verschiedenen Optionsparametern – daher mehrere Kurven) in grün (Abbildung 5). Man erkennt leicht, dass sowohl die Eigenwerte als auch die Eigenvektoren wesentlich akkurater vorhergesagt wurden.

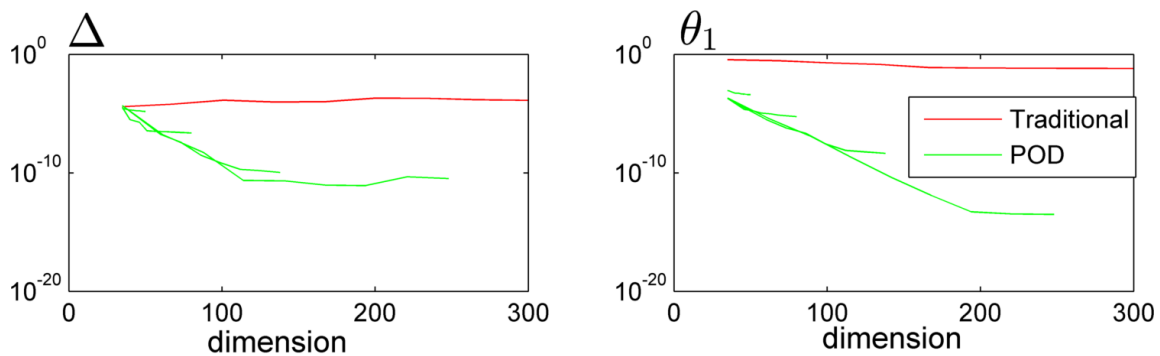


Abbildung 5: Fehler im berechneten Eigenwert (links) bzw. im Eigenvektor (rechts)

In einem weiteren Test wurden die berechneten Eigenwerte der neuen Methoden mit denen der traditionellen verglichen. Von Interesse sind nur die Eigenwerte mit positivem Realteil. In der Abbildung 6 sind die berechneten Eigenwerte der traditionellen Methode mit + und die der neuen Methode durch o gekennzeichnet, die Farbe spiegelt das Residuum wieder (rot= $10^{-7}$  bis blau= $10^{-11}$ ). Man erkennt, dass die Methoden bei einigen Eigenwerten übereinstimmen, bei anderen aber auseinandergehen, bei einigen stimmt nicht einmal das Vorzeichen des Realteils (das ja über die Stabilität dieser Eigenmode entscheidet) überein. Man sieht weiter, dass die Residuen der neuen Methode durchgängig geringer sind.

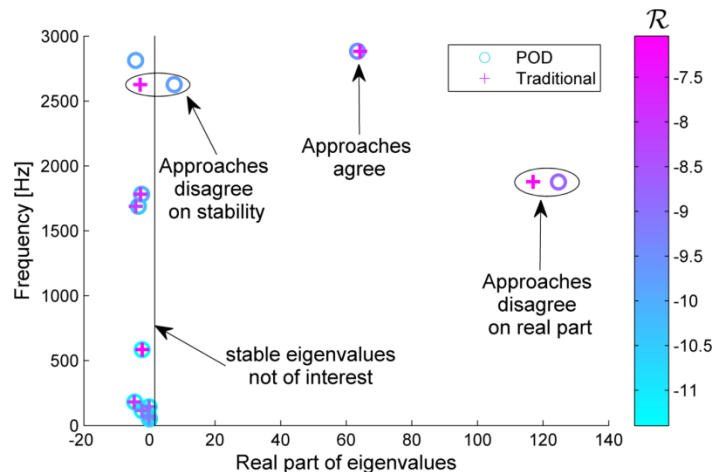


Abbildung 6: Darstellung der berechneten Eigenwerte der reduzierten Systeme mit Residuum

Selbst für dieses hochdimensionale Modell arbeitete die Reduktionsmethode sehr zufriedenstellend. In der Abbildung 7 sieht man den Fehler in den berechneten Eigenwerten (links) und Eigenvektoren (rechts), jeweils aufgetragen über die Dimension des reduzierten Modells. Die traditionelle Methode ist rot dargestellt, die POD-Methode in blau. Wie man sieht erreicht die POD-Methode bei diesem hochdimensionalen Problem bei einer reduzierten Größe von 30 einen Fehler von  $10^{-7}$ . Dagegen erreicht die traditionelle Methode selbst mit Größen von 300 nur einen Fehler von  $10^{-3}$ .

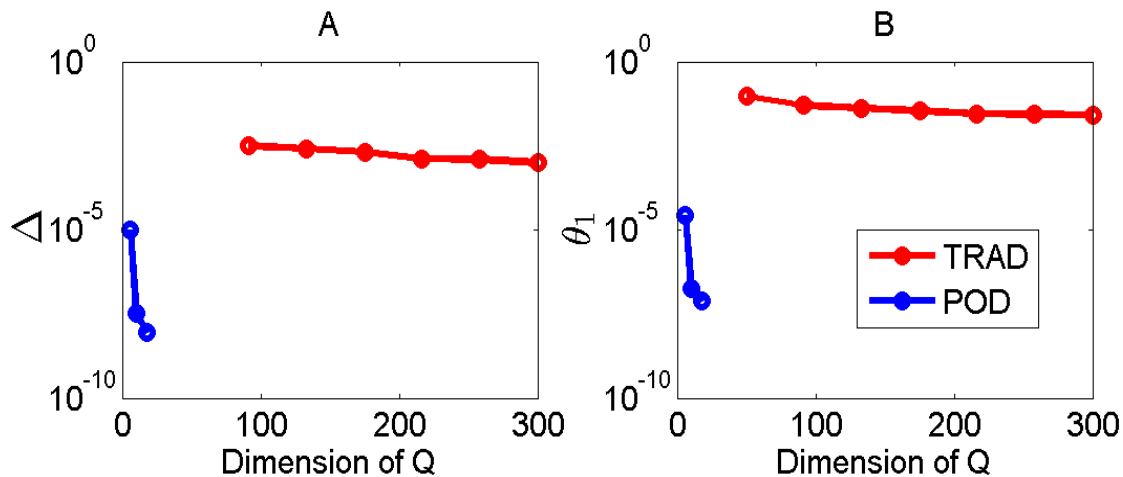


Abbildung 7: Fehler im berechneten Eigenwert (links) bzw. im Eigenvektor (rechts), hochdimensionales Modell

o Adaptive Methoden zur FE-Diskretisierung

Bei der Untersuchung der hochdimensionalen Modelle fiel auf, dass sie extrem nah zu schlecht gestellten Problemen sind (singuläre Büschel). Dagegen würde die Verwendung adaptiver Gitter helfen, diese sind jedoch beim hier verwendeten „direct discrete modelling“ nicht anwendbar. Bei der Ursachen-Suche für die schlechte Problemerkennung fielen ungewöhnlich große Einträge in der Steifigkeits-Matrix auf, weshalb wir deren Einfluss anhand kleiner Masse-Dämpfer-Systeme beispielhaft untersuchten. Wir haben eine starre Verbindung durch eine sehr steife Feder ersetzt.

Für beide Varianten wurde dann eine Sensitivitätsanalyse der Eigenwerte durchgeführt. Dies geschah in Form einer Rückwärts-Fehler- bzw. Pseudospektrums-Analyse, die untersucht, in welchem Ausmaß eine kleine Änderung der Systemmatrizen festgelegter Norm die Eigenwerte beeinflussen kann.

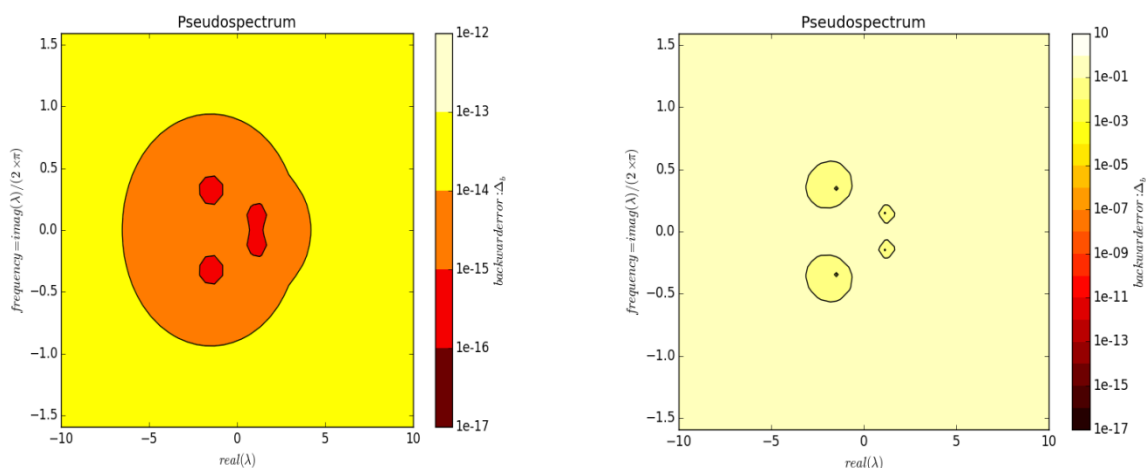


Abbildung 8: Pseudospektren der beiden Systemvarianten: mögliche Orte von Eigenwerten bei Störungen an den Systemmatrizen verschiedener Größenordnung



In den Sensitivitätsexperimenten konnten wir einen großen Unterschied zwischen den beiden Systemvarianten erkennen. Bei der Variante mit steifer Feder können Matrizenänderungen der Größe  $10^{-14}$  die Eigenwerte stark verschieben (Abbildung 8 links, oranger Bereich). Selbst kleinste Störungen, wie sie bei der numerischen Lösung der Eigenwertprobleme unausweichlich auftreten, können die zu berechnenden Eigenwerte also stark ändern - den numerischen Ergebnissen kann so nicht vertraut werden! Ganz anders bei der Variante mit starrer Verbindung (rechte Abbildung gelber Bereich). Hier bedarf es einer großen Störung von  $10^{-1}$  um die Eigenwerte nennenswert zu verschieben. Man kann aus diesen Ergebnissen schließen, dass bei Eigenwertberechnungen immer auch eine Pseudospektralanalyse durchgeführt werden sollte. Ergibt sich hierbei eine hohe Sensitivität, zum Beispiel durch Verwendung übermäßig steifer Federn, ist bei der Bewertung und Verwendung der numerischen Ergebnisse Vorsicht geboten.

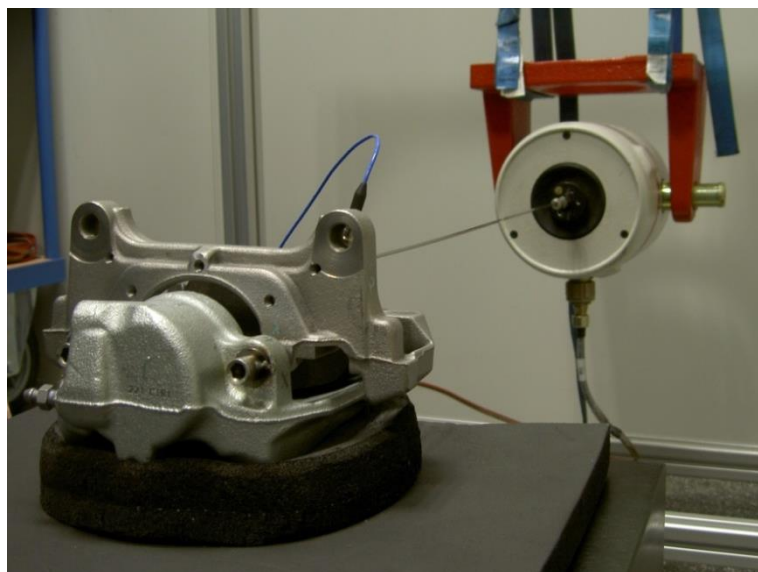
- Schnittstellen

Am Institut wird die Forschungsprogrammierungsumgebung MATLAB eingesetzt, welche ein schnelles Prototyping ermöglicht, dies allerdings auf Kosten der Ausführungsgeschwindigkeit erreicht. Aus diesem Grund wird in der Wirtschaft vorwiegend auf performantere Sprachen wie C oder Python zurückgegriffen. Aus diesem Grund wurde der erforschte Algorithmus in Python reimplementiert.

## **Arbeitspakete Dämpfungseigenschaften (MuM)**

- Identifikation dominanter Dämpfungseffekte

Zur Identifikation der dominanten Dämpfungseffekte im untersuchten Bremssystem wurden zunächst experimentelle Modalanalysen aller Einzelbauteile des Bremssystems durchgeführt. Diese Untersuchungen umfassen die Bremscheibe, den Bremsträger, den Bremssattel sowie den Bremsbelag. Mit Hilfe der experimentellen Modalanalyse ist es möglich, neben den Eigenfrequenzen und den Schwingformen auch die modalen Dämpfungen zu bestimmen. Die modale Dämpfung resultiert im Falle von Einzelbauteilen aus der Materialdämpfung des Bauteils. Zur Bestimmung der modalen Parameter werden die Bauteile mit einem Impulshammer angeregt und die Beschleunigung über Beschleunigungssensoren gemessen. Aus diesen Messgrößen können dann die Übertragungsfunktionen gebildet und die modalen Parameter abgeleitet werden.



**Abbildung 9: Versuchsaufbau zur Untersuchung des Fügestelleneinflusses auf die Energiedissipation**

Zur Untersuchung des Einflusses der Fügestellen auf die Energiedissipation im Bremssystem wurde ein Versuchsaufbau bestehend aus Träger, Sattel und Belag definiert (siehe Abbildung 9). Aufgrund der Nichtlinearitäten, die durch die Fügestellen ins System eingebracht werden, ist eine Anregung mit einem gestuften Sinussignal über einen Shaker notwendig. Dies entspricht der messtechnischen Umsetzung der Methode der harmonischen Balance: die Anregungsenergie wird in einer Frequenz konzentriert und die harmonische Antwort der Struktur im eingeschwungenen Zustand gemessen. Wiederum wurden die modalen Dämpfungen bestimmt, die sich in diesem Fall aus Materialdämpfung und dissipativen Effekten in den Fügestellen zusammensetzen.

Nachdem erste Untersuchungen gezeigt hatten, dass es sich bei den Einzelbauteilen des Bremssystems (mit Ausnahme des Bremsbelages) um leicht gedämpfte Strukturen handelt und dass die Energiedissipation in Füge- und Kontaktstellen einen dominanten Dämpfungseinfluss darstellt, wurden weitere numerische und experimentelle Untersuchungen zur Klärung dieses Phänomens durchgeführt.

Es wurden umfangreiche experimentelle Studien an einer Baugruppe bestehend aus Bremsträger, Bremssattel und Bremsbelag durchgeführt. Der Fokus lag dabei auf der Untersuchung des Einflusses der Kontaktstelle zwischen Belagohren und Träger auf das dynamische Verhalten der Baugruppe, insbesondere auf deren Dämpfung. Zu diesem Zweck wurde die Baugruppe sowohl mit kraft- als auch mit beschleunigungsregelten gestuften Sinussignalen angeregt und die Systemantwort gemessen. Die Beschleunigungsregelung wurde derart umgesetzt, dass zuvor definierte Verschiebungsamplituden in der Kontaktstelle eingestellt werden konnten. Dies ist entscheidend, da die Energiedissipation im Kontakt unter Annahme trockener Reibung von der Verschiebungsamplitude abhängt.

Des Weiteren wurden unterstützend numerische Untersuchungen durchgeführt. Hierbei wurden Eigenvektoren von Einzelbauteilen über rechnerische Modalanalysen berechnet und visualisiert. Die so erzeugten Ergebnisse bilden eine wichtige Informationsbasis für die Interpretation der experimentellen Ergebnisse.

Nachdem Untersuchungen an den Einzelbauteilen und an einer Baugruppe durchgeführt worden waren, war der nächste Schritt die Untersuchung des Gesamtsystems Bremse, um einen Überblick über die auf den unterschiedlichen Systemebenen greifenden Dämpfungseffekte zu gewinnen. Zu diesem Zweck wurde das im Projekt untersuchte Bremssystem am Bremsenprüfstand der TU Berlin aufgebaut. Notwendige Messtechnik wurde von der AUDI AG zur Verfügung gestellt. Es wurden Betriebsschwingformen der bekannten Quietschfrequenzen aufgenommen, Frequenzgänge bei Fremdanregung bei unterschiedlichen Frequenzgängen sowie Zeitsignale beim Quietschen gemessen. Insbesondere aus den Frequenzgängen lassen sich Rückschlüsse auf das Dämpfungsniveau des Gesamtsystems ziehen und über den Vergleich mit den Einzelteil- sowie Baugruppenergebnissen auf die dominanten Dämpfungseffekte schließen.

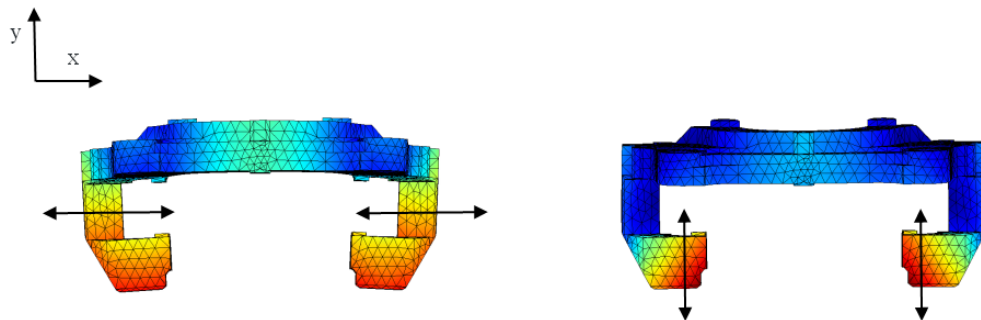
Die Auswertung der Messergebnisse zeigt, dass die modale Dämpfung der Metallbauteile (Träger, Sattel, Scheibe) deutlich unter einem Prozent liegt. D.h. es handelt sich um leicht gedämpfte Strukturen. Der Bremsbelag weist eine deutlich höhere modale Dämpfung von bis zu vier Prozent auf.

Die Versuche an der Baugruppe zeigen, dass die Fügestellendämpfung einen großen Beitrag zur Energiedissipation leistet. Die gemessenen modalen Dämpfungen liegen deutlich über denen der Einzelbauteile aus Metall. Welche Kontaktstellen von besonderer Wichtigkeit sind, wird durch

weitere experimentelle Untersuchungen an der Baugruppe bestehend aus Belag, Sattel und Träger geklärt werden.

Die Untersuchungen verdeutlichen, dass die Dämpfung ausgehend vom Einzelbauteil über die Baugruppe bis zum Gesamtsystem Bremse stark ansteigt. Dabei gilt es zu berücksichtigen, dass die Einzelbauteile keine Fügestellen, die Baugruppe einzelne Fügestellen und das Gesamtsystem zahlreiche Fügestellen aufweist.

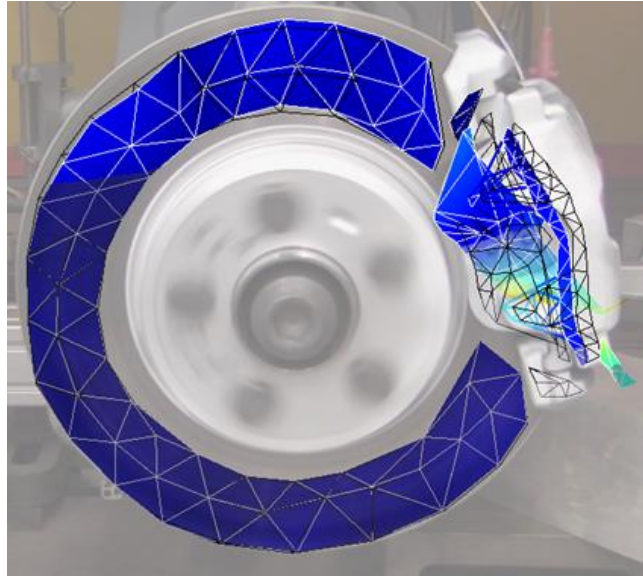
Die Auswertung der Ergebnisse zeigt eindeutig, dass die Energiedissipation in Füge- und Kontaktstellen gegenüber der Energiedissipation durch Materialdämpfung dominiert. D.h. lokale Dämpfungseffekte dominieren gegenüber verteilten Effekten. Damit kann auch die Beobachtung erklärt werden, dass der Einfluss der Fügestellen auf das Dämpfungsniveau stark schwingformabhängig ist. Je nachdem wie die Schwingform ausgeprägt ist, stellen sich unterschiedliche Amplituden in den Fügestellen ein. Unter Berücksichtigung der Tatsache, dass die Fügestelleneffekte von der Verschiebungsamplitude abhängen, führt dies wiederum zu einem unterschiedlichen Beitrag zur Gesamtenergiedissipation.



**Abbildung 10: Erste Schwingform (links) und fünfte Schwingform (rechts) des Bremsträgers**

Dies soll beispielhaft an Abbildung 10 erläutert werden, in dem zwei Schwingformen des Bremsträgers dargestellt sind. Die erste Schwingform zeichnet sich durch eine kleine Bewegung der Trägerarme in x-Richtung aus. Dies entspricht einer kleinen Relativbewegung zwischen Belagohren und Träger. Die fünfte Schwingform hingegen zeichnet sich durch eine starke Relativbewegung an der Kontaktstelle in y-Richtung aus. Vergleicht man nun die gemessenen modalen Dämpfungen der Baugruppe für beide Szenarien, so wird deutlich, dass die Schwingform mit der großen Relativbewegung in der Kontaktstelle deutlich stärker gedämpft ist.

Die Suche nach dem dominanten Dämpfungseffekt kann somit als Suche nach der dominanten Fügestelle umformuliert werden. Die Betriebsschwingformen des untersuchten Bremssystems (siehe Abbildung 11) legen nahe, dass die Kontaktstellen zwischen Belagohren und Träger ein Kandidat sind.



**Abbildung 11: Gemessene Betriebsschwingform eines 3.4 kHz Geräusches**

Dort treten die größten Relativverschiebungen auf. Abschließend lässt sich sagen, dass bei jedem Bremssystem die Dämpfungseffekte anders über das System verteilt sein werden. Die Untersuchungen haben jedoch gezeigt, dass neben der Materialdämpfung des Belages Energiedissipation in Füge- und Kontaktstellen einen erheblichen Einfluss auf das dynamische Verhalten des Bremssystems haben. Daher sollten diese sowohl in Form von Geräuschmaßnahmen als auch in der Modellierung stärker berücksichtigt werden.

○ Quantifizierung durch Variantenrechnung

Es wurden Untersuchungen an Minimalmodellen zum Einfluss der Dämpfungsmodellierung auf das Kopplungs- und Instabilitätsverhalten des Bremssystems durchgeführt. Zu diesem Zweck wurde über verschiedene in der Literatur beschriebene Ansätze (z.B. Rayleigh-Dämpfung) aus einer entkoppelten modalen Dämpfungsmatrix eine physikalische Dämpfungsmatrix bestimmt.

Des Weiteren wurden erste Untersuchungen an einem einfachen Finite-Elemente-Modell einer Bremsscheibe durchgeführt. Die im Rahmen des vorhergehenden Arbeitspakets bestimmten modalen Dämpfungen der Bremsscheibe wurden zur Berechnung einer physikalischen Dämpfungsmatrix verwendet. Die Qualität der Modellierung wurde über den Vergleich von gemessenen und (auf Basis des FE-Modells) berechneten Frequenzgängen der Bremsscheibe überprüft.

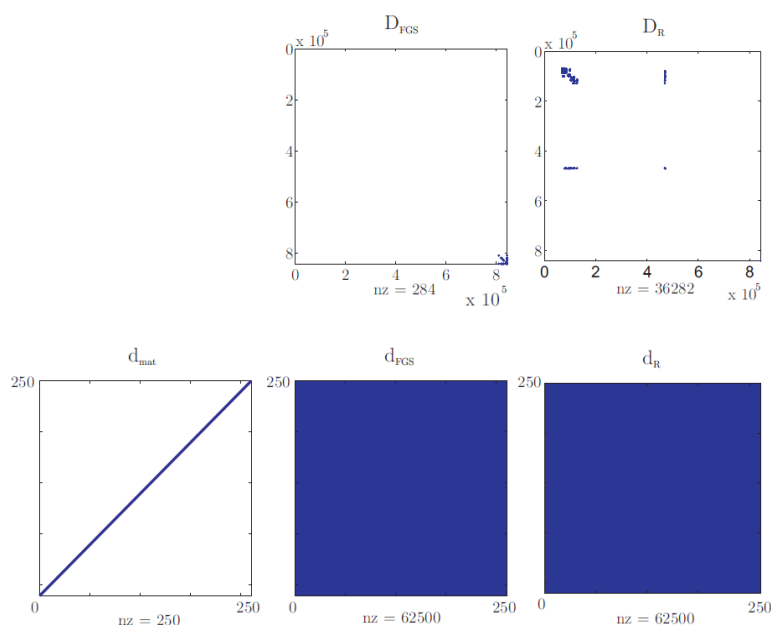
Anschließend wurden Untersuchungen an Finite-Elemente-Modellen zur Quantifizierung der Einflüsse der unterschiedlichen Dämpfungsmechanismen auf das Stabilitätsverhalten von Bremssystemen durchgeführt. Dafür wurden zunächst die Dämpfungsmatrizen aus einem Finite-Elemente-Modell eines kommerziellen Bremssystems von der Simulationsumgebung PERMAS der Firma INTES in die Simulationsumgebung MATLAB exportiert und nach den Dämpfungseffekten, Material-, Fügestellen- und reibungsinduzierte Dämpfung, sortiert. Materialdämpfung beschreibt verteilte Dissipationseffekte in den Bauteilen, wohingegen Fügestellen- und reibungsinduzierte Dämpfung lokale Effekte beschreiben, die in den Fügestellen beziehungsweise in der Kontaktfläche zwischen Belag und Scheibe auftreten. Auf Basis dieser drei hoch-dimensionalen Matrizen wurden dann Parameterstudien durchgeführt. Unter unterschiedlichen Betriebsbedingungen wurde

numerisch untersucht, welchen Einfluss die unterschiedlichen Effekte auf das Stabilitätsverhalten des Systems haben. Dabei wurde insbesondere auf den Besetztheitsgrad der Matrizen (dünnbesetzt, vollbesetzt), die Größe der einzelnen Einträge und den Einfluss auf das Verzweigungsverhalten der Eigenwerte geachtet.

Die Untersuchungen zeigen, dass die Bestimmung einer realitätsgetreuen Dämpfungsmatrix schon auf Bauteilebene problematisch ist. Die Schwierigkeiten haben ihren Ursprung sowohl in der Messtechnik als auch in der Modellierung. Zum einen können nicht alle Größen, die für die realitätsgetreue Abbildung der Dämpfung benötigt werden, gemessen werden. Zum anderen ist die in der Literatur beschriebene Dämpfungsmodellierung stark mathematisch motiviert. Dies führt entweder zu ungenauen oder zu rechen- und speicherintensiven Beschreibungen der Dämpfung, die i.d.R. beide unphysikalisch sind.

Dennoch zeigen die Simulationsergebnisse, dass (im Falle von leicht gedämpften Strukturen) mit Hilfe der bekannten Ansätze zur Dämpfungsmodellierung die grundlegenden Effekte bzgl. Instabilität und Kopplungsverhalten abgebildet werden können.

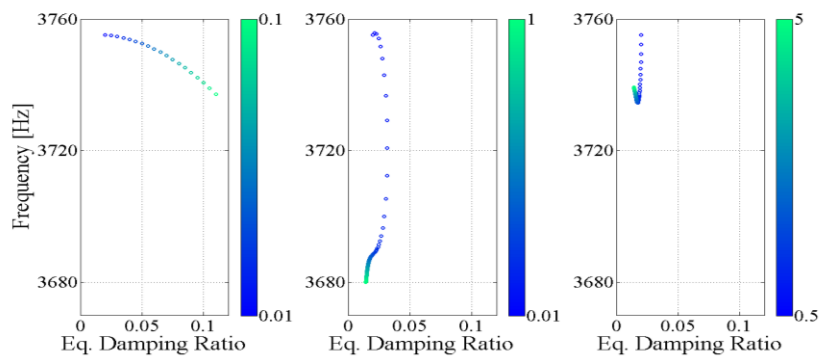
Die Untersuchungen zeigen weiterhin, dass die drei unterschiedlichen Dämpfungseffekte, die heutzutage in der Simulation abgebildet werden können, einen deutlich unterschiedlichen Einfluss auf das Stabilitätsverhalten des Bremssystem, d.h. auf das Vorhandensein von Parameterbereichen, in denen das System zu Grenzykelschwingungen neigt, haben. Dies liegt u.a. an der Struktur der Matrizen. Diese ist in Abbildung 12 schematisch dargestellt.



**Abbildung 12: Struktur der Dämpfungsmatrizen: Materialdämpfung (links), Fugstellendämpfung (Mitte), reibungsinduzierte Dämpfung (rechts)**

Die oberen Abbildungen zeigen die Struktur der Matrizen in physikalischen Koordinaten und die unteren Abbildungen zeigen die Struktur nach der Projektion auf einen niedrig dimensionalen Unterraum und Koordinatentransformation, sprich in modalen Koordinaten. Wie schon in den vorherigen Zwischenberichten angemerkt, ist die Berechnung einer viskosen Dämpfungsmatrix, die Materialdämpfung repräsentiert und nicht auf die Bequemlichkeitshypothese zurückgreift, aus Speicherumfangs- und Rechenzeitgründen nicht zielführend. Aus diesem Grund sind nur fünf

Abbildungen vorhanden. Die Abbildungen zeigen, dass sowohl die Matrix der Fügstellendämpfung als auch die Matrix der reibungsinduzierten Dämpfung in physikalischen Koordinaten extrem dünn besetzt sind. Dieses Bild kehrt sich für die modalen Koordinaten um, d.h. die Matrizen sind voll besetzt. Der lokale, nicht proportionale Charakter der Effekte führt dazu, dass alle Moden über diese Dämpfungsmatrizen gekoppelt werden. Abbildung 13 zeigt nun, wie die einzelnen Effekte einen Eigenwert mit positivem Realteil in der komplexen Ebene beeinflussen. Zu diesem Zweck wurden physikalische Parameter der Matrizen variiert.



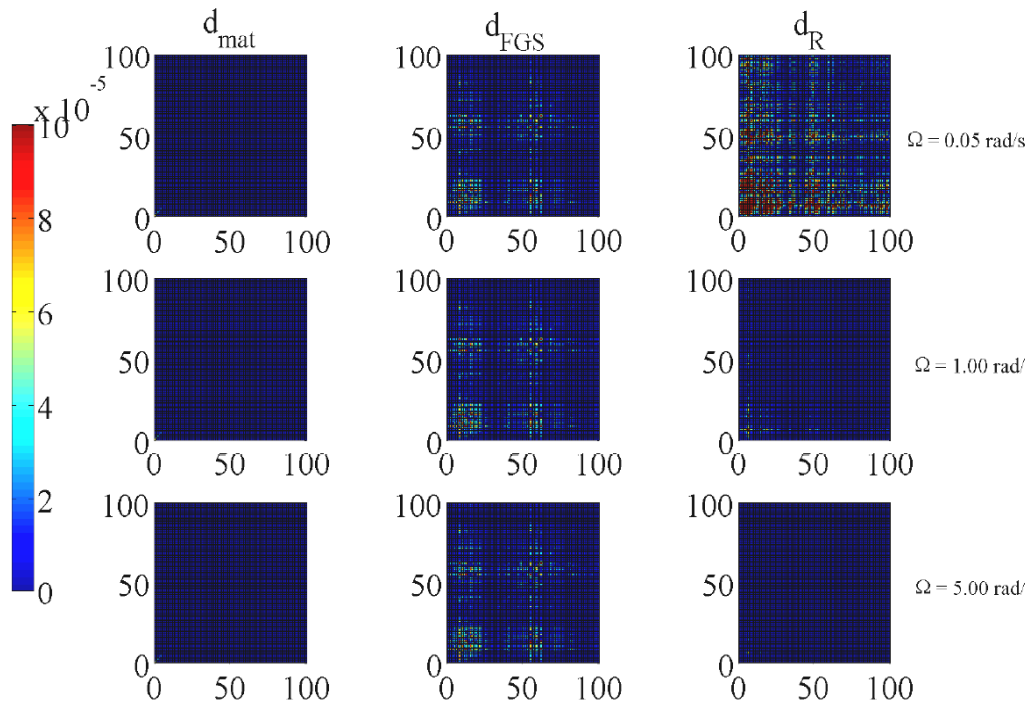
**Abbildung 13: Einflussfaktoren auf die Wurzelortskurve der Eigenwerte: Materialdämpfung (links), Fügstellendämpfung (Mitte), reibungsinduzierte Dämpfung (rechts)**

Es ist zu erkennen, dass alle drei Dämpfungsmatrizen Einfluss auf die Wurzelortskurve der Eigenwerte haben. Es wird jedoch auch deutlich, dass der Einfluss unterschiedlicher Natur ist und von der jeweiligen Schwingform abhängen wird.

Abbildung 14 zeigt exemplarisch, welche Beträge die einzelnen Einträge der Dämpfungsmatrizen haben und wie sich diese bei Variation der Drehzahl, z.B. beim Abbremsen des Fahrzeuges, verändern.

Die Materialdämpfung scheint eine untergeordnete Rolle zu spielen, da die Einträge im Vergleich mit den anderen Matrizen klein sind. Im Bereich hoher Rotationsgeschwindigkeiten stellt die Fügstellendämpfung den dominanten Dämpfungseffekt dar, wohingegen die reibungsinduzierte Dämpfung im Bereich kleiner Rotationsgeschwindigkeiten dominant ist. Dennoch sollte nicht vergessen werden, dass die Modellierung unter der Annahme von stetigem Gleiten zwischen Belag und Scheibe erfolgte. D.h. ein Herabsetzen der Rotationsgeschwindigkeit auf beliebig kleine Werte verletzt diese Annahme.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass alle drei modellierbaren Dämpfungsformen (Material-, Fügstellen- und reibungsinduzierte Dämpfung) Einfluss auf das Eigenwertverzeigungsverhalten und damit auf die Stabilität der Ruhelage haben. Die Untersuchungen legen jedoch nahe, dass Fügstellen- und reibungsinduzierte Dämpfung die dominanten Dämpfungseffekte darstellen.



**Abbildung 14:** Auswirkung der verschiedenen Dämpfungseffekte auf die Einträge der Matrizen bei unterschiedlichen Rotationsgeschwindigkeiten: Materialdämpfung (links), Fügestellendämpfung (Mitte), reibungsinduzierte Dämpfung (rechts)

#### ○ Dämpfungsmodelle

Nachdem der Frage nach der Berechnung einer realitätsgetreuen Dämpfungsmatrix auf Bauteilebene nachgegangen worden war, folgten nun Untersuchungen zur Aufstellung von Dämpfungsmatrizen auf der Gesamtsystem-Ebene. Hierzu wurden mehrere in der Literatur beschriebene Verfahren analysiert und bewertet. Des Weiteren wurde ein Verfahren zur Bestimmung äquivalenter linearer Dämpfungsmodelle für Kontakt- und Fügestellen aus Messergebnissen entwickelt.

Nachdem in vorangegangenen Untersuchungen herausgearbeitet wurde, dass Fügestellendämpfung einen der dominanten Dämpfungseffekte im Bremssystem darstellt und erste Ansätze zur Charakterisierung von Fügestellen entwickelt worden waren, galt es nun Fügestellenmodelle zu identifizieren und diese in Finite-Elemente-Modelle zu integrieren. Daher wurden sowohl die Methoden zur Identifikation von Modellen aus vorhandenen Messdaten verbessert als auch ein Verfahren entwickelt, das die Berechnung einer viskosen Dämpfungsmatrix ermöglicht, welche Fügestelleneffekte berücksichtigt. Als Eingangsgrößen benötigt das Verfahren die Knoteninformation der Fügestelle aus dem Finite-Elemente-Modell sowie die Parameter aus der Identifikation. Als Simulationsumgebung wurde MATLAB gewählt. Die Matrizen wurden wiederum in der Simulationsumgebung PERMAS der Firma INTES auf Basis der zur Verfügung gestellten Bremsenmodelle erstellt.

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass (wie auch schon auf Bauteilebene) die Integration von realitätsgetreuen Dämpfungsmatrizen in Simulationsprogramme problematisch ist. Neben Schwierigkeiten, die im Bereich der Messtechnik und der mathematischen Beschreibung von Dämpfung liegen, wurden Defizite im Bereich der implementierten Dämpfungskonzepte in kommerzieller Berechnungssoftware ausgemacht. Aus Sicht des Anwenders ist es wünschenswert, modale Dämpfungen auf Bauteilebene zu übergeben und daraus eine globale Dämpfungsmatrix

innerhalb der Berechnungssoftware berechnen zu lassen. Dies wäre über Substrukturtechniken möglich. Es können jedoch in kommerziellen Programmen nur modale Dämpfungen auf globaler Ebene definiert werden. Um diese Werte zu bestimmen, müssten Dämpfungswerte am Gesamtsystem gemessen werden, was aufgrund des hohen Dämpfungsniveaus sehr schwierig ist. Ein weiterer Vorteil der Substrukturtechnik ist, dass nach der Reduktion der Systemmatrizen physikalische Koppelstellen als Freiheitsgrade erhalten bleiben und dass somit nichtlineare Modelle bzw. äquivalente lineare Dämpfungsmodelle von dominanten Kontakt- sowie Fügstellen in die Simulationsmodelle integriert werden könnten.

Die linearen äquivalenten Dämpfungsmodelle können über modale Charakterisierungsfunktionen aus den experimentellen Untersuchungen extrahiert werden. Dafür müssen unter Verwendung der Harmonischen Balance modale Charakterisierungsfunktion für typische Nichtlinearitäten numerisch bestimmt und mit den experimentell erzeugten modalen Charakterisierungsfunktionen abgeglichen werden.

Dieser Ansatz ist insbesondere unter Berücksichtigung der Erkenntnisse aus der Identifikation dominanter Dämpfungseinflüsse interessant, da starke Indikatoren dafür vorliegen, dass Energiedissipation in Fügstellen einer der dominanten Dämpfungseffekte im Bremssystem ist.

Typische nichtlineare Fügstellen-Modelle bei trockener Reibung sind Elasto-Gleit-Modelle. Ist das nichtlineare Verhalten einer Fügstelle charakterisiert, können lineare Ersatzmodelle daraus abgeleitet werden. Die linearen Modelle und ihre linear äquivalenten Parameter bilden die Grundlage für die Berechnung der Matrix  $\mathbf{D}_{FGS}$  der Fügstellendämpfung. In dieser Matrix wird der Beitrag der Fügstellen zur System-Dämpfungsmatrix  $\mathbf{D}$  berücksichtigt. Die Matrix  $\mathbf{D}_{FGS}$  ergeben sich aus einem dyadischen Produkt mit dem linear äquivalenten Parametern der Steifigkeit und der Dämpfung:

$$\mathbf{D}_{FGS} = \sum_{e=1}^E d_e \cdot \mathbf{e}_{ij}^{\{e\}} \cdot \mathbf{e}_{ij}^{\{e\} T}$$

$\mathbf{e}_{ij}$  setzt sich aus den Einheitsvektoren der über die Fügstelle verbundenen Freiheitsgrade zusammen

$$\mathbf{e}_{ij} = \mathbf{e}_i - \mathbf{e}_j$$

und  $E$  ist die Anzahl der dominanten Fügstellen. Die Untersuchungen haben gezeigt, dass die Formulierung von viskosen Dämpfungsmatrizen unter Verwendung von linear äquivalenten Dämpfungsmodellen möglich ist. Mit diesen können zuvor gemessene Charakteristika von Fügstellen in Form von lokalen Elementen in großen Gleichungssystemen berücksichtigt werden.

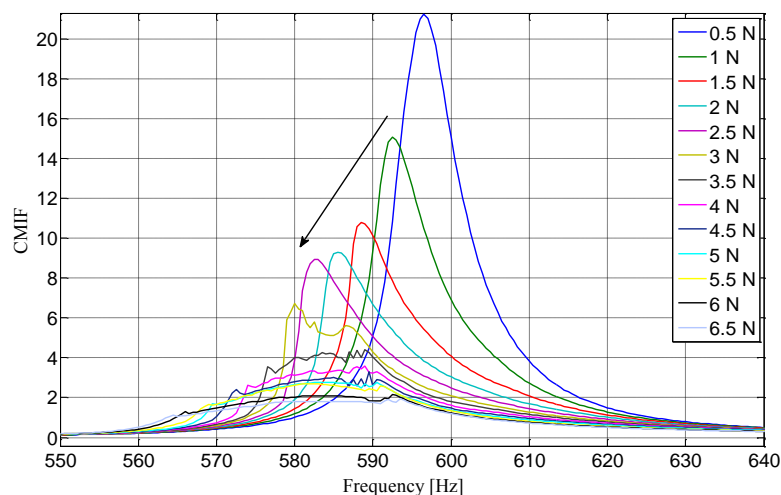
#### ○ Amplitudenabhängigkeit

Aufbauend auf den beschriebenen Untersuchungen wurden weitere experimentelle Untersuchungen an der Baugruppe und am Gesamtsystem Bremse bei unterschiedlichen Anregungsamplituden durchgeführt. Bei der Fremderregung wurden unterschiedliche, fürs Bremssystem typische Parameter variiert: Kraft, Beschleunigung respektive Verschiebung, Bremsdruck. Vergleicht man die Systemantwort bei unterschiedlichen Anregungsamplituden, so erhält man Auskunft über im System vorhandene Amplitudenabhängigkeiten. Dies ist ein Charakteristikum eines nichtlinearen Systems. Ein lineares System zeigt keine Amplitudenabhängigkeit.



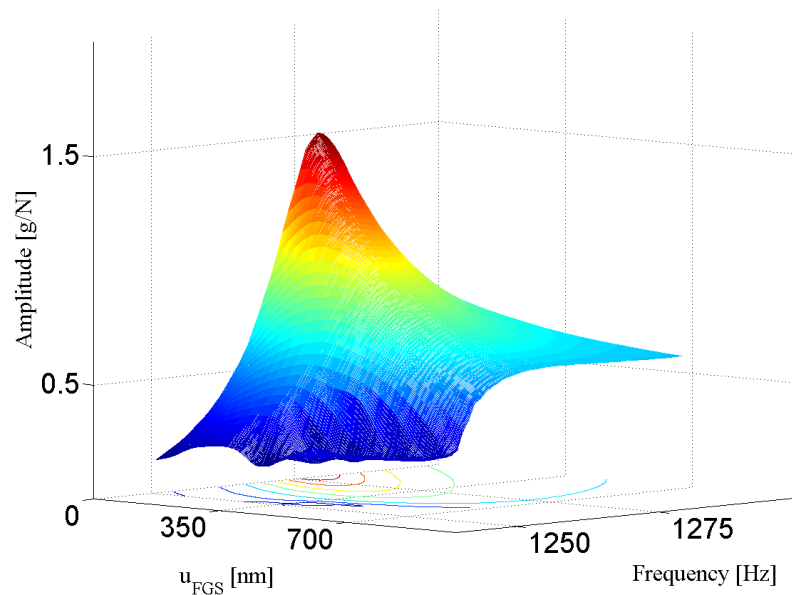
Des Weiteren wurden Methoden angewandt und weiterentwickelt, um die gemessene Amplitudenabhängigkeit in einen steifigkeits- und einen dämpfungsspezifischen Anteil aufzuteilen. In den Messdaten liegen stets beide Effekte vor. Als geeignet haben sich hierbei modale Charakterisierungsfunktionen herausgestellt.

Die Messergebnisse zeigen, dass sowohl in der Baugruppe als auch im Gesamtsystem Amplitudenabhängigkeit vorliegt. Dabei konnten nicht nur amplitudenabhängige Dämpfungseffekte sondern auch amplitudenabhängige Steifigkeitseffekte beobachtet werden. Die Amplitudenabhängigkeit der Dämpfung spiegelt sich hauptsächlich in einer Veränderung der Amplitude des Frequenzganges wider, wohingegen sich die Amplitudenabhängigkeit der Steifigkeit hauptsächlich in einer Verschiebung von Resonanzfrequenzen niederschlägt. Abbildung 15 zeigt exemplarisch den Frequenzgang der Baugruppe für unterschiedliche Kraftanregungsamplituden im Frequenzbereich von 550 Hz bis 640 Hz, welcher Amplitudenabhängigkeit aufweist. Mit steigender Anregungsamplitude ist ein Absinken der Amplitude zu beobachten. Des Weiteren kann eine Verschiebung der Resonanzfrequenz zu niedrigeren Frequenzen registriert werden. Es soll an dieser Stelle nochmals betont werden, dass Amplitudenabhängigkeit ein Indikator für Nichtlinearitäten im System ist. Bei der Baugruppe, welche aus über Fügstellen verknüpften linearen Substrukturen besteht, entspringt die Nichtlinearität den Fügstellen, welche als lokale Nichtlinearitäten fungieren.



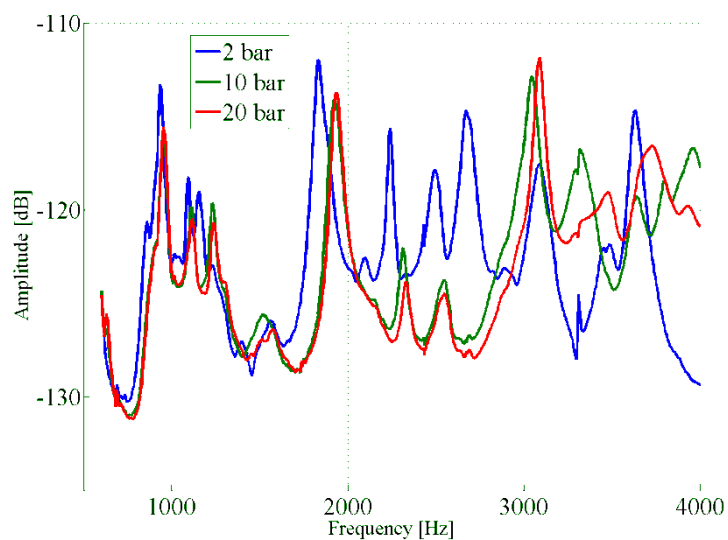
**Abbildung 15: Frequenzgang der Baugruppe für unterschiedliche Kraftanregungsniveaus**

Unter Verwendung der richtigen Regelgrößen kann nicht nur Amplitudenabhängigkeit festgestellt werden, sondern aus den Messergebnissen zusätzliche Informationen über die Natur der Nichtlinearität (Dämpfung, Steifigkeit) extrahiert werden. Bei Kontakt- und Fügstellen ist die Relativverschiebung der entscheidende Parameter. Aus diesem Grund wurde die Verschiebungsamplitude der Fügstelle zwischen Belagohr und Träger  $u_{FGS}$  als Regelgröße verwendet. Die Anregungsamplituden wurden so gewählt, dass sie den Amplituden im Quietschzustand entsprechen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 16 dargestellt.



**Abbildung 16: Frequenzgang der Baugruppe für unterschiedliche Verschiebungsamplituden in der Fügestelle Träger - Belagohr**

Es ist deutlich zu erkennen, dass mit steigender Verschiebungsamplitude  $u_{FGS}$  in der Fügestelle die Amplitude des Frequenzganges sinkt. Dies entspricht steigender Dämpfung im System. Dieses Verhalten ist exemplarisch für die untersuchte Fügestelle. Sie verhält sich in erster Linie wie eine progressive, lokale Dämpfungsnichtlinearität. Aus den in Abbildung 16 enthaltenen Informationen können modale Charakterisierungsfunktionen bestimmt werden.



**Abbildung 17: Frequenzgang des Gesamtsystems Bremse für unterschiedliche Bremsdrücke**

Nicht nur an der Baugruppe sondern auch am Gesamtsystem konnte Amplitudenabhängigkeit gezeigt werden. Ergebnisse sind in Abbildung 17 dargestellt. Das Bremssystem wurde bei unterschiedlichen Bremsdrücken (2 bar, 10 bar, 20 bar) am Sattel über einen Shaker mit konstanter Amplitude angeregt. Die unterschiedlichen Drücke beeinflussen die Kopplung der Subsysteme. Es ist wiederum eine Verschiebung von Amplituden und Resonanzfrequenzen aus den Frequenzgängen abzulesen.

D.h. es liegen sowohl Steifigkeits- als auch Dämpfungsnichtlinearitäten vor. Neben den Fügstellen, die Nichtlinearität ins System einbringen, kommen in dieser Konfiguration auch nichtlineare Materialeffekte aus dem Belag zum Tragen.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die im Bremssystem vorhandenen Dämpfungsmechanismen Amplitudenabhängigkeit aufweisen. Diese resultieren sowohl aus Effekten in Kontakt- und Fügstellen als auch aus dem Reibmaterial.

## **Arbeitspaket Abhilfemaßnahmen (MMD)**

### ○ Kategorisierung typischer Abhilfemaßnahmen

Die Kategorisierung der üblichen Abhilfemaßnahmen erfolgte in intensiver Diskussion mit den Industriepartnern. Es wurde dann entschieden, dass für das Projekt vor allem Strukturmodifikationen, bei welchen die Masse bzw. die Steifigkeit des Systems variiert werden, betrachtet werden sollen. Diese Modifikationen lassen sich gut in das FE-Modell integrieren und hinsichtlich ihres Einflusses auf das Stabilitätsverhalten untersuchen.

### ○ Einfluss von Strukturmodifikation auf das Eigenwertproblem

Zur Untersuchung des Einflusses von Strukturmodifikation auf das Eigenwertproblem war es zunächst erforderlich, die Systemmatrizen in Abhängigkeit dieser Modifikationen zu erhalten. Für diesen Zweck wurde exemplarisch eine Modifikation der Masse untersucht, sowie ein Verfahren entwickelt, diese Modifikation direkt in den Systemmatrizen wieder zu finden. Dieses Vorgehen ist ebenfalls für Modifikationen der Steifigkeit an diskreten Stellen (Fügstellen) möglich.

In ersten Rechnungen konnte der Einfluss von Zusatzmassen auf das Stabilitätsverhalten des FE-Modells nachgewiesen werden. Zur weiteren Untersuchung und Entwicklung einer Methode zur Optimierung dieser Parameter in Hinblick auf das Geräuschverhalten der Bremse wurde das parameterabhängige Eigenwertproblem an das Fachgebiet NuM übergeben.

## **Arbeitspaket Nichtlinearitäten (MMD)**

### ○ Abschätzung der Relevanz von Nichtlinearitäten

Unter Experten herrscht Einigkeit darüber, dass Bremsenquietschen ein nichtlineares Phänomen ist. Der Übergang vom leisen Zustand (stabile triviale Lösung) zum Quietschen (stabiler Grenzzykel) ist eine sogenannte Hopf-Verzweigung. Diese kann je nach Art der Nichtlinearität als superkritische oder subkritische Hopfverzweigung auftreten. Theoretische wie experimentelle Untersuchungen legen nahe, dass subkritisches Verhalten, bei dem in bestimmten Betriebsbereichen eine stabile Gleichgewichtslage (kein Quietschen) und ein stabiler Grenzzykel (Quietschen) koexistieren, bei Bremsen vorkommt. In diesem Fall hängt es von Anfangsbedingungen ab, welche der beiden Lösungen eintritt, bzw. können Störungen, zum Beispiel durch einen Hammerschlag, dazu führen, dass die Bremse vom leisen Zustand ins Quietschen oder umgekehrt wechselt. In diesem Fall wird bereits der Beginn des Quietschens durch Nichtlinearitäten bestimmt. Eine superkritische Verzweigung bedeutet, dass keine stabilen Lösungen koexistieren, wodurch die lineare Analyse zwar die korrekte Stabilitätsgrenze liefert, nicht jedoch die Amplitude der Grenzzykelschwingung.

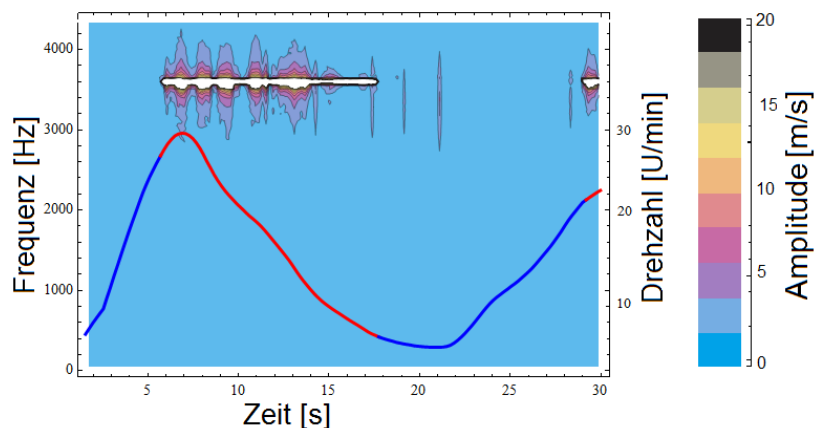
○ Experimentelle Untersuchungen zum nichtlinearen Verhalten der Bremse

Mit Hilfe von experimentellen Untersuchungen am Bremsenprüfstand wurde das Grenzykelverhalten des Quietschens aufgezeichnet und somit eine eindeutige Aussage über den Einfluss der Nichtlinearitäten auf das Bremssystem erhalten.

○ Identifikation von Nichtlinearitäten

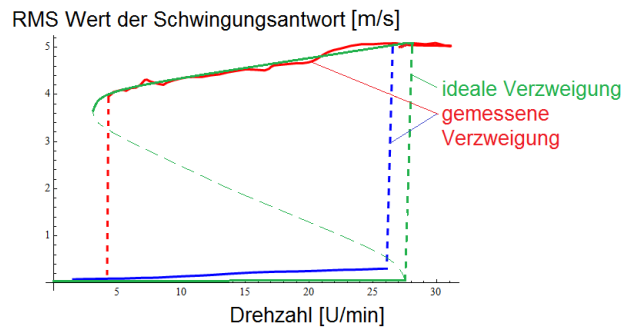
Als dominante nichtlineare Effekte wurden zunächst das Reibmaterial sowie spezielle Fügestellen identifiziert. Für die Messungen am Reibmaterial wurde das in den letzten Jahren am Fachgebiet MMD entwickelte Verfahren, welches die Steifigkeitskennwerte in Normal- und Scherrichtung, in Abhängigkeit der dynamischen Amplitude, sowie der statischen Vorspannung liefert, verwendet. Das Verfahren basiert auf einer Technologie wie sie in [2] beschrieben ist. Messergebnisse zeigen eine progressive Steifigkeit in Abhängigkeit von der Frequenz und eine degressive Steifigkeit in Abhängigkeit von der Wegamplitude [2], [4].

Durch Messungen konnte nachgewiesen werden, dass bei der zur Verfügung gestellten Bremse tatsächlich ein subkritisches Verzweigungsverhalten vorliegt. In [2] sind die experimentellen Ergebnisse, welche auf dem Prüfstand am MMD gemessen wurden, dargestellt. Hierbei wurde die Drehzahl  $N$  so lange gesteigert, bis Quietschen eintritt; danach wieder verringert, bis das Quietschen aufhört, wobei diese Drehzahl deutlich geringer war als die beim Eintreten des Quietschens. Dies ist ein Verhalten entsprechend einer subkritischen Hopf-Verzweigung. Die Drehzahl, bei der Quietschen auftritt, liegt nahe der kritischen Drehzahl  $n_{c,lin}$ , welche aus einem linearen Modell bestimmt werden kann. Die Drehzahl  $n_{c,nl}$ , bei der das Quietschen aufhört ist deutlich geringer. Bei einem wirklichen Bremsvorgang verkleinert sich aber üblicherweise die Geschwindigkeit, so dass  $n_{c,ni}$  die wahre Stabilitätsgrenze darstellt. Diese kann mit einer linearen Analyse jedoch nicht bestimmt werden.



**Abbildung 18:** Wasserfalldiagramm der gemessenen Schwingungsamplitude auf der Bremsscheibe (Dopplerlaser) bei unterschiedlichen Drehzahlen (Drehzahlkurve rot: Quietschen, Drehzahlkurve blau: kein Quietschen).

In Abbildung 19 sind die Ergebnisse aus Abbildung 18 nochmals so dargestellt, dass die subkritische Hopf-Verzweigung deutlich zu erkennen ist. In rot ist das Grenzykelverhalten (Quietschen) skizziert, blau zeigt den leisen, lediglich durch den Prüfstandsbetrieb angeregten Zustand. Die Störungen im Betrieb führen üblicherweise dazu, dass in Experimenten die „Sprünge“ zwischen den beiden Lösungen (Übergang auf die jeweils andere Lösung) bereits vor Erreichen der theoretischen Grenze stattfinden. Angemerkt sei noch, dass die Zeitverläufe für die Ergebnisse in Abbildung 19 über längere Zeiträume gemittelt wurden.



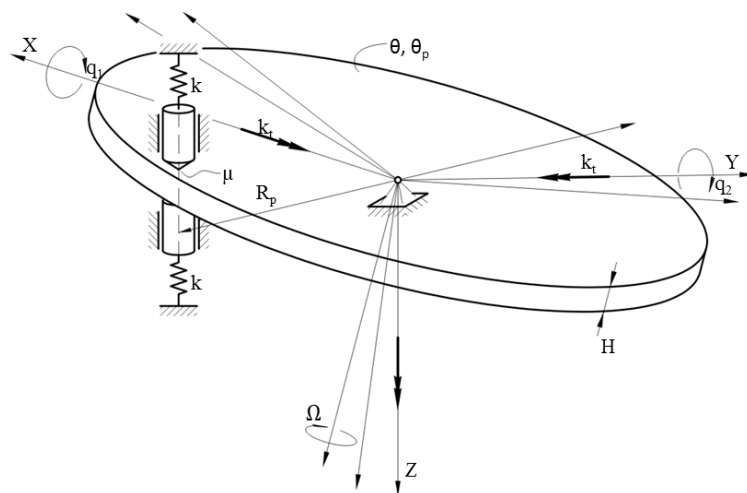
**Abbildung 19:** Zeitlich gemittelter RMS Wert der gemessenen Schwingungsantwort auf der Bremsscheibe aus Abbildung 18. über der Drehzahl. Die blaue Kurve kennzeichnet den „leisen“ Bereich (kein Quietschen) während die rote Kurve das Grenzzykelverhalten (Quietschen) zeigt. Die Übergänge sind gestrichelt gezeichnet. Die grüne Kurve veranschaulicht eine idealisierte subkritische Hopf Verzweigung.

Das Verfahren zur Aufstellung und Lösung des nichtlinearen Gleichungssystems befinden sich momentan in der Erprobungsphase. Es wurde ein Minimalmodell untersucht, welches eine Grenzzykelschwingung beinhaltet. Dieser Grenzzykel wurde zum einen durch direkte Integration des Gesamtmodells und zum anderen durch Anwendung des oben beschriebenen Projektionsverfahrens bestimmt. Beide Ergebnisse stimmten überein.

In Bezug auf das Exportieren des nichtlinearen Gleichungssystems aus dem FE-Modell existieren erste Ansätze welche momentan mit INTES weiter entwickelt werden.

o Integration von Nichtlinearitäten in Minimalmodellen

Zur Abschätzung des Einflusses von Nichtlinearitäten auf das Stabilitätsverhalten wurden verschiedene Minimalmodelle hinsichtlich ihres Bifurkationsverhaltens untersucht. Verwendet wurde dabei unter anderem das Modell einer Taumelscheibe [1] (Abbildung 20) welches auch schon im Arbeitspaket zur Modellbildung Anwendung fand.



**Abbildung 20:** Taumelscheibenmodell [1]

Das zunächst lineare Modell wurde durch eine nichtlineare Steifigkeit in den idealisierten Bremsbelägen sowie durch eine nichtlineare Fügestelle erweitert, welche eine tangentielle Verschiebung der Beläge ermöglicht. Die dabei verwendete Nichtlinearität ist polynomförmig, wobei nur Terme dritter bzw. fünfter Ordnung berücksichtigt wurden.

- Lösen des nichtlinearen Problems

Durch Verwendung der numerischen Integration oder der Methode der Harmonischen Balance war es möglich, das Grenzykelverhalten sowie das Verzweigungsverhalten in Bezug auf verschiedene Arten der Nichtlinearität zu bestimmen.

- Einbau der Nichtlinearitäten in ein industrielles FE-Modell und Lösen des nichtlinearen Problems

Das Einbauen nichtlinearer Materialkennwerte und nichtlinearer Fügestellen in ein hochdimensionales FE-Bremsenmodell ist nach aktuellem Stand der Technik zwar prinzipiell möglich. Das Lösen eines solchen Problems wäre aber nur im Zeitbereich möglich und mit enormem Rechenaufwand verbunden. Aus diesem Grund war es nötig, ein Verfahren zu entwickeln, welches speziell auf dieses Problem angepasst wurde. Das entwickelte Verfahren beinhaltet das Exportieren der nichtlinearen Differentialgleichungen aus dem FE-Modell sowie das Lösen dieser zur Bestimmung des Grenzykelverhalten. Zum Lösen wird eine Projektionsmethode verwendet, welche das nichtlineare System auf die dominanten Eigenvektoren des linearen Systems projiziert. Dies führt zu einer deutlichen Reduktion der Zahl der Freiheitsgrade, wodurch das System unter Verwendung von Standardmethoden lösbar wird.

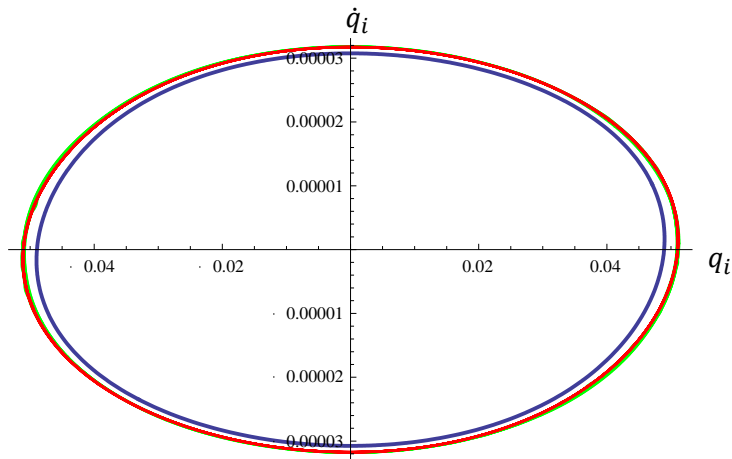
Das entwickelte Verfahren wurde zunächst an einfachen Modellen getestet und validiert. Im Weiteren wurden zudem Untersuchungen mit einem hochdimensionalen Bremsenmodell durchgeführt.

- Implementierung des Verfahrens in MATLAB zur industriellen Anwendung

Das Verfahren zur Lösung hochdimensionaler nichtlinearer Probleme wurde in MATLAB implementiert. Die Schnittstelle mit kommerziellen FE- Programmen erfolgt über den Export von Systemmatrizen aus dem jeweiligen Programm. Damit ist es mit allen FE-Programmen kompatibel, welche diese Funktion unterstützen (Abaqus, PERMAS).

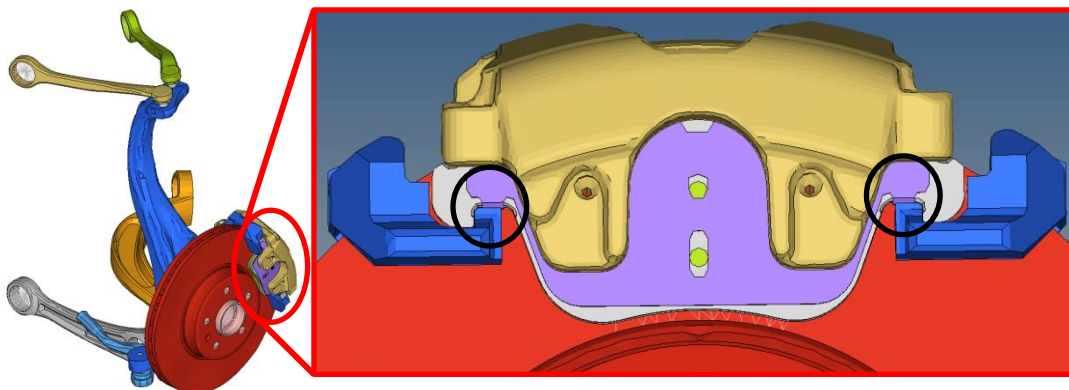
Mit Hilfe der Untersuchungen zum Verzweigungsverhalten von Minimalmodellen war es möglich, generelle Eigenschaften von Bremssystemen zu identifizieren. Es stellte sich heraus, dass sowohl sub- als auch superkritisches Verhalten vorliegt. Zudem gibt es Grenzykellösungen, welche nie die triviale Lösung kreuzen. Dieses Verhalten führt dazu, dass die lineare Stabilitätsgrenze nicht eindeutig definiert, ob eine Bremse quietscht oder nicht. Damit konnte gezeigt werden, dass es notwendig ist, Nichtlinearitäten in die Simulation zu integrieren um das tatsächliche Quietschverhalten von Bremssystemen zu beschreiben.

Die auf Grundlage des Projektionsverfahrens durchgeführten Untersuchungen [5] ergaben, dass das Verfahren prinzipiell geeignet ist, hochdimensionale nichtlineare Probleme zu lösen. Abbildung 21 zeigt das Ergebnis der Untersuchung an einem einfachen FE-Modell mit ca. 150 Freiheitsgraden. Das Modell beinhaltet alle für das Quietschen relevanten Effekte und wurde durch einen nichtlinearen progressiven Dämpfer erweitert. Das Modell diente der Validierung des Verfahrens. Die nichtlinearen Gleichungen wurden zunächst durch Integration gelöst. In einem weiteren Schritt wurde das Gleichungssystem auf Lösungen welche durch die lineare Analyse gewonnen wurden projiziert und durch Integration sowie das semianalytische Verfahren der Normalformtransformation [6] gelöst. Der Plot des Grenzykel (Abbildung 21) zeigt, dass alle Lösungen gut übereinstimmen. Damit wurde gezeigt, dass der für die Projektion verwendete Unterraum gute Ergebnisse liefert und dass das Verfahren auch für höherdimensionale Probleme verwendet werden kann.



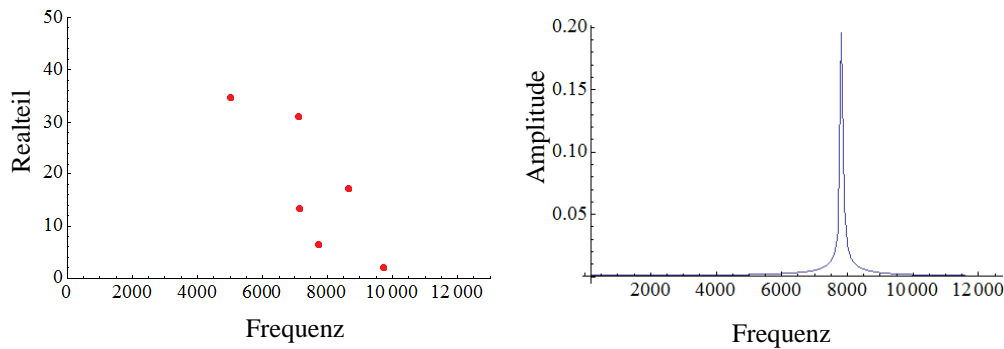
**Abbildung 21: Grenzykelplot im Phasenraum einer Koordinate  $q_i$  für drei verschiedene Lösungswege. Grün: Integration des Gesamtsystems (Referenzlösung), rot: Lösung durch Projektion auf einen Unterraum und anschließender Integration des niedrigdimensionalen Problems, blau: ebenfalls Verwendung der Unterraumprojektion und anschließender Normalformtransformation des niedrigdimensionalen Problems [5].**

Nach erfolgreicher Validierung des Projektionsverfahrens wurde es verwendet, um ein industrielles Bremsenmodell (Abbildung 22) mit ca. 800.000 Freiheitsgraden hinsichtlich seines nichtlinearen Verhaltens zu untersuchen. Das Modell wurde um einen nichtlinearen progressiven Dämpfer in der Fügstelle zwischen Belag und Halter erweitert. Dieses Verhalten der Fügstelle konnte durch das Fachgebiet MUM nachgewiesen werden [7].



**Abbildung 22: Industrielles FE-Modell mit zusätzlicher progressiver Dämpfung an der gekennzeichneten Fügstelle zwischen Belag, Rückenplatte und Halter.**

In Abbildung 23 sind links die Ergebnisse der linearen Stabilitätsuntersuchung gezeigt. Das Modell besitzt 6 instabile Moden (positiver Realteil der Eigenwerte). Rechts ist die Fouriertransformation der Grenzykelschwingung gezeigt, in welcher die tatsächliche Quietschfrequenz sowie die Amplitude zu erkennen ist.



**Abbildung 23: Ergebnis der Untersuchung eines industriellen Bremsenmodells mit ca 800.000 Freiheitsgraden. Links: Plot der Eigenwerte mit positivem Realteil, rechts: Plot der Grenzykelamplitude.**

#### o Untersuchungen zur Schallabstrahlung

In diesem Arbeitspaket wurde im Rahmen einer durch den Projektmitarbeiter betreuten Masterarbeit [8] das HELS-Verfahren zur vibro-akustischen Analyse an einer Kfz-Scheibenbremse untersucht. Dazu wurde nach einer Herleitung des HELS-Verfahrens die Rekonstruktion des Schallfeldes beschrieben und anhand gemessener Daten diskutiert. Anschließend wurden die Ergebnisse der extrapolierten Schallfeldgrößen auf der Oberfläche der Scheibenbremse analysiert. In diesem Zusammenhang erfolgte eine Parameterstudie zum Einfluss des Bremsdrucks auf die Schallabstrahlung der Scheibenbremse.

Auf Basis der mathematischen Beschreibung des Schallfeldes durch sphärische Wellenfunktionen konnten Schallfeldgrößen wie Schalldruck, Schallschnelle und Schallintensität sowohl auf der Oberfläche der Scheibenbremse als auch im Fernfeld berechnet werden. Ein Vergleich der Ergebnisse mit Messungen der Oberflächengeschwindigkeit mit einem Laser-Doppler-Vibrometer sowie Messungen der Schallintensität mit einer Schallintensitätssonde ergab, dass die Ergebnisse im Frequenzbereich zwischen 600 Hz und 1250 Hz eine gute Übereinstimmung mit den Referenzmessungen in Bezug auf den Frequenzverlauf der Schallintensität sowie die Lage der Eigenfrequenzen zeigen. Das HELS-Verfahren ermöglichte ebenfalls die korrekte Identifikation der Eigenformen in diesem Frequenzbereich. Theoretisch lässt sich die obere Grenzfrequenz erhöhen, indem das Mikrofonarray näher an der zu untersuchenden Struktur positioniert wird, welches sich beispielsweise durch ein anderes Abtastungsmuster bei der Vermessung der Scheibenbremse realisieren ließe.

Des Weiteren wurden festgestellt, dass die Scheibenbremse bei höheren Bremsdrücken im Frequenzbereich zwischen 600 Hz und 1250 Hz einen höheren Abstrahlgrad besitzt.

Aus der vorliegenden Untersuchung folgt, dass bei der Anwendung des HELS-Verfahrens zur Untersuchung der vibro-akustischen Eigenschaften von Strukturen wie einer Kfz-Scheibenbremse hohe Anforderungen an den Messaufbau bezüglich der Genauigkeit der Mikrofonpositionierung, der Distanz zwischen schwingender Strukturoberfläche und den Mikrofonen, dem Eigenrauschen der Mikrofone sowie dem Signalrauschabstand von dem zu untersuchenden Schallfeld und eventueller Störquellen wie z.B. einem Shaker zur Anregung der Struktur eingehalten werden müssen. Trotzdem stellt sich das HELS-Verfahren als ein vielseitiges Messverfahren dar, welches mit einfachen Schalldruckmessungen Informationen über das gesamte Schallfeld im Raum vor der Quelle ermittelt und dabei eine relativ geringe Anzahl von Messpositionen benötigt.



Das HELS-Verfahren ist zudem geeignet, um aus gegebenen Oberflächengeschwindigkeiten der Struktur das Abstrahlverhalten zu bestimmen. Dies ermöglicht eine Bestimmung des Schallpegels aus zuvor bestimmten Grenzykelschwingungen und verbessert den Vergleich zwischen Messdaten eines Geräuschprüfstandes und den Simulationsergebnissen.

### **3. Zusammenfassung**

Im Vorhaben wurde eine detaillierte und kritische Betrachtung der in den meisten FE-Programmen enthaltenen Methode zur Simulation des Bremsenquietschens durchgeführt und Modellbildung und Methoden weiterentwickelt. Damit konnte eine höhere Sicherheit in Bezug auf das Abbilden der für das Quietschen relevanten Effekte hergestellt werden. Die dabei erzielten wissenschaftlich-technischen Ergebnisse werden im Folgenden für das Gesamtvorhaben nochmals kurz zusammengefasst:

- Grundlegende Aspekte der Modellbildung (Validität der Modelle) wurden überprüft.
- Der Einfluss passiver Abhilfemaßnahmen wurde systematisch erfasst und behandelt.
- Der Einfluss von Fügstellen, insbesondere auf die Dämpfung im System, wurde detailliert untersucht und modelltechnisch abgebildet. Damit wurde eine für das Quietschen wesentliche Nichtlinearität erstmals umfassend behandelt.
- Ein Verfahren zur Integration von Nichtlinearitäten in große FE-Modelle von Bremsen, deren Reduktion und Lösung wurde entwickelt. Damit, sowie einem zusätzlich erprobten akustischem Verfahren, kann das wirkliche Quietschen z.B. bzgl. der Grenzykelamplitude untersucht werden.
- Für die linearisierten FE-Modelle wurden neue Verfahren zur Systemreduktion und Lösung der resultierenden Eigenwertprobleme entwickelt. Modellierungskriterien zur Vermeidung schlecht konditionierter Systemmatrizen wurden entwickelt.

Der erstellte Software-Demonstrator befähigt zu einem zeitnahen Einsatz der gefundenen Lösungen. Die Problematik der schlecht-konditionierten Modelle wurde kommuniziert und soll bei den Industriepartnern zu Code-Veränderungen führen. Ebenso wird vorgeschlagen, Konditions- und Sensitivitäts-Schätzer in die industriellen Codes einzubauen. Auf der Basis der Ergebnisse kann daher eine größere Sicherheit in der Eigenwertberechnung erreicht werden, ebenso sind die reduzierten Modelle wesentlich kleiner, so dass die Simulation bzw. Parameterstudien wesentlicher effizienter und damit ein effizienteres Re-Design zur Vermeidung der Quietsch-Geräusche möglich ist. Damit reduziert sich die Entwicklungszeit erheblich und die reduzierten Modelle können sogar in einer automatisierten Optimierung eingesetzt werden.

Die erzielten Fortschritte in der Modellbildung und in den angewandten Lösungsmethoden sollten dazu führen, dass die Simulation von Bremsenquietschen zukünftig qualitativ bessere aber auch besser abgesicherte Ergebnisse liefert.

#### 4. Im Rahmen des Projektes entstandene Veröffentlichungen

- (P.1) N. Gräbner, S. M. Quraishi, C. Schröder, V. Mehrmann, U. von Wagner, New numerical methods for the complex eigenvalue analysis of disk brake squeal., in Proceedings of Eurobrake Conference, EB2014-SA-007, Lille, France., 2014.
- (P.2) N. Gräbner, M. Tiedemann, U. von Wagner und N. Hoffmann, Nonlinearities in Friction Brake NVH - Experimental and Numerical Studies, SAE Technical Paper 2014-01-2511, 2014.
- (P.3) M. Tiedemann, S. Kruse und N. Hoffmann, Dominant damping effects in friction brake noise, vibration and harshness: the relevance of joints, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 229. Jg., Nr. 6, S. 728-734, 2015.
- (P.4) M. Tiedemann, S. Kruse, N. Hoffmann, Dominant damping effects: the relevance of joints. Proceedings of Eurobrake, EB2013-NVH-021, Dresden, 2013.
- (P.5) U. von Wagner , S. Hornig, N. Gräbner, H. Gödecker, Schnelle Wege zur Entwicklung leiser Bremsen – aktuelle Forschung und Perspektiven, in Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik; 773; 115-147; Internationales  $\mu$ -Symposium, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2013
- (P.6) M. Tiedemann, M. Stender, N. Hoffmann, Impact of Joints on Dynamic Behaviour of Brake Systems. *Proceedings of Eurobrake*, EB2014-BV-009, Lille, 2014.
- (P.7) S. Quraishi, C. Schröder, V. Mehrmann, Solution of large scale parametric eigenvalue problems arising from brake squeal modeling, *Proc. Appl. Math. Mech.*, 14: 891–892. doi: 10.1002/pamm.201410426
- (P.8) N. Gräbner, V. Mehrmann, S. Quraishi, C. Schröder, U. von Wagner, Numerical methods for parametric model reduction in the simulation of disk brake squeal Preprint 16-2015, TU Berlin, Inst. f. Math., 2015

## 5. Literaturverzeichnis

- [1] U. von Wagner, D. Hochlenert und P. Hagedorn, „Minimal models for disk brake,“ *Journal of Sound and Vibration*, Bd. 302, pp. 527-535, Januar 2007.
- [2] S. Hornig, D. Hochlenert, H. Gödecker, N. Gräbner und U. v. Wagner, „Steps towards Predictive Simulation and Faster Experimental Investigation of Automotive Brake Systems with Respect to Squeal,“ *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. doi:10.4271/2013-01-1908*, 2013.
- [3] N. Gräbner, S. M. Quraishi, C. Schröder, V. Mehrmann und U. v. Wagner, „New numerical methods for the complex eigenvalue analysis of disk brake squeal,“ in *Proceedings of Eurobrake Conference, EB2014-SA-007*, Lille, France., 2014.
- [4] U. v. Wagner, S. Hornig, N. Gräbner und H. Gödecker, „Schnelle Wege zur Entwicklung leiser Bremsen – aktuelle Forschung und Perspektiven,“ *Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik; 773; 115-147; Internationales  $\mu$ -Symposium, VDI-Verlag, Düsseldorf, , 2013.*
- [5] N. Gräbner, M. Tiedemann, U. Von Wagner und N. Hoffmann, „Nonlinearities in Friction Brake NVH - Experimental and Numerical Studies,“ *SAE Technical Paper 2014-01-2511*, 2014.
- [6] L. Lentz und D. Hochlenert, „Nonlinear Analysis of Disk Brake Squeal by Normal Form Transformation,“ in *Proceedings of 11th International Conference on Vibration Problems*, Lisbon, Portugal, 2013.
- [7] M. Tiedemann, S. Kruse und N. Hoffmann, „Dominant damping effects in friction brake noise, vibration and harshness: the relevance of joints,“ *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 229. Jg., Nr. 6, S. 728-734, 2014.
- [8] M. Behn, „Untersuchung des HELS-Verfahrens,“ TU Berlin, Masterarbeit, 2014.