

Innovative Schwingungs- messtechnik in der Bremsenentwicklung

Neben der sicheren Funktion und Standfestigkeit von Fahrzeugbremsen haben auch deren Komforteigenschaften mittlerweile einen herausragenden Stellenwert eingenommen. Die Forderung nach einem geräuscharmen Bremssystem ist immer wieder eine Herausforderung, wenn man ein neues Fahrzeug entwickelt. Die Lösung des Problems wird heutzutage durch das Zusammenspiel leistungsfähiger analytischer FE-Methoden und messtechnischer Verfahren wie der 3D-Laservibrometrie deutlich erleichtert. Dieser Beitrag schildert ein neues Messverfahren und ist das Ergebnis einer erfolgreichen Kooperation von Continental AG und Polytec GmbH.

1 Einleitung

Die Geräusch- und Schwingungsoptimierung ist mittlerweile fester Bestandteil im Entwicklungsprozess und beginnt in der Regel schon während der Konstruktionsphase. Dies wurde unter anderem ermöglicht durch große Fortschritte bei der computergestützten Simulation von Bremsgeräuschen. So gehört die Berechnung von Bremsenquietschen auf Basis der komplexen Eigenwertanalyse mittlerweile zum Standard vieler Automobilhersteller und Systemlieferanten. Diese Stabilitätsanalyse ist ein leistungsstarkes Werkzeug bei der Simulation von Bremsgeräuschen. Allerdings berechnet die Methode mehr instabile Moden als tatsächlich zu Geräuschen führen. Zudem sind nicht alle relevanten Systemparameter zu Beginn der Entwicklung schon bekannt. Als Beispiel seien hier nur die Werkstoffeigenschaften des Bremsbelags genannt.

Aus den genannten Gründen ist es notwendig, Simulations- und Prüfstandsergebnisse sorgfältig miteinander abzugleichen und zu ermitteln, ob die berechneten Schwingungsformen in der Praxis auch tatsächlich auftreten. Nur bei eng verzahnter Arbeitsweise zwischen Simulation und Versuch ist gewährleistet, dass effektiv und zielorientiert optimiert wird. Vor diesem Hintergrund leuchtet ein, dass auch moderne Simulationsverfahren nur so gut sein können, wie die begleitend eingesetzte Messtechnik es erlaubt. Der in diesem Beitrag beschriebene ganzheitliche Ansatz verfolgt die Absicht, numerische und experimentelle Verfahren so zu vereinen, dass alle Vorteile ausgespielt werden und größtmögliche Effizienz entsteht.

Die bislang auf dem Markt vorgestellten Messverfahren lassen sich grob in zwei Gruppen aufteilen: einerseits die berührungslosen optischen Verfahren wie Laservibrometrie oder Holografie und andererseits taktile Mehrkanal-Messtechnik mittels Beschleunigungsaufnehmern. Beide Gruppen haben spezifische Vor- und Nachteile und qualifizieren sich jeweils für bestimmte Anwendungsfälle. Optische Verfahren sind beispielsweise auf diejenigen Bereiche beschränkt, die direkt oder indirekt (zum Beispiel über Spiegel) optisch zugänglich sind. Im Inneren verborgene oder abgeschattete

Bremsenteile können daher nicht erfasst werden. Berührende Verfahren hingegen sind nicht rückwirkungsfrei und unmittelbar den Einflüssen der Umgebung ausgesetzt. Zudem müssen berührende Sensoren aufwendig appliziert werden und sind durch die Anzahl der Messkanäle begrenzt. Aufgrund dieser Einschränkungen ist es nicht möglich, mit nur einem der genannten Messverfahren die Güte der Simulation zu erreichen.

Um den Berechnungsergebnissen adäquate Messungen entgegen setzen zu können, wurde ein neues Messverfahren entwickelt, welches auf der 3D-Scanning-Laservibrometrie zur Betriebsschwinganalyse beruht. Zusätzliche Aussagekraft gewinnt diese optische Messtechnik durch eine geschickte Kombination mit komplementärer, taktile Messtechnik. Die hierbei gewonnenen kompletten Schwingungsdatensätze ermöglichen ein effektives Parameterupdate der beschreibenden FE-Modelle und damit eine gezielte Strukturoptimierung zur schwingungstechnischen Produktverbesserung. Darüber hinaus führt das Verfahren zu einer Reihe weiterer Erkenntnisse, die ebenfalls in diesem Beitrag behandelt werden. Die Methode wird anhand ausgewählter Beispiele vorgestellt. Es wird auch auf Potenziale und Probleme des neuen Messverfahrens eingegangen, und die Zukunftsperspektiven werden abgeschätzt.

2 Finite-Elemente-Simulation

Dem hörbaren Quietschen liegt eine selbsterregte Schwingung des Bremssystems als Folge der Reibung zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe zugrunde. Mathematisch lässt es sich allgemein mit der Schwingungsgleichung

$$M\ddot{q} + D\dot{q} + Kq = f(t)$$

beschreiben, wobei M für die Massenmatrix, D für die Dämpfungsmatrix, K für die Steifigkeitsmatrix und q für den Verschiebungsvektor steht. Eine äußere, anregende Kraft $f(t)$ ist für das Ausbilden der Schwingung nicht nötig. Aufgrund der Reibung zwischen Bremsbelag und Scheibe entstehen in der Steifigkeitsmatrix Einträge mit nicht konservativen Rückstellkräften. Die Steifigkeitsmatrix

Die Autoren



Dipl.-Ing.
Holger Marschner
ist Leiter NVH & Methodenentwicklung im Geschäftsbereich Hydraulische Bremssysteme der Continental-Division Chassis & Safety in Frankfurt am Main.



Dr. rer. nat.
Dirk Reckwerth
ist Spezialist für FE-Simulationen im Geschäftsbereich Hydraulische Bremssysteme der Continental-Division Chassis & Safety in Frankfurt am Main.



Dr. rer. nat.
Heinrich Steger
ist Leiter Strategisches Produktmarketing im Geschäftsbereich Optische Messsysteme der Polytec GmbH in Waldbronn.

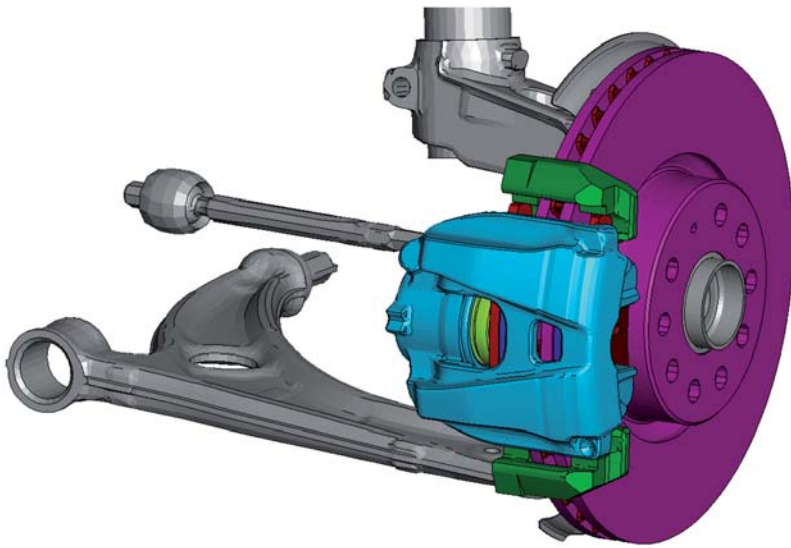


Bild 1: FE-Modell des Bremssystems zur komplexen Eigenwertanalyse

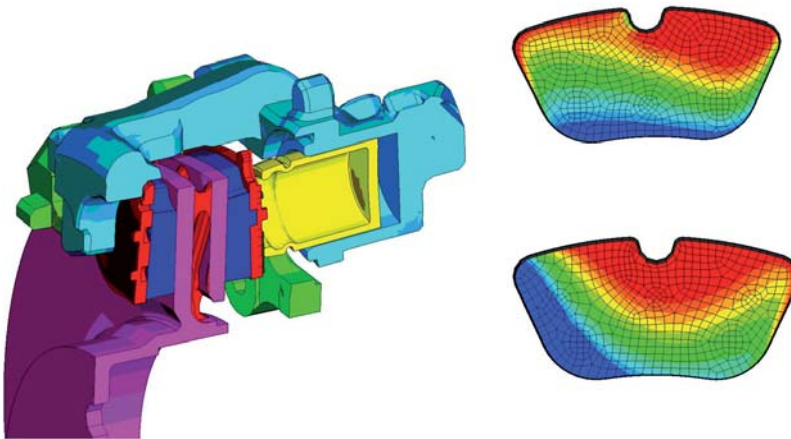


Bild 2: Darstellung der Komponenten (links) und Berechnung der Verformung aufgrund von Zuspänn- und Umfangskräften (rechts)

wird dadurch asymmetrisch, was zur Lösung des Gleichungssystems eine spezielle Software mit komplexem Solver erfordert. Mit dem Verfahren der komplexen Eigenwertanalyse lassen sich die instabilen Moden numerisch bestimmen und die selbsterregte Schwingung berechnen. Dazu wird im ersten Schritt ein FE-Modell des Bremssystems mit allen benachbarten Fahrwerkskomponenten erstellt. **Bild 1** zeigt ein solches FE-Modell, bestehend aus mehreren hunderttausend Freiheitsgraden.

Im zweiten Schritt werden für die zu untersuchenden Bremsvorgänge in Abhängigkeit von Bremsdruck, Temperatur und weiteren Parametern die statischen Verformungen des Bremssystems berechnet, **Bild 2**.

Danach müssen im dritten Schritt für jeden einzelnen Bremsvorgang die komplexen Eigenwerte des Systems bestimmt werden. Deren Anfachungsraten liefern eine Aussage darüber, welche der berechneten Frequenzen eine mögliche Quelle für Bremsenquietschen darstellen können. **Bild 3** zeigt das Ergebnis der komplexen Eigenwertanalyse. Im genannten Beispiel wurden zwei potenzielle Problemfrequenzen gefunden, während in der Praxis nur eine davon zu hörbarem Quietschen führt.

3 Messtechnische Grundlagen

Die vollständige Charakterisierung der komplexen vibroakustischen Dynamik eines Bremssystems wird durch leistungs-

fähige, heute kommerziell verfügbare optische Messtechnik erheblich erleichtert. Für sämtliche optisch direkt oder über Spiegel indirekt zugängliche Messpunkte kommt zur Schwingungsmessung das Verfahren der 3D-Scanning-Laservibrometrie zum Einsatz. Das 3D-Scanning-Vibrometer, wie es von Polytec angeboten wird, ist ein komplettes Messsystem zur schnellen, einfachen, berührungslosen und rückwirkungsfreien Erfassung von dreidimensionalen Schwingungen komplexer mechanischer Strukturen. Es liefert räumlich und zeitlich hoch aufgelöst wichtige dynamische Strukturinformationen wie Übertragungsfunktionen, Resonanzfrequenzen, Eigen- und Betriebsschwingformen. **Bild 4** zeigt den optischen Aufbau eines Laservibrometers [1].

Das Verfahren basiert auf dem optischen Dopplereffekt, der besagt, dass Lichtwellen bei der Streuung an bewegten Oberflächen eine bewegungsabhängige Änderung ihrer Schwingungsfrequenz erfahren. Die Frequenzänderung ist direkt proportional zum Momentanwert der Schwinggeschwindigkeit und kann trotz ihres bemerkenswert kleinen Relativwertes von weniger als 10^{-8} mit interferometrischen Verfahren extrem genau bestimmt werden. Hierzu wird im Inneren des Vibrometers das zurückgestreute Laserlicht mit einem definiert in der Frequenz verschobenen Referenzstrahl verglichen (Heterodynverfahren, **Bild 4**). Lediglich die Geschwindigkeitskomponente in Strahlrichtung hat Einfluss auf die Doppler-Frequenzverschiebung.

Deshalb wird hier zur vollständigen Erfassung des Geschwindigkeitsvektors im Messpunkt das 3D-Scanning-Vibrometer eingesetzt, welches mit drei unabhängigen, aus verschiedenen Raumrichtungen messenden Laserstrahlen, **Bild 5**, die Bewegung des Messpunktes vollständig erfasst. Zur Messung von Betriebsschwingformen werden die drei Laserstrahlen synchron über ein festgelegtes Punktgitter auf der Oberfläche des Testobjektes geführt, und an jedem Messpunkt wird eine vollständige Schwingungsmessung durchgeführt. Eine parallel dazu erfasste Phasenreferenz stellt einen korrekten Bezug zu den sequentiell gemessenen Punkten her und ermöglicht die Berechnung und Animation der Betriebsschwingformen aus den Mess-

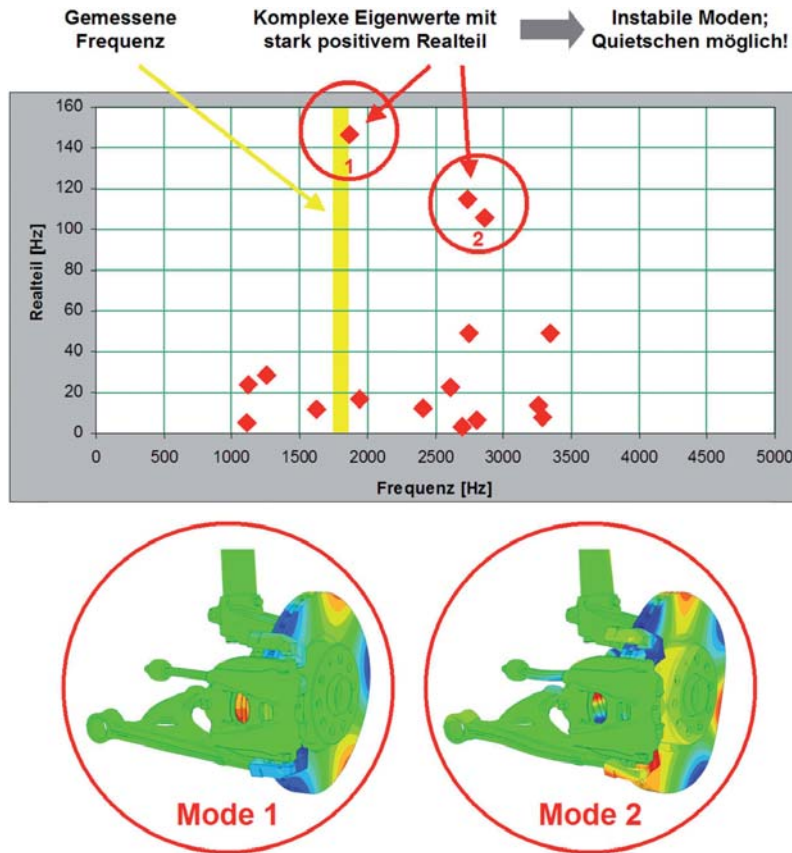


Bild 3: Zwei Ergebnisse der komplexen Eigenwertanalyse als Moden 1 und 2 – nur Mode 1 bei der gemessenen Frequenz (gelb) führt zu hörbarem Quietschen

datensätzen. Im Vergleich mit anderen optischen Verfahren wie der Holografie oder der „Elektronischen Speckle-Pattern-Interferometrie“ (ESPI) muss die Schwingung während der Abtastdauer anliegen. Dafür bereitet das korrekte Messen und Darstellen komplexer Mo-

den (Schwingungsformen mit Phasenverzug innerhalb der Messpunkte) keinerlei Probleme, da nicht nur zwei Pulse ausgewertet werden, sondern mehrere Schwingungsperioden.

Mit der Erweiterung auf alle drei räumlichen Dimensionen ist die 3D-

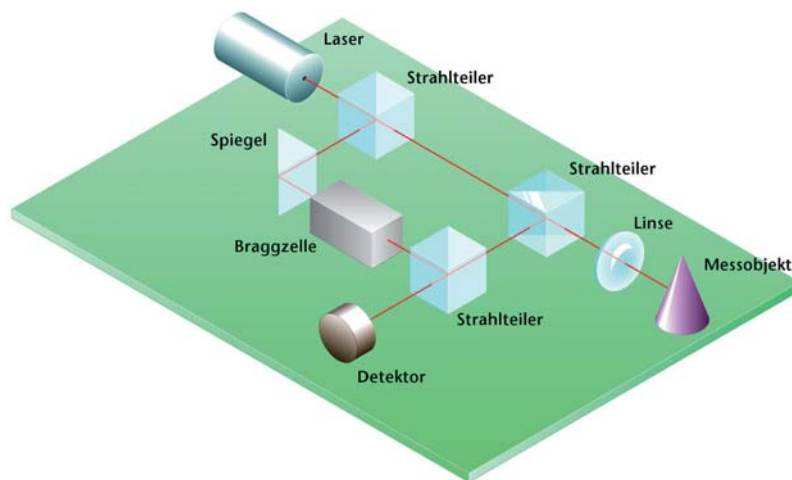


Bild 4: Optischer Aufbau eines Laservibrometers [1]

Scanning-Vibrometrie zu einem leistungsstarken Werkzeug bei der Entwicklung von Bremssystemen geworden und ermöglicht die Bestimmung von sowohl In-plane- (in der untersuchten Ebene) als auch Out-of-plane-Betriebsschwingformen (senkrecht zur Ebene) der relevanten Komponenten mit einem Messaufbau. Die berührungslose Technik vereinfacht die Durchführung des Messprojektes erheblich, weil die aufwändige Sensoradaption und Verkabelung des Messobjektes auf die optisch nicht zugänglichen Messpunkte beschränkt werden kann.

4 Experimentelle Untersuchungen

Wie für die Simulation des Bremsenquietschens gilt auch für die Prüfstandsversuche: Das Schwingungsverhalten ist als eine Systemeigenschaft anzusehen und erfordert entsprechende Versuchsaufbauten. Nicht nur die Bremsanlage, sondern auch alle am Achsschenkel befestigten Fahrwerks-teile (Federbein, Querlenker etc.) sind schwingungsrelevant und müssen daher mit aufgebaut werden. Um das Geräuschverhalten experimentell bewerten zu können, wird zunächst auf dem Schwungmassenprüfstand, **Bild 6**, ein automatisches Geräuschsuchprogramm gefahren, ein so genannter Matrix-Test. Dieser deckt alle komfortrelevanten Betriebszustände ab, mit denen der Fahrer im realen Straßenverkehr konfrontiert wird. Dabei werden geräuschbehaftete Bremsungen erfasst und hinsichtlich der Parameter Fahrtrichtung, Geschwindigkeit, Bremsdruck, Temperatur, Quietschfrequenz, Schalldruckpegel und Dauer beziehungsweise Häufigkeit ausgewertet. Hierzu existieren allgemein zugängliche Programme wie die Software „AK Noise“ des Arbeitskreises „Bremsgeräusche“ der deutschen Automobil- und Bremsenhersteller oder das SAE J2521, aber auch Spezialprogramme der Fahrzeug und Bremsenhersteller [2, 3].

Sind die Parameter bekannt, unter denen die Bremse quietscht, kann im Anschluss die Betriebsschwinganalyse mit dem kombinierten Sensorsystem stattfinden. Vor Beginn der eigentlichen Messung ist das Messsystem auf die aktuelle



Bild 5: Drei Messköpfe des 3D-Scanning-Vibrometers

Messaufgabe hin vorzubereiten. Die Einrichtung des Vibrometers umfasst die Positionierung des Messkopfsystems in Bezug auf das Messobjekt, den systemgestützten Abgleich der Koordinatensysteme von Messobjekt und Sensorsystem, die Festlegung des Messpunktgitters (durch FE-Import oder interaktiv mit Videounterstützung) und die Parametrierung der Messung. Bei wiederkehrenden Prüfstandsanswendungen, wie im hier be-

schriebenen Fall, unterstützt ein motorisiertes Gesamtstativ die reproduzierbare Positionierung des Vibrometers am Prüfstand.

Auf dem Schwungmassenprüfstand werden die kritischen Betriebszustände angefahren, die zu unerwünschtem Bremsenquietschen führen. Dies wird nacheinander für alle im Geräusuchsprogramm ermittelten Frequenzen durchgeführt. Zur optischen Erfassung

möglichst vieler Messpunkte wird das Schwingverhalten des Bremssystems aus unterschiedlichen Raumrichtungen gemessen. Anstatt mehrere Messungen aus unterschiedlichen Positionen zusammenzufügen, werden dabei Bereiche, die nicht direkt zugänglich sind, über Spiegel gemessen, so dass eine Neupositionierung des Vibrometers nicht erforderlich ist. In diesem Fall wird eine Koordinatentransformation notwendig, damit alle Messungen, mit oder ohne beweglichen Spiegel, im selben Koordinatensystem dargestellt werden. Das kann auch automatisch geschehen, wenn die Spiegelpositionen während des Setups vordefiniert werden.

Um die erwähnten Einschränkungen des optischen Verfahrens zu kompensieren, werden ergänzend zur Laser-Abtastung auch triaxiale Beschleunigungsaufnehmer eingesetzt [4], appliziert in den Kühlkanälen der Bremsscheibe, **Bild 7**. Hierzu werden bis zu vier triaxiale Beschleunigungsaufnehmer am äußeren und inneren Rand beider Reibringe mit Hilfe eines Hochtemperaturklebers angebracht, so dass bei Temperaturen bis 180 °C gemessen werden kann. Die Messsignale werden durch kleine mitrotierende Ladungsverstärker verstärkt und dann über ein Schleifringssystem oder mittels geeigneter Telemetrie der Signalaufbereitung und Datenerfassung zugeführt.

Zur einheitlichen Behandlung und Darstellung der Messdaten von 3D-Scanning-Vibrometer [5] und Beschleunigungsaufnehmern werden die Beschleunigungsaufnehmersignale über das Datenerfassungssystem des Vibrometers miterfasst. Die kontinuierlich anfallenden Zeitsignale der Aufnehmer werden durch einen Triggerimpuls eines Drehzahlsensors pro Umlauf mit der Position der Bremsscheibe synchronisiert. Der einem Umlauf zugeordnete Zeitdatensatz wird in bis zu 360 gleich große, winkeläquivalente Abschnitte zerlegt, die die Software Geometriesegmenten zuordnet, die zuvor im ortsfesten Koordinatensystem definiert worden sind.

Jeder Abschnitt wird einer FFT-Analyse unterzogen, und die Beschleunigungsamplituden werden in Auslenkungen umgerechnet. Typischen Rotationsgeschwindigkeiten von zum Beispiel 10/min entsprechen bei 4° Auflösung dann Zeit-

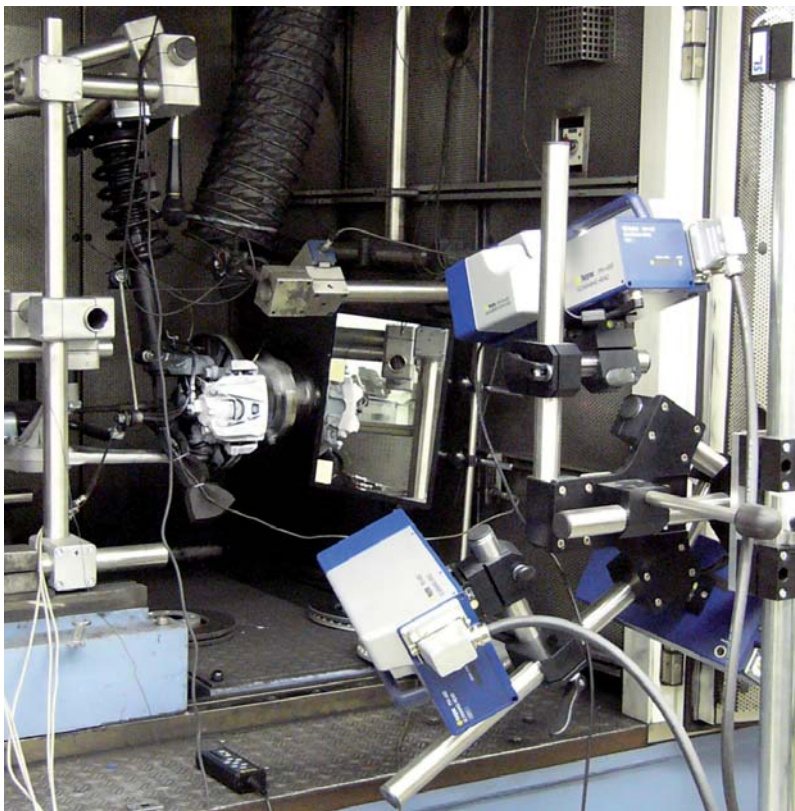


Bild 6: Bremsystem auf dem Schwungmassenprüfstand [2]

datensätze von 67 ms, die mit 204,8 kHz gesampelt werden, so dass mit 6400 FFT-Linien eine Frequenzauflösung von 12,5 Hz erreicht werden kann. Der Anwender steht hierbei immer vor dem Zielkonflikt, eine hohe Winkelauflösung nur auf Kosten der Frequenzauflösung erreichen zu können und umgekehrt, da sich bei mehr Winkelsegmenten die Länge des Zeitdatensatzes für die FFT entsprechend verringert. So sinkt im vorliegenden Beispiel die Frequenzauflösung auf 50 Hz, wenn die Winkelauflösung auf 1° gesteigert wird.

Die an den optisch zugänglichen Messpunkten vom Vibrometer gemessenen 3D-Geschwindigkeiten werden ebenfalls FFT-analysiert und in Auslenkungen transformiert. Durch eine mitgemessene Phasenreferenz können die sequentiell optisch und taktil gemessenen Daten phasenrichtig zueinander in Bezug gesetzt werden. Ergebnis ist eine vollständige dreidimensionale Betriebsschwinganalyse aller interessierenden Bremsenkomponenten (optisch zugängliche wie abgeschattete oder drehende wie stationäre), deren Animation in **Bild 8** dargestellt ist.

Die so gewonnenen kompletten Schwingungsdatensätze erfüllen alle Anforderungen für einen effektiven Parameterabgleich der beschreibenden FE-Modelle. Die Überprüfung auf Korrelation kann durch manuellen Vergleich der gemessenen mit den berechneten Frequenzen und Moden erfolgen, oder durch geeignete numerische Verfahren. Hier ist in erster Linie die MAC-Analyse (Modal Assurance Criterion) zu nennen, welche den Korrelationskoeffizienten zwischen gemessener und berechneter Schwingung ermittelt. Der Korrelationskoeffizient ist ein Anzeichen für die Übereinstimmung und erlaubt eine Aussage über die Güte der Simulation.

5 Abhilfemaßnahmen

Sind die Betriebsschwingformen und Eigenformen ermittelt und validiert, kann die Entstehung der Selbsterregung durch geeignete Maßnahmen verhindert und somit dem unerwünschten Bremsenquietschen abgeholfen werden. Priorität haben dabei Strukturmodifikationen, welche die Resonanzfrequenzen gezielt verschieben. Erst danach werden Sekun-

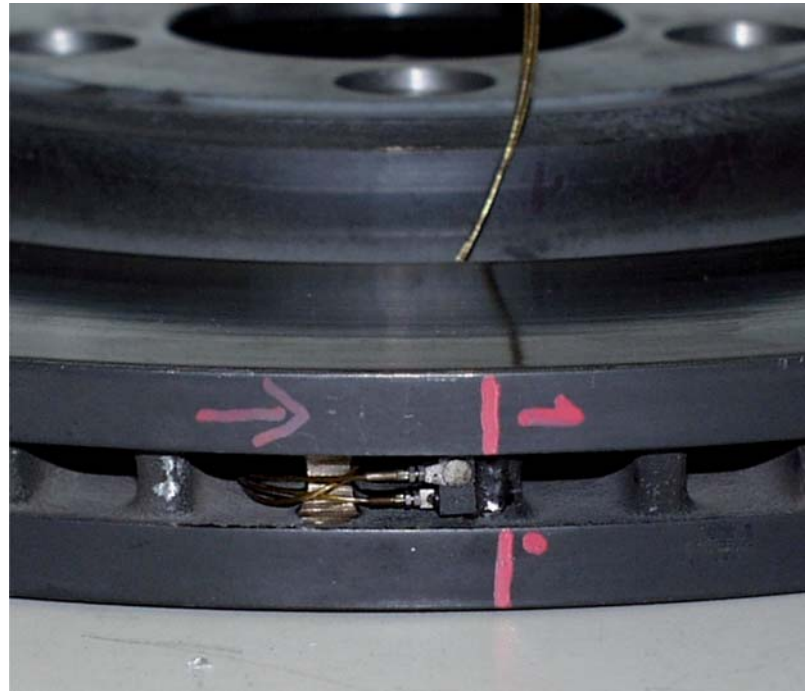


Bild 7: Bremsscheibe mit triaxialem Beschleunigungsaufnehmer [4]

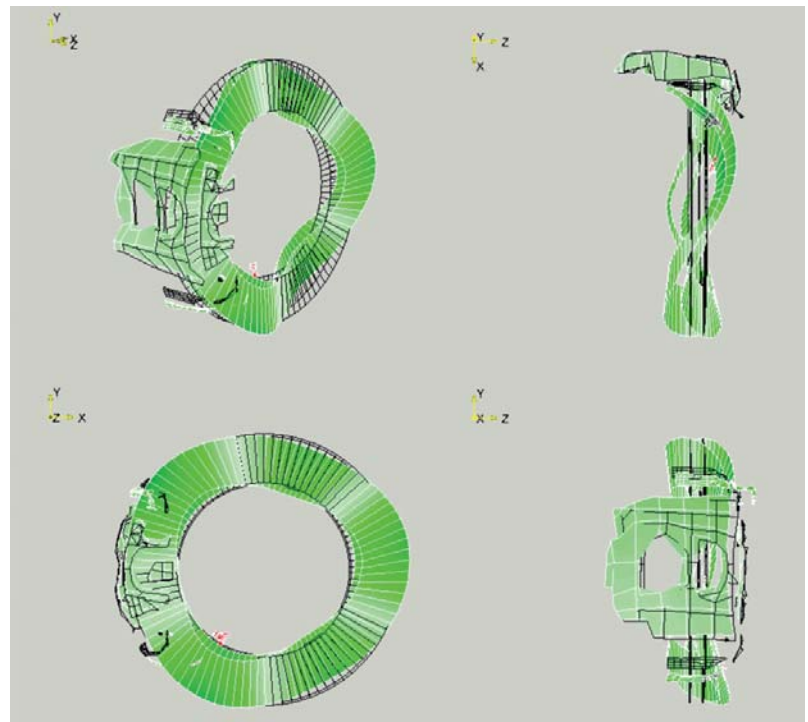


Bild 8: Gemessene Betriebsschwingformen

därmaßnahmen erarbeitet, die isolierend oder dämpfend auf die Schwingung wirken. Insbesondere für die Definition der Strukturmodifikationen ist die Verwendung von FE-Modellen von Vorteil.

Versuchstechnisch ist das gezielte Vari-

ieren der zahlreichen Kombinationen verschiedener Parameter nur schwierig durchzuführen. Die reale Bremse unterliegt dem betriebsbedingten Verschleiß und oft nur statistisch erfassbaren Streuungen der geräuschrelevanten Parameter.

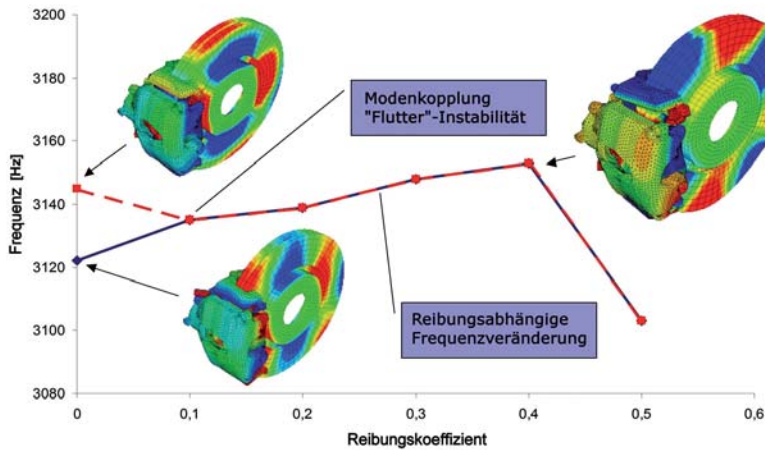


Bild 9: Entstehung des Bremsquietschens durch Modenkopplung in Abhängigkeit von Frequenz und Reibungskoeffizient

Deswegen ist es kaum möglich, exakt reproduzierbare Betriebsbedingungen für verschiedene Kombinationen von Maßnahmen zu schaffen. Numerisch ist es jedoch kein Problem, eine Vielzahl von Parametern oder nur einzelne ausgewählte zu verändern. Die anhand der Betriebschwinganalyse verifizierten FE-Modelle liefern also die Grundvoraussetzung für eine erfolgreiche Verwendung von Optimierungsalgorithmen. Dazu wird ein Konstruktionsraum definiert, der alle potenziellen Parameter zur Geräuschereduzierung umfasst. Hierbei sind die aus den 3D-Messungen oder den simulierten Schwingungen berechenbaren Beteiligungs-faktoren eine große Hilfe, denn sie stellen ein Maß für die anteilige Schwingungsenergie des jeweiligen Bauteils dar.



Bild 10: Strukturelle Verstimmung durch Zusatzmassen am Bremssattel (Lösung, links, und Basis, rechts)

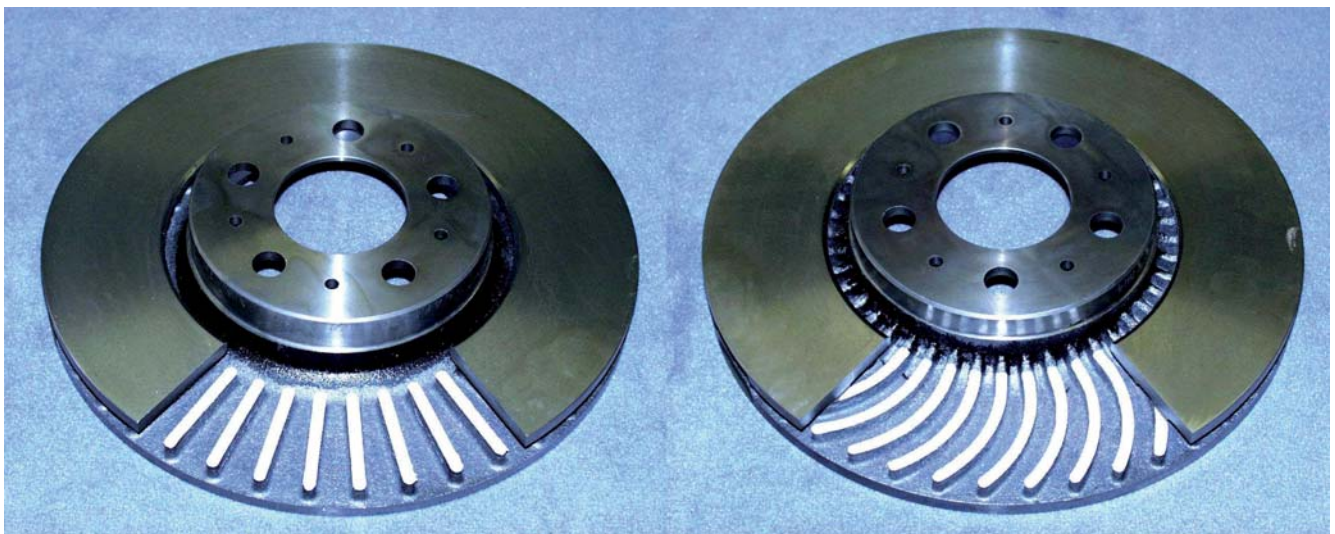


Bild 11: Strukturelle Verstimmung durch Modifikation der Scheibensteifigkeit (gerade und gebogene Kühlkanäle)

Ebenso wird eine geeignete Systemantwort definiert, die es gilt zu optimieren. Eine geeignete Systemantwort ist die Analyse des Systems auf Instabilitäten, welche durch die Kopplung zweier benachbarter Moden entstehen können.

Bild 9 zeigt, wie die Kopplung zweier Moden vom Reibungskoeffizient abhängt. Die gestrichelte rote Linie folgt der Frequenz der einen Mode, die durchgezogene blaue Linie einer benachbarten zweiten Mode. Bei einer Zunahme des Reibungskoeffizienten verändert sich die Frequenz beider Moden. Zunächst nimmt die Frequenz der ersten Mode ab, während die der zweiten zunimmt, bis beide Frequenzen bei einem Reibungskoeffizient von 0,1 zusammenfallen. In diesem Fall koppeln die beiden Moden; die Eigenwerte werden komplex. Bei weiter zunehmender Reibung verstärkt sich in der Regel die Anfachung der betroffenen Eigenformen. Durch die entstandene negative Dämpfung klingt die Schwingung auf und führt zum Bremsenquietschen.

Um das Bremsenquietschen zu eliminieren, werden die Resonanzfrequenzen so weit verschoben, dass keine Modenkopplung mehr auftritt. Dies geschieht mit Hilfe von Optimierungsverfahren, die den vorgegebenen Konstruktionsraum nach dem besten Parametersatz untersuchen, um das Einsetzen der selbsterregten Schwingung stabil zu unterdrücken. Die optimierte Konstruktion

wird im Anschluss auf dem Schwingmassenprüfstand und im Fahrzeug verifiziert. Beispiele für ausgeführte Maßnahmen zeigen die **Bild 10** und **Bild 11**.

6 Schlussfolgerungen und Ausblick

Um den immer kürzer werdenden Entwicklungszeiten bei gleichzeitig gestiegenen Anforderungen Rechnung zu tragen, muss die Schwingungsoptimierung effektiv und zielorientiert erfolgen. Beste Voraussetzungen dafür bietet ein frühzeitiges Einbeziehen der numerischen Geräuschsimulation schon im Konstruktionsstadium. Dies erfordert eine interdisziplinäre Zusammenarbeit zwischen Fahrzeughersteller und Systemlieferant und setzt beispielsweise den Austausch von Konstruktionsunterlagen (CAD-Daten) voraus. Es eröffnet damit die Möglichkeit, frühzeitig konstruktive Maßnahmen zu ergreifen, die im fortgeschrittenen Entwicklungsstadium zu hohen Kosten oder Zeitverzug führen würden.

Aufgrund der genannten Einschränkungen können Simulationsverfahren allerdings Prüfstands- und Fahrversuche nicht ersetzen, sondern nur ergänzen und bestenfalls auf ein Minimum beschränken. Auch weiterhin wird die experimentelle Überprüfung mit aussagekräftiger sowie einfach und produktiv einsetzbarer Messtechnik unverzichtbar

bleiben. Der hier von Continental AG und Polytec GmbH vorgestellte verzahnte Einsatz zweier zueinander komplementärer Messverfahren (3D-Scanning-Laser-vibrometrie und taktile Mehrkanal-Messtechnik mittels Beschleunigungsaufnehmern) einerseits und der FE-Modellierung andererseits stellt eine bewährte Methodik für die effiziente Entwicklung geräuschoptimierter Bremssysteme dar.

Von der sich abzeichnenden Weiterentwicklung im Bereich der Rechnerhardware und den damit verbundenen Leistungssteigerungen im Bereich der FE-Berechnung sind vor allem schnellere Ergebnisse zu erwarten. Dies wird es ermöglichen, den vordefinierten Konstruktionsraum um zusätzliche Parameter zu erweitern, was die Attraktivität numerischer Optimierungsverfahren noch steigern wird.

Literaturhinweise

- [1] Lewin, A.; Mohr, F.; Selbach, H.: Heterodyn-Interferometer zur Vibrationsanalyse. In: Technisches Messen 57 (1990), S. 315–362
- [2] Breuer, B.; Bill, K. (Hrsg.): Bremsenhandbuch. 3. Auflage, Kapitel 29, Bremsentechnisches Versuchswesen, S. 432–447, Vieweg-Verlag, Wiesbaden, 2006
- [3] SAE Standard J 2521: Disc and Drum Brake Dynamometer Squeal Noise Matrix. SAE International, Warrendale, PA (USA), January 2006
- [4] Marschner, H.; Rischbieter, F.: Three-Dimensional Operational Deflection Shape Analysis of Squealing Disc Brakes. SAE Paper 2004-01-2796, SAE Brake Colloquium, Anaheim, CA, USA, 12th October 2004
- [5] Schell, J.; Steger, H.; Winkler, E.: Schneller zum NVH-optimierten Fahrzeug. In: AEP Automotive Engineering Partners, Nr. 9-10/2005, S. 6–10