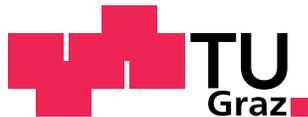


Diplomarbeit

Untersuchungen zu Entstehung und Kompensation von Bremsgeräuschen bei Motorrädern

Sebastian Blamberger

Institut für Elektrische Messtechnik und Messsignalverarbeitung
Technische Universität Graz
Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Georg Brasseur



Begutachter: Univ.-Doz. Dipl.-Ing. Dr. techn. Daniel Watzenig

Graz, im Januar 2014

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....

(Unterschrift)

Danksagung

Diese Diplomarbeit wurde im Jahr 2013 am Institut für Elektrische Messtechnik und Messsignalverarbeitung an der Technischen Universität Graz durchgeführt.

Hiermit bedanke ich mich bei Herrn Martin Mayrobnig für die reibungslose Abwicklung seitens KTM und bei meinem Betreuer, Herrn Daniel Watzenig, für die Unterstützung. Besonderer Dank geht an Herrn Christian Bauer, der mich während meiner Arbeit in Mattighofen immer tatkräftig und mit Vorschlägen unterstützte.

Ich möchte meinen Eltern für die mentale sowie finanzielle Unterstützung während des Studiums danken. Dank geht auch an alle Freunde und Freundinnen, die mir in den Jahren in Graz zur Seite standen.

Graz, im Januar 2014

Sebastian Blamberger

Kurzfassung

Die vorliegende Diplomarbeit befasst sich mit der Analyse der Ursache von Bremsgeräuschen bei Motorrädern. Motorradbremssysteme unterscheiden sich von PKW Bremssystemen im Wesentlichen durch die Bremsleistung und die damit verbundene Dimensionierung. Aus dem geringen Gewicht von Motorrädern ergeben sich Leistungswerte, die in etwa um den Faktor zehn geringer sind als bei PKW.

Die Verringerung der Fahrzeuggeschwindigkeit wird durch die Umwandlung von kinetischer Energie in Wärme erzielt. Dazu werden zwei Bremsbeläge über einen hydraulischen Verstärkungsmechanismus auf die Oberfläche einer rotierenden Bremsscheibe gepresst. Durch Reibungsinstabilitäten in diesem dynamischen, kontaktmechanischen System können das Bremssystem und angrenzende Bauteile zu unerwünschten Schwingungen angeregt werden.

Als Basis für mögliche konstruktive Modifikationen zur Beeinflussung des Schwingverhaltens dienen Untersuchungen an relevanten Komponenten des Bremssystems und des Fahrwerks. Die Analyse des Schwingverhaltens erfolgt mit Hilfe unterschiedlicher Messsysteme und Messmethoden, deren Eignung untersucht und verglichen wird.

Die Ergebnisse zeigen, dass das auftretende Phänomen dem Bremsenmuhlen (100 - 500 Hz) zuzuordnen ist. Als das maßgeblich an der Schallabstrahlung beteiligte Bauteil wurde eindeutig die Bremsscheibe identifiziert. In der Arbeit wird eine Vorgehensweise vorgeschlagen, um zukünftig auftretende Schwingungsprobleme zu analysieren und zu mindern bzw. zu kompensieren.

Abstract

This thesis deals with the identification and analysis of sources of motorcycle brake noise. The main differences between car and motorcycle brake systems are the braking power and the brake dimensions. Due to the lower weight of motorcycles approximately a tenth of the braking power is sufficient when compared to car brake systems.

In general the reduction of vehicle speed is obtained by a conversion from kinetic energy to heat. This can be achieved by a hydraulic boost system that presses two brake pads onto the surface of a rotating brake disc. Due to friction instabilities in this dynamic mechanical contact system undesirable vibrations of the brake system and adjoining parts can occur.

Studies on relevant components of the braking system and the chassis are performed in order to allow for structural modifications that influence the vibration behaviour. The vibrational characteristics are analysed using various measurement systems and methods, which are examined and compared for their applicability.

The results show that the occurring phenomenon can be categorised as brake moan (100-500 Hz) and the brake disc is identified as the main source of sound radiation. Further, this work suggests a general methodology for analysing, mitigating and compensating unwanted structural vibrations.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Stand der Technik	2
1.3	Zielsetzung	2
1.4	Gliederung	3
2	Aufbau von Fahrwerk und Bremssystem	4
2.1	Scheibenbremssysteme für Motorräder	4
2.2	Untersuchtes Fahrzeug	4
2.2.1	Komponenten eines hydraulisch betätigten Scheibenbremssystems . .	6
2.2.2	Fahrwerkskomponenten	8
3	Vibrationen und Geräusche	11
3.1	Entstehung	11
3.1.1	Kinetische Energie, Wärme und Schwingung	11
3.1.2	Anregungsmechanismen	12
3.1.3	Die Bremscheibe	13
3.2	Einteilung der Phänomene	15
3.2.1	Niederfrequente Vibrationen und Geräusche	16
3.2.2	Hochfrequente Geräusche	16
4	Schwingungshemmende Maßnahmen	17

4.1	Maßnahmen zur Behebung von Bremsgeräuschen	17
4.1.1	Allgemeine Maßnahmen	17
4.1.2	Motorradspezifische Maßnahmen	18
4.1.3	Vorhersage	18
5	Grundlagen der Schwingungsanalyse	21
5.1	Frequenzbereiche und Einteilung der Schallphänomene	21
5.2	Sensorik	22
5.2.1	Luftschall	22
5.2.2	Ortung von Schallquellen	24
5.2.3	Körperschall	27
5.3	Digitale Messignalverarbeitung	34
5.4	Modalanalyse	36
5.4.1	Experimentelle Modalanalyse	38
5.5	Betriebsschwingungsanalyse	38
6	Durchgeführte Messungen und Ergebnisse	40
6.1	EMA am Gesamtfahrzeug	41
6.1.1	Unterer Fahrwerksteil	42
6.1.2	Oberer Fahrwerksteil	43
6.2	EMA Baugruppen / Einzelkomponenten	46
6.2.1	Vorderrad	46
6.2.2	Einfluss der Gabelfaustvarianten auf Schwingform und Frequenzverhalten	50
6.2.3	Einfluss des Federwegs	52
6.3	Untersuchungen am Rollenprüfstand	53
6.3.1	Frequenzanalyse des Luftschalls	54
6.3.2	Zusammenhang zwischen Körperschall und Luftschall	55
6.4	Vergleichsmessungen am Akustikprüfstand	56

6.4.1	Scheibendurchmesser	59
6.4.2	Gabelfaustvarianten	60
6.5	Abgleich mit der Simulation	61
6.6	Akustische Kamera	63
7	Zusammenfassung und Schlussfolgerungen	65
A	Liste der verwendeten Messhardware	67
A.1	Messsysteme	67
A.2	Sensorik	67
A.3	Schwingerreger	67
	Literaturverzeichnis	68

Abkürzungsverzeichnis

ABS	Antiblockiersystem
BSA	Betriebsschwingungsanalyse
DFT	Discrete Fourier Transform, diskrete Fouriertransformation
DTV	Disc Thickness Variation, Bremsscheibendickenänderung
EMA	Experimetelle Modalanalyse
FEM	Finite Elemente Methode
FFT	Fast Fourier Transform, schnelle Fouriertransformation
FRF	Frequency Response Function, Frequenzantwort
MDOF	Multiple Degree Of Freedom, Mehr-Freiheitsgrad-System
PKW	Personenkraftwagen
PZT	Ble-zirkonat-titanat
SDOF	Single Degree Of Freedom, Ein-Freiheitsgrad-System

Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
<i>Lateinische Buchstaben</i>		
a	m/s	Beschleunigung
c	m/s	Schallgeschwindigkeit in Luft
c_L	m/s	Longitudinal-Wellen-Geschwindigkeit in Festkörpern
c_{spez}	J/kg/K	Spezifische Wärmekapazität
d	kg/s	Dämpfungskoeffizient
D	-	Lehr'sches Dämpfungsmaß
\mathbf{D}	kg/s	Dämpfungsmatrix
d_{11}	m/V	Piezoelektrischer Koeffizient für longitudinale Verformung
d_s	m	Dicke der Brems Scheibe
E	N/m ²	Elastizitätsmodul
E_{kin}	J	Kinetische Energie
f_{max}	Hz	Maximale Signalfrequenz
$f_{m,n}$	Hz	Modenfrequenz, abhängig von der Anzahl der Knotenlinien
f_s	Hz	Abtastfrequenz
\vec{F}	N	Kraft
I	W/m ²	Schallintensität
k	N/m	Federsteifigkeit
\mathbf{K}	N/m	Steifigkeitsmatrix
L_p	dB	Schalldruckpegel
m	kg	Masse
\mathbf{M}	kg	Trägheitsmatrix
\tilde{p}	Pa	Schallwechseldruck
P	W	Schalleistung
Q_{EL}	C	Elektrische Ladung
$\Delta Q_{Bremsung}$	J	Wärmemenge bei einem Bremsvorgang
r_s	m	Radius der Brems Scheibe
ΔT	K	Temperaturdifferenz
v	m/s bzw. km/h	Geschwindigkeit bzw. Fahrgeschwindigkeit
v_{max}	km/h	Maximale Fahrgeschwindigkeit
\vec{v}	m/s	Schnelle
V	-	Vergrößerungsfunktion

Formel- zeichen	Einheit	Bedeutung
--------------------	---------	-----------

Griechische Buchstaben

$\alpha_{m,n}$	-	Faktor für Frequenzverhältnisse der Moden einer Scheibe
δ	-	Dämpfung
η	-	Frequenzverhältnis
λ	m	Wellenlänge
μ	-	Poisson Zahl, auch Querkontraktionszahl
μ_r	-	Dynamische Reibungskoeffizient
ρ	kg/m ³	Dichte
$\vec{\xi}$	m	Auslenkung
ω	1/s	Kreisfrequenz

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Motivation

In der Automobilindustrie sind Bremsgeräusche seit langem ein Problem, das immer wieder auftaucht und das noch nicht vollständig erklärt bzw. gelöst werden konnte. Da die Bremse für das Fahrzeug ein sicherheitsrelevantes Funktionselement darstellt, kommt ihr in diesem Zusammenhang eine große Bedeutung zu.

Wenn während des Bremsvorgangs Geräusche oder Vibrationen auftreten, kann beim Fahrzeuglenker der Eindruck entstehen, dass die Bremse nicht ordnungsgemäß funktioniert, auch wenn die Funktion noch gewährleistet ist. Schwingungsphänomene in Verbindung mit Bremssystemen führen deshalb oft zu Kundenunzufriedenheit und in weitere Folge zu Garantieansprüchen, die für den Fahrzeughersteller hohe Kosten entstehen lassen [BB04]. Generell lässt sich sagen, dass Bremsgeräusche ein nicht akzeptables Phänomen darstellen und – wie viele korrekt arbeitende Bremssysteme bestätigen – vermieden werden können.

Da eine zuverlässige Simulation im Vorfeld der Konzeption eines Bremssystems noch nicht möglich ist, kommt es immer wieder dazu, dass während des Entwicklungsprozesses eines Fahrzeugs Bremsanlagen auftauchen, die Bremsgeräusche hervorrufen.

Was die Neigung zu Bremsgeräuschen betrifft, stellen Motorradbremssysteme keine Ausnahme dar. Durch den extremen Leichtbau bei Motorrädern sind Strukturschwingungen, die in weiterer Folge zu Schallabstrahlung führen können, leicht anregbar.

Um in Zukunft das Auftreten von störenden Eigenschaften von Motorradbremssystemen zu minimieren, wird in dieser Arbeit das Thema Bremsenquietschen aufgearbeitet und mögliche Strategien zur Vorhersage, Lokalisierung und Beseitigung aufgezeigt.

1.2 Stand der Technik

In diesem Abschnitt wird eine Literaturübersicht zum Überbegriff *Bresenquietschen* gegeben. Es wird ein Überblick über die Erkenntnisse gegeben, auf denen diese Arbeit aufbaut.

Aufgrund der Brisanz von Störgeräuschen und Vibrationen, die von Scheibenbremssystemen ausgehen können, wurde dieses Thema in zahlreichen Arbeiten behandelt. Da die Funktion der Bremse trotz Entstehung von Bremsgeräuschen zumeist gegeben ist, ist *Bresenquietschen* in den Bereich des Komforts einzuordnen. Aufgrund der steigenden Komfortansprüche bezieht sich der Großteil der bestehenden Arbeiten auf PKW Bremssysteme. Im Fall von Motorrädern, die hauptsächlich einem sportlichem Zweck dienen, wo Komfort nur eine untergeordnete Rolle spielt, ist die Anzahl der Publikationen geringer.

Nichtsdestotrotz folgen Motorradbremssysteme den gleichen physikalischen Gesetzen und sind ähnlich aufgebaut. Eine Übertragung von Erkenntnissen von PKW auf Motorräder muss hinterfragt werden, ist aber in den meisten Fällen zulässig.

Ein aktuelles und umfassendes Werk zu Bremsen im Allgemeinen und zu mit Bremsen verbundenen Geräuschphänomenen liegt im Falle des Bremsenhandbuches von B. BREUER K.H. BILL vor [BB04]. Dieses beinhaltet auch ein Kapitel zum Bremsverhalten von einspurigen Fahrzeugen.

Eine sehr guten Überblick über Modelle die das Entstehen von reibungsinduzierten Schwingungen zu beschreiben versuchen, geben N.M. KINKAID ET AL. in [KOP03]. Sie präsentieren darüber hinaus Methoden zur Behebung von Bremsgeräuschen.

Die Dissertation von R. ALLGAIER [All02] behandelt das Balken-Scheibe Modell im Detail und gibt darüber hinaus Aufschluss über Entstehungsmechanismen, Modellbildung und experimentelle und numerische Untersuchungen.

In Kapitel 2 wird näher auf den Stand der Technik und den Aufbau von Motorradbremssystemen eingegangen.

1.3 Zielsetzung

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wird eine Untersuchung des Problems am Beispiel eines speziellen einspurigen Fahrzeugs der Marke KTM durchgeführt und es werden konstruktive Maßnahmen als mögliche Lösungsansätze sowie ein Leitfaden zur Vorgehensweise bei Bremsgeräuschphänomenen diskutiert. Darüber hinaus werden schwingungstechnische Messungen an diesem Motorrad durchgeführt, die zum Ziel haben, die Schwingungseigenschaften des Vorderradfahrwerks bestehend aus Gabel, Bremsanlage und Rad zu bestimmen. Die Arbeit soll einen Überblick über gängige Messmethoden geben, die bei schwingungstechnischen Problemen in Zusammenhang mit Bremssystemen angewandt werden können. Schließlich soll ihre Anwendbarkeit und ihre Eignung für die Fahrzeugklasse der Motorräder überprüft werden.

1.4 Gliederung

In **Kapitel 2** wird der Aufbau des Fahrwerks und des Bremssystems des untersuchten Fahrzeugs im Detail beschrieben.

In **Kapitel 3** wird die Entstehung von Vibrationen und Geräuschen bei Scheibenbremssystemen diskutiert. In weiterer Folge werden verschiedene Arten von Geräuschphänomenen beleuchtet.

Kapitel 4 gibt einen Überblick über schwingungshemmende Maßnahmen, die in der Literatur zu finden sind.

In **Kapitel 5** werden verschiedene Messverfahren, die in der Fahrzeugtechnik zum Einsatz kommen, beschrieben. Im Speziellen wird das Verfahren der Experimentellen Modalanalyse erläutert, weil bei schwingungstechnischen Phänomenen die Moden einer Struktur eine große Rolle spielen.

Kapitel 6 enthält eine Auflistung der durchgeführten Messungen und der dazugehörigen Messergebnisse sowie deren Interpretationen.

In **Kapitel 7** werden die Ergebnisse zusammengefasst, Schlussfolgerungen gezogen und Lösungsvorschläge präsentiert. Zudem wird eine sinnvolle Vorgehensweise beim Auftreten von Vibrationen oder Bremsgeräuschen diskutiert.

Kapitel 2

Aufbau von Fahrwerk und Bremssystem

2.1 Scheibenbremssysteme für Motorräder

Die Entwicklung der heute gängigen Scheibenbremse begann um 1900 und wurde von dem britischen Techniker Frederick W. Lanchester vorangetrieben, der auch das erste Patent auf eine Scheibenbremse erhielt. Bei Motorrädern werden Scheibenbremsen seit den 1960er Jahren eingesetzt. Aufgrund der besseren Belüftung und ihres Gewichtsvorteils setzten sie sich nach einiger Zeit gegen die bis dahin üblichen Trommelbremsen durch. Moderne Bremssysteme übertreffen ihre Vorgänger in puncto Bremsleistung und Wartungseinfachheit bei weitem.

Grundlegend wird zwischen zwei Bauarten unterschieden, nämlich den Schwimmsattelbremsen und den Festsattelbremsen (Siehe Abbildung 2.1). Bei der Schwimmsattelbremse wird ein einzelner Bremszylinder zum Aufbringen der Bremskraft verwendet. Der Sattel selbst ist über einen Bolzen schwimmend gelagert und verteilt die Bremskraft auf die beiden Bremsbeläge. Die Festsattelbremse verfügt über zwei gegenüberliegende Bremszylinder, die jeweils die halbe Bremskraft aufbringen. In beiden Fällen richten sich die Bremsbeläge planar zur Bremsscheibe aus, das hydraulische System wirkt dabei ausgleichend. Durch die Verwendung von zwei Bremszylindern kann bei der Festsattelbremse der Bremssattel fest mit dem Fahrzeug verschraubt werden, was eine höhere Belastung zulässt. Durch die fixe Verschraubung werden allerdings Schwingungen stärker an die angrenzenden Bauteile übertragen.

2.2 Untersuchtes Fahrzeug

Der Aufbau des Bremssystems soll nun anhand des untersuchten Fahrzeugs beschrieben werden. Alle Untersuchungen in dieser Arbeit wurden an einem Motorrad der Marke KTM

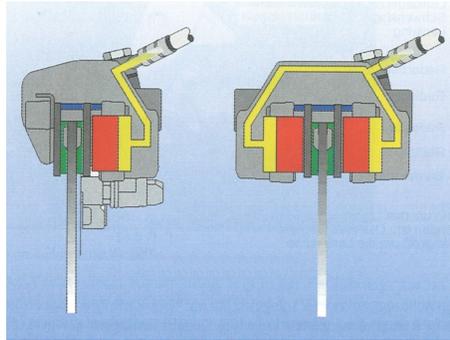


Abbildung 2.1: Schwimm- und Festsattelbremse [Sto06]

durchgeführt. Bei dem Modell 1190 Adventure (Siehe Abbildung 2.2) handelt es sich um ein sportliches Motorrad, das gleichermaßen auf der Straße und im Gelände bewegt werden kann. Diese Klasse von Motorrädern wird als Reiseenduro bezeichnet. Durch große Federwege und Reifendurchmesser soll Handlichkeit im Gelände garantiert werden. Da das Motorrad auch auf der Straße mit hohen Geschwindigkeiten von bis zu 250 km/h bewegt werden kann, muss die Bremsanlage dementsprechend dimensioniert sein.



(a) T-Modell

(b) R-Modell

Abbildung 2.2: KTM 1190 Adventure, Modell 2013, Fotos: KTM

Das untersuchte Fahrzeugmodell existiert in zwei Varianten. Das Standardmodell der 1190 Adventure ist primär für den Straßenbetrieb ausgelegt und wird firmenintern T-Modell genannt. Wie bei vielen anderen Modellen der Marke KTM gibt es ein noch sportlicheres Modell mit der Zusatzbezeichnung R, das über einige besondere Ausstattungsmerkmale und über verbesserte Offroad-Eigenschaften verfügt. Die Unterschiede zwischen den beiden Modellen sind in Tabelle 2.1 aufgelistet.

Ursprünglich war für das R-Modell eine Gabelgabel mit einem Versatz von 37mm zwischen Radachse und Gabelnachsachse vorgesehen (Siehe Abbildung 2.3a). Dieser Versatz ist erwünscht, weil er bei Geländefahrten Handlingvorteile bietet. In der selben Entwicklungsphase wurde das T-Modell mit einer Gabelgabel ausgestattet, die über keinen Versatz verfügt (Siehe Abbildung 2.3b). Bei Modell R traten in der Entwicklungsphase Bremsgeräusche auf, die mit herkömmlichen Mitteln – wie Veränderung der Bremsbelagzusammen-

	R	T
Reifendurchmesser (Zoll)	21	19
Federweg (cm)	220	200
Gabellänge (cm)	610	610
Gabelfaustgeometrie	Abb. 2.3a	Abb. 2.3b

Tabelle 2.1: Unterschiede zwischen Modellvarianten

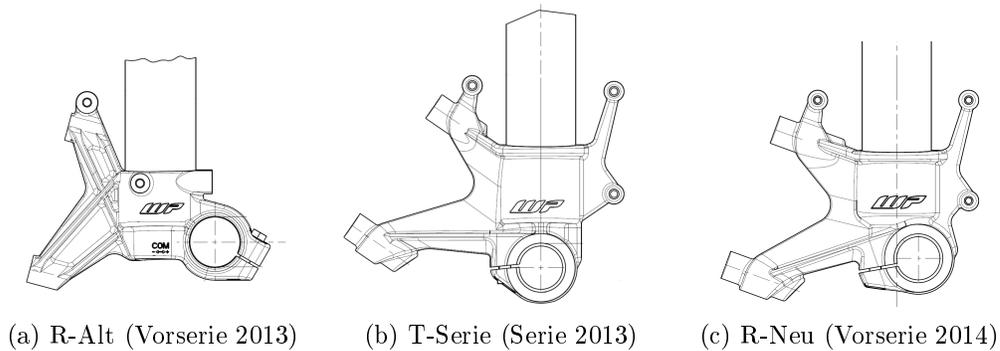


Abbildung 2.3: Gabelfaustvarianten, Quelle: KTM

setzung und Applikation von Shims¹ – nicht behebbbar waren. Da beim T-Modell keine Bremsgeräusche auftraten, wurde die Gabelfaust des T-Modells für das R-Modell Modelljahr 2013 adaptiert. Dieser Schritt wurde in einer sehr späten Phase der Entwicklung gesetzt und verhinderte das Auftreten von Bremsgeräuschen. Da das Problem kurzfristig behoben werden konnte, wurden keine weiteren Nachforschungen zum Ursprung des Phänomens angestellt.

Aufgrund dessen, dass der erwähnte Versatz für das R-Modell von Vorteil ist, wurde für das Modelljahr 2014 eine Kompromisslösung entwickelt, die über einen geringeren Versatz von 15mm verfügt (Siehe Abbildung 2.3c). Die Quietschneigung dieser Variante wird in dieser Arbeit ebenfalls untersucht.

2.2.1 Komponenten eines hydraulisch betätigten Scheibenbremssystems

Das hydraulische System besteht aus einem Handbremszylinder, einem oder mehreren Hauptbremszylindern und den die Zylinder verbindenden Druckleitungen. Zwischen Hand- und Hauptbremszylinder(n) befindet sich bei modernen Motorrädern ein ABS Druckmodulator, der beim Blockieren der Räder den Bremsdruck regelt. Bei allen durchgeführten Messungen wurde der ABS Modulator deaktiviert, um einen Einfluss des ABS-Systems ausschließen zu können.

Die mechanischen Komponenten sind Bremshebel (Abbildung 2.4b), Bremssattel (Abbil-

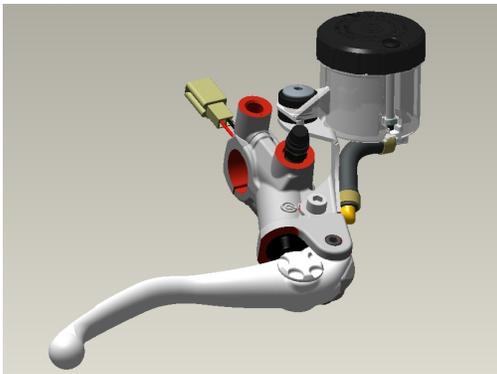
¹Als Shims werden dämpfende Plättchen bezeichnet, die zwischen Bremsbelagträgerplatte und Bremszylinder montiert werden.



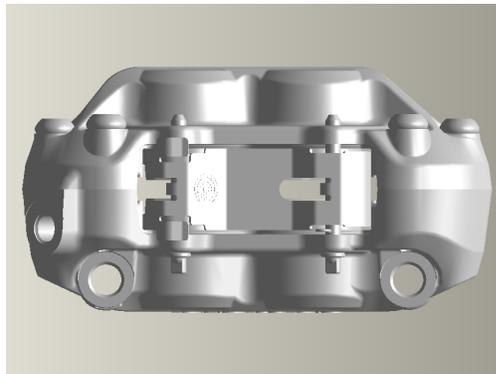
(a) Bremsscheibe semi-schwimmend



(c) Bremsbelag Brembo TT2172HH



(b) Hanbetätigung, Quelle: KTM



(d) Bremssattel, Quelle: KTM

Abbildung 2.4: Komponenten des Bremssystems

dung 2.4d), Bremsbeläge (Abbildung 2.4c) und Bremsscheibe(n) (Abbildung 2.4a). Über den Bremshebel wird im Handbremszylinder Druck aufgebaut, wobei dabei der Hebel als mechanischer Kraftverstärker und das Verhältnis der Flächen von Hand- und Hauptbremszylinder(n) als hydraulischer Kraftverstärker fungiert. Mit Hilfe dieser Übersetzung wird aus der relativ geringen Handkraft der nötige Bremsdruck von bis zu 30 bar aufgebaut und in weiterer Folge die Bremsnormalkraft erzeugt. Die Bremsnormalkraft F_n wird von einem oder mehreren Bremszylindern über die Bremsbeläge auf die Bremsscheiben übertragen. Über den in Gleichung 2.1 gegebenen Zusammenhang ergibt sich abhängig vom Reibungskoeffizienten μ_r die tangentielle Reibungskraft F_r .

$$F_r = \mu_r \cdot F_n \quad (2.1)$$

Die Bremsbeläge bestehen aus einer stabilen Trägerplatte und dem darauf aufgetragenen Reibbelag (Abbildung 2.4c). Der Reibbelag ist ein komplex aufgebauter Kompositwerkstoff, der zur Gänze aus organischen Materialien oder semimetallisch aufgebaut sein kann. Im Hochleistungsbereich werden oft keramische Werkstoffe verwendet [BB04].

Das Fahrzeug ist weiters mit einer radial verschraubten Festsattelbremse mit 4 Kolben ausgestattet. Um möglichst hohe Bremsleistungen zu erzielen, besitzt das Fahrzeug eine Doppelscheiben-Bremsanlage. Die Bremsscheiben sind „semi-schwimmend“ ausgeführt. Das bedeutet, dass die eigentliche Bremsscheibe die Form eines Scheibenrings hat und mit dem Bremsscheibenträger über Tellerfedern verbunden ist. Diese Bauform hat den Vorteil, dass sich die Scheibe immer perfekt parallel zu den Bremsbelägen ausrichten kann. Hergestellt sind die Scheiben aus hochwarmfestem, vergütbarem, nichtrostendem Stahl mit der Bezeichnung X6CR13 und der Stahlnummer 1.4000.

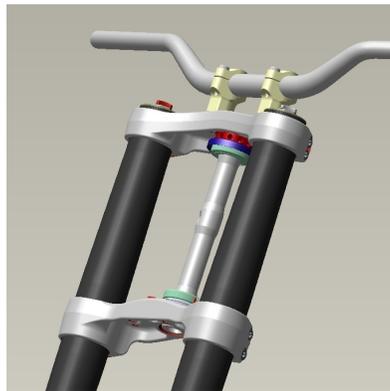
Außer durch die Bremsscheiben selbst ist eine Schallabstrahlung am ehesten noch durch den Bremsattel oder die Gabelholme zu erwarten. Da der Bremsattel beim Bremsvorgang relativ steif mit der Bremsscheibe verbunden ist, ist anzunehmen, dass dieser den Bewegungen der Scheibe folgt. Nachdem die Gabelholme als einzige Verbindung zwischen Rad und Rahmen fungieren, ist auch hier eine Abstrahlung von Schall denkbar.

2.2.2 Fahrwerkskomponenten

Das Vorderradfahrwerk besteht aus dem Rad, der Achse und der Gabel (Siehe Abbildung 2.5c).

Das Rad setzt sich aus Reifen, Felge, Speichen und Radnabe zusammen, wobei die Radnabe als Träger für zwei Wälzlager dient, die für eine reibungsarme Drehung des Rades sorgen. Die Achse wird an beiden Enden von den Gabelhäuten in die Gabelbaugruppe aufgenommen.

Die Gabel besteht aus den Gabelhäuten, zwei Tauchrohren und zwei Standrohren, die von der unteren und oberen Gabelbrücke in Position gehalten werden. Die beiden Gabelbrücken werden über den Steuerschaft verbunden und über das Steuerkopflager mit dem Rahmen verbunden (Siehe Abbildung 2.5b und 2.5a).



(a) Gabelbrücken



(b) Gabelfüuste



(c) Fahrwerk

Abbildung 2.5: Fahrwerk mit Detailansichten, Quelle: KTM

Die Abmessungen der Gabelhäuste sowie der Bremssättel lassen nicht auf Eigenfrequenzen im Bereich der auftretenden Bremsgeräusche schließen. Da sie die Verbindung zwischen Bremsscheibe und Gabel darstellen und große Kräfte aufnehmen müssen, gilt ihnen besonderes Augenmerk.

Aufgrund der Baugröße ist eventuell die Gabel als schallabstrahlendes Bauteil relevant. In Kapitel 6 wird die Neigung der einzelnen Bauteile, Schall abzustrahlen, untersucht.

Kapitel 3

Vibrationen und Geräusche

3.1 Entstehung

Bremsen sind eines der für die Sicherheit von Kraftfahrzeugen relevanten Systeme. Das Hauptaugenmerk bei der Entwicklung von Bremsen lag seit je her auf der Verbesserung der Bremsleistung, der Zuverlässigkeit und der damit steigenden Sicherheit. Da das Sicherheitsempfinden des Benutzers stark von gefühlten Vibrationen und wahrgenommenen Geräuschen abhängt, sollte deren Auftreten möglichst gering gehalten werden.

3.1.1 Kinetische Energie, Wärme und Schwingung

Die Aufgabe einer Scheibenbremse besteht darin, die kinetische Energie eines Fahrzeuges durch Umwandlung in Wärme zu verringern. Die erreichte Verringerung der Geschwindigkeit bzw. die negative Beschleunigung soll möglichst hoch sein, um im Falle eines drohenden Zusammenstoßes das Fahrzeug schnell zum Stillstand zu bringen. Um den Bremsweg so gering wie möglich zu halten, muss das Bremssystem in kurzer Zeit möglichst viel kinetische Energie in Wärme umwandeln. Dies geschieht über das Reibpaar Brems Scheibe und Bremsbelag.

Kinetische Energie

Die kinetische Energie E_{kin} des Fahrzeuges kann mit Hilfe von Gleichung 3.1 bestimmt werden. Um das Fahrzeug zum Stillstand zu bringen, muss die gesamte kinetische Energie in Wärme umgewandelt werden.

$$\Delta Q_{Bremsung} = E_{kin}$$

Die kinetische Energie für ein Motorrad mit der Masse $m_m = 220$ kg bei einem Bremsvorgang von $v_{max} = 250$ km/h bis zum Stillstand beträgt in etwa 530,5 kJ.

$$E_{kin} = \frac{1}{2} \cdot m_m \cdot v^2 \quad (3.1)$$

Wärme

Über die Wärmemenge $\Delta Q_{Bremsung}$, die Masse der Bremsscheibe ($m_{Scheibe} = 1526,7$ g) und die spezifischen Wärmekapazität c_{spez} des Scheibenmaterials ($c_{spez} = 0,46$) kann die Erwärmung der Bremsscheibe ΔT bei einem Bremsvorgang berechnet werden (Siehe Gleichung 3.2). Für das in dieser Arbeit untersuchte Fahrzeug, das mit einer Doppelscheibenbremsanlage ausgerüstet ist (Vergleiche Abbildung 2.5c), ergibt sich eine Erwärmung der Scheiben um 74,5 K.

$$\Delta T = \frac{\Delta Q_{Bremsung}}{c_{spez} \cdot m_{Scheibe}} \quad (3.2)$$

Schwingungen

Ein allgemeines Kennzeichen von Schwingungen ist das periodische Hin- und Herpendeln zwischen zwei Energieformen. Bei mechanischen Schwingungen geschieht ein Austausch zwischen kinetischer und potentieller Energie. Dieser Vorgang kann anhand eines Pendels veranschaulicht werden. In den beiden Punkten der größten Auslenkung ist die potentielle Energie maximal und die kinetische Energie gleich null, weil die Geschwindigkeit gleich null ist. Am tiefsten Punkt der Pendelbewegung ist die gesamte Energie in Form von potentieller Energie vorhanden – die Geschwindigkeit ist daher maximal.

Je mehr kinetische Energie auf eine Struktur einwirkt, desto wahrscheinlicher ist die Entstehung von Schwingungen. Es kann also davon ausgegangen werden, dass zu Schwingungen neigende Komponenten leicht angeregt werden können, wenn ausreichend kinetische Energie zugeführt wird.

Die bei einem Quietschvorgang abgestrahlte akustische Energie ist im Vergleich zur kinetischen Energie eher gering. Da für die Wahrnehmung von Schallereignissen schon eine geringe Schallenergie ausreicht, ist dieser Anteil nicht zu vernachlässigen.

3.1.2 Anregungsmechanismen

Die Ursachen von Bremsenvibrationen sind noch nicht gänzlich bekannt. Es wird davon ausgegangen, dass sie im Auftreten von dynamischen Instabilitäten des Bremssystems liegen [All02].

Die Instabilitätsmechanismen sind unter anderem Stick-Slip Effekt, Sprag-Slip Effekt, Modenkopplung und negativer Gleitreibungskoeffizient. Auf Basis dieser und andere Mechanismen wurde eine große Anzahl von Minimalmodellen entwickelt. Eine generelle mathematische Beschreibung ist in Gleichung 3.3 gegeben.

$$\mathbf{M}\ddot{\underline{x}} + \mathbf{D}\dot{\underline{x}} + \mathbf{K}\underline{x} = \underline{\vec{F}} = 0 \quad (3.3)$$

In diesem Differentialgleichungssystem stellt \mathbf{M} die Trägheitsmatrix, \mathbf{D} die Dämpfungsmatrix und \mathbf{K} die Steifigkeitsmatrix dar. Die Auslenkung ist durch den Vektor \vec{x} gegeben. Da Minimalmodelle selbsterregte Schwinger darstellen, wird keine äußere Kraft eingeleitet, die rechte Seite der Gleichung wird zu null.

Bei Starrkörper-Modellen wird über das dynamische Verhalten von Mehrkörpersystemen, bestehend aus Massen, Federn und Dämpfern mit einem oder mehreren Freiheitsgraden versucht, die Schwingmoden des System darzustellen. Jeder Freiheitsgrad wird über eine Differentialgleichung beschrieben. Lässt das Modell mehrere Freiheitsgrade zu, werden die Gleichungen zu einem Differentialgleichungssystem wie in Gleichung 3.3 zusammengefasst. Die Bestimmung der Schwingmoden geschieht über die Ermittlung der Eigenwerte der Gleichungssystems. Eigenwerte mit positivem Realteil haben negative Dämpfung und stellen deshalb Moden dar, an denen das System instabil werden kann [WM12].

Neben den Starrkörper-Modellen wurden auch Balken-Scheibe-Modelle für die Beschreibung herangezogen. Diese bestehen aus einem einseitig gelagerten Balken, der gegen eine rotierende Scheibe gedrückt wird.

Aufgrund der starken Vereinfachungen sind diese Modelle nicht auf reale Bremssysteme übertragbar. Eine sehr gute Übersicht über bekannte Modelle geben KINKAID ET. ALUMNI in [KOP03].

Eine weitere Methode, die durch die stetig steigende Leistung von Rechensystemen immer mehr an Bedeutung gewinnt, ist die Finite Elemente Methode (FEM). Bei der FEM kann mit einem weniger abstrahierten Modell gearbeitet werden. Durch die Anwendung der komplexen Eigenwertanalyse kommt es hier allerdings zu einer *Overprediction* von Schwingmoden. Das bedeutet, dass mehr Moden vorhergesagt werden, als tatsächlich auftreten.

Aufgrund der Unzulänglichkeit und Unzuverlässigkeit der Modelle ist eine experimentelle Ermittlung der tatsächlich auftretenden Schwingmoden unumgänglich. Die Ergebnisse der Messung können mit denen der Simulation verglichen und zur Anpassung und Optimierung der Modellparameter herangezogen werden.

3.1.3 Die Bremsscheibe

Abhängig von den Abmessung der Komponenten und der damit verbundenen Eigenfrequenzen, kann es zu selbsterregten bzw. fremderregten Schwingungen der Bauteile kommen. Da das Bremssystem aus vielen Einzelkomponenten besteht, kann es zu einer gegenseitigen Beeinflussung der Resonanzen der Bauteile kommen. Ob und wie viel Schall in die Luft abgestrahlt wird, hängt schlussendlich von der Intensität der Schwingung, der Masse und Steifigkeit des Bauteils und der Größe der Oberfläche ab.

Eine an der Schallabstrahlung maßgeblich beteiligte Komponente ist die Bremsscheibe, welche näherungsweise durch das Modell einer schwingenden Platte dargestellt werden kann. Da im Rahmen dieser Arbeit keine Simulationen durchgeführt wurden, soll an dieser Stelle die Abschätzung von auftretenden Schwingmoden über die Berechnung der Moden einer frei

schwingenden kreisförmigen Platte genügen. Gemäß Gleichung 3.5 können die Schwingmoden ermittelt werden. Die Schwingformen werden über die Anzahl der diametrischen (m) und konzentrischen (n) Knotenlinien definiert (Siehe Abbildung 3.1). Für die Berechnung der Modenfrequenzen wird die Longitudinal-Wellen-Geschwindigkeit benötigt, die vom Elastizitätsmodul, der Dichte und der Poisson- bzw. Querkontraktionszahl abhängig ist (Gleichung 3.4).

Für die vorliegende Bremsscheibe ergeben sich die in Tabelle 3.2 angeführten Eigenfrequenzen. Die Eigenschaften der Scheibe können Tabelle 3.1 entnommen werden.

$$c_L = \sqrt{\frac{E}{\rho(1 - \mu^2)}} \tag{3.4}$$

$$f_{m,n} = \alpha_{m,n} \cdot 0,213 \cdot c_L \cdot d_s \frac{1}{r_s^2} \tag{3.5}$$

Auf weitere für die Schallabstrahlung relevante Bauteile bzw. Baugruppen wurde bereits in Kapitel 2 eingegangen. In Kapitel 7 wird dieser Punkt weiter behandelt.

Radius	Dicke	Material	Elastizitätsmodul	Dichte
$r_s = 160 \text{ mm}$	$d_s = 4,5 \text{ mm}$	X6CR13	$E = 210 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$	$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$

Tabelle 3.1: Eigenschaften der Bremsscheibe

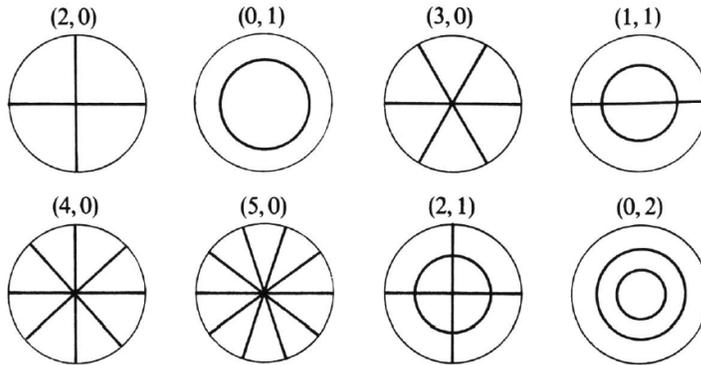


Abbildung 3.1: Schwingformen einer freien runden Platte [FR10]

Mode (m,n)	(2,0)	(0,1)	(3,0)	(1,1)	(4,0)	(5,0)	(2,1)	(0,2)
$\alpha_{m,n}$	1	1.73	2.328	3.91	4.11	6.3	6.71	7.34
Frequenz in Hz	203	351	472	793	834	1278	1362	1490

Tabelle 3.2: Modenfrequenzen für die vorliegende Bremsscheibe

3.2 Einteilung der Phänomene

Bremsgeräusche und Vibrationen werden in der Fachsprache in weitere Kategorien unterteilt. Die Einteilung geschieht primär nach der Frequenz des Phänomens. Für die Bezeichnung werden oft klangliche Analogien aus dem alltäglichen Leben herangezogen. Grundsätzlich können die Phänomene wie folgt eingeteilt werden (Siehe Abbildung 3.2).

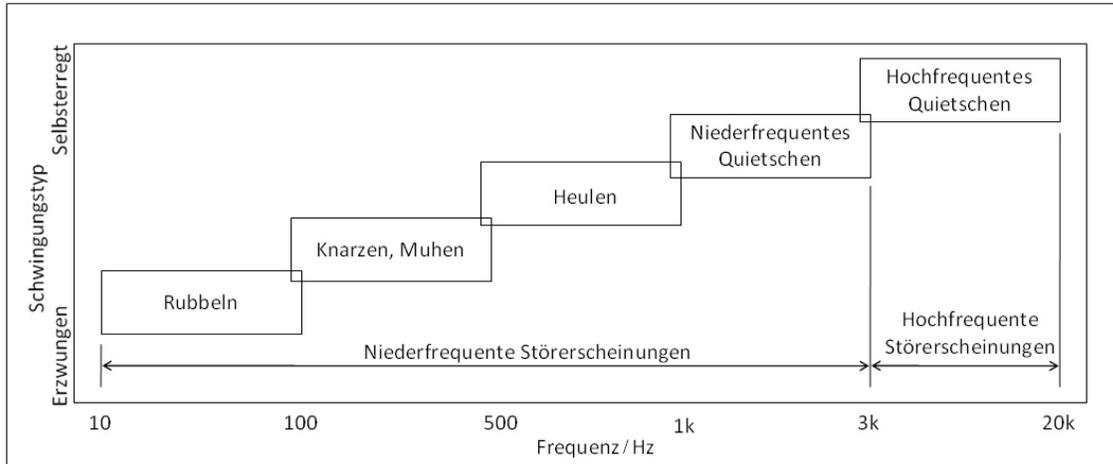


Abbildung 3.2: Einteilung von Bremsgeräuschen [BB04]

Hinsichtlich der Ursache der Schwingungen lassen sich im Wesentlichen zwei Kategorien unterscheiden [MPS13].

- Wird die Frequenz der Schwingung durch äußeres Einwirken bestimmt, spricht man von fremderregten oder erzwungenen Schwingungen. Charakteristisch für diese Art der Schwingungen ist, dass die Grundfrequenz der Schwingung der Anregungsfrequenz entspricht. Bei Bremsen verhalten sich fremderregte Schwingfrequenzen typischerweise proportional zur Drehzahl der Bremsscheibe.
- Im Gegensatz dazu bestimmt bei selbsterregten Schwingungen der Schwinger selbst Amplitude und Frequenz der Schwingung. Bei Bremsen sind solche Schwingungen unabhängig von der Drehzahl.

3.2.1 Niederfrequente Vibrationen und Geräusche

Niederfrequente Schwingungsphänomene reichen von einigen wenigen Hz bis etwa $3k\text{Hz}$. Sie werden im Allgemeinen als Rubbeln, Knarzen, Muhen, Heulen oder niederfrequentes Quietschen bezeichnet.

- **Rubbeln:**
Frequenzbereich: bis 100 Hz
Bei Rubbeln handelt es sich um Bremsmomentschwankungen, die durch Brems Scheibendickenänderungen (DTV) hervorgerufen werden. Die Ursache für DTV können Herstellungsungenauigkeiten, Verschleiß oder thermische Ausdehnung sein. Bremsmomentschwankungen können zu fremderregten Schwingungen aller in der Nähe der Bremse befindlichen Bauteile führen. Die Schwingfrequenz ist proportional zur Radrehzahl [All02]. Durch den niedrigen Frequenzbereich sind die Auswirkungen zwar nur teilweise hörbar, aber immer spürbar. Dieses Phänomen tritt besonders bei PKW auf und kann zu starken Vibrationen des Lenkrades, des Bremspedals und des Unterbodens führen. Für Motorräder ist Rubbeln weniger relevant.
- **Knarzen und Muhen:**
Frequenzbereich: 100 - 500 Hz
Als Knarzen oder Muhen bezeichnet man selbsterregte Schwingungen, die in einem bestimmten Betriebsbereich auftreten. Die Phänomene sind unabhängig von der Radrehzahl und werden durch dynamische Instabilitäten des Bremssystems verursacht. Die auftretenden Frequenzen hängen stark mit den Resonanzen der einzelnen Komponenten des Bremssystems zusammen.
- **Heulen:**
Frequenzbereich: 500 - 1000 Hz
Heulen hat dieselben Eigenschaften wie Knarzen und Muhen, ist aber in einem höheren Frequenzbereich angesiedelt.
- **Niederfrequentes Quietschen:**
Frequenzbereich: 1000 - 3000 Hz
Niederfrequentes Quietschen stellt eine selbsterregte Schwingung der Scheibenbremse aufgrund von dynamischen Instabilitäten dar. Die auftretenden Frequenzen hängen ebenfalls stark mit den Resonanzen des Bremssystems zusammen [All02].

3.2.2 Hochfrequente Geräusche

- **Hochfrequentes Quietschen:**
Frequenzbereich: 3000 - 20000 Hz
Hochfrequentes Quietschen stellt ebenfalls eine selbsterregte Schwingung der Scheibenbremse dar. Es gelten dieselben Eigenschaften wie bei niederfrequentem Quietschen.

Kapitel 4

Schwingungshemmende Maßnahmen

4.1 Maßnahmen zur Behebung von Bremsgeräuschen

4.1.1 Allgemeine Maßnahmen

Zur Minimierung von Schwingungsphänomenen können folgende Ansätze verfolgt werden [Zel09]

- Vermeidung von Anregungen
- Verschiebung von Resonanzlagen
- Schwingungstilgung
- Schwingungsisolierung
- Schwingungsdämpfung

Es sei an dieser Stelle erwähnt, dass die Vermeidung der Anregung einer Bekämpfung von Symptomen vorzuziehen ist.

Ist es nicht möglich die Anregung zu vermeiden, gibt es die Möglichkeit, Resonanzfrequenzen zu verschieben. Dies ist besonders dann zielführend, wenn das Anregungsspektrum Frequenzanteile beinhaltet, die mit dem Amplitudengang der Übertragungsfunktion übereinstimmen. Als Gegenmaßnahme können Steifigkeiten oder Massen von Bauteilen variiert werden, die an der Schwingungsübertragung beteiligt sind.

Auch die Tilgung von Resonanzen durch Applizieren eines entsprechend abgestimmten zusätzlichen Schwingungssystems wird sehr häufig erfolgreich praktiziert.

Ist die Erregungsquelle bekannt, kann durch elastische Lagerung verhindert werden, dass Energie in die Struktur eingeleitet wird. So wird zum Beispiel bei Kraftfahrzeugen durch die elastische Lagerung des Verbrennungsmotors eine Verminderung von Vibrationen erreicht.

4.1.2 Motorradspezifische Maßnahmen

Die im Folgenden angeführten Beispiele sind solche, die auch für Motorradbremssysteme anwendbar sind. Treten Bremsgeräusche zu einem frühen Zeitpunkt im Entwicklungsprozess auf, gibt es eine Vielzahl von Möglichkeiten, ihnen entgegenzuwirken.

- Veränderung der Zusammensetzung des Reibbelages (Reibungskoeffizient μ_r)
- Anfasen oder Einschlitzten der Reibbeläge
- Anbringen von Shims oder anderen dämpfenden Materialien zwischen Bremsklotz und Bremszylinder
- Schleifen der Oberfläche der Bremsscheibe

Weiterführende konstruktive Maßnahmen sind:

- Veränderung der Abmessungen der Bremsscheibe
- Veränderung jeglicher Komponenten im Vorderbau bei Resonanzen im interessierenden Frequenzbereich

Im Falle des im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Fahrzeugs wurden die Bremsgeräusche nur vermeintlich beseitigt und traten zu einem späteren Zeitpunkt wieder auf. Da der Bremsbelag und die Scheibenabmessungen zu diesem Zeitpunkt unwiderruflich festgelegt waren, waren diesbezügliche Änderungen nicht mehr möglich. Dennoch wurde experimentell untersucht, ob eine Änderung der Scheibengeometrie zu einer Lösung führen könnte.

4.1.3 Vorhersage

Um zielgerichtete konstruktive Veränderungen von Komponenten des Bremssystems realisieren zu können, muss zuerst das Bauteil oder die Bauteile lokalisiert werden, die einen maßgeblichen Einfluss auf das Schwingverhalten haben. Da für die Lokalisierung zeitintensive Messungen notwendig sind, wird versucht den Einfluss von Veränderungen vorherzusagen.

Einfluss der Scheibenabmessungen

Aufgrund der bekannten Schwingungseigenschaften von Scheiben ist ein naheliegender Ansatz die Veränderung von deren Abmessungen. Durch die Veränderung des Brems Scheibendurchmessers bzw. der Dicke können die Eigenfrequenzen der Scheibe verschoben werden.

Die Moden einer Scheibe lassen sich nach Gleichung 3.5 berechnen. Die Verwendung von Distanzstücken bei der Verschraubung der radial montierten Bremssättel (siehe Abbildung

2.3 und 2.4d) erlaubt eine Vergrößerung oder Verkleinerung des Durchmessers der Scheiben um jeweils 15 mm. Tabelle 4.1 gibt einen Überblick darüber, in welchen Ausmaß die Modenfrequenzen durch die Änderung von Durchmesser und Dicke der Scheibe beeinflusst werden können. Die fett dargestellten Werte sind die der Ausgangsvariante.

Der Tabelle kann entnommen werden, dass ausgehend von der Referenz durch die Variation des Durchmessers oder der Dicke jeweils eine Verschiebung der Modenfrequenzen von bis zu $\sim 11\%$ erreicht werden kann. Bei einer Kombination beider Einflussfaktoren kann die Verschiebung bis zu $\sim 22\%$ ausmachen.

Es ist also davon auszugehen, dass die Bremsscheibenabmessungen einen signifikanten Einfluss auf das Quietschverhalten haben. In Abbildung 4.1 ist der Einfluss der beiden Parameter für die erste Scheibenmode grafisch dargestellt. Die Ausgangsvariante (320x4,5 mm) ist mit einer Modenfrequenz von 203 Hz im Mittelpunkt des Diagramms abgebildet. Bewegt man einen gedachten Cursor horizontal oder vertikal parallel zu den Achsen, so entspricht dies der Veränderung des Durchmessers bzw. der Dicke der Bremsscheibe. Die farbliche Abstufung stellt die erreichte Modenfrequenz dar, die anhand des Farbbalkens abgelesen werden kann.

Ob die Verschiebung der Modenfrequenzen ausreicht, um das Auftreten von Bremsgeräuschen zu verhindern, bleibt durch Versuche abzuklären.

Abmessung \ Mode (m,n)	Mode (m,n)							
	(2,0)	(0,1)	(3,0)	(1,1)	(4,0)	(5,0)	(2,1)	(0,2)
305x4,0 mm (-2.2%)	199	344	462	777	816	1251	1333	1458
305x4,5 mm (10.2%)	224	387	520	874	918	1408	1499	1640
305x5,0 mm (22.3%)	248	430	578	971	1020	1564	1666	1822
320x4,0 mm (-11.1%)	180	312	420	706	742	1137	1211	1325
320x4,5 mm (Referenz)	203	351	472	793	834	1278	1362	1490
320x5,0 mm (11.1%)	226	390	525	882	927	1421	1514	1656
335x4,0 mm (-18.9%)	165	285	383	643	677	1037	1105	1209
335x4,5 mm (-8.8%)	185	320	431	724	761	1167	1243	1360
335x5,0 mm (-1.4%)	206	356	479	805	846	1297	1381	1511

Tabelle 4.1: Modenfrequenzen in Hz für verschiedene Bremsscheiben-Abmaße

Variation der Gabelfaustgeometrie

Ein weiterer Ansatz ist die Veränderung der Gabelfaustgeometrie. Da im Vorfeld dieser Arbeit durch experimentelle Untersuchungen seitens KTM Sportmotorcycles eine Kompromisslösung des Geräuschproblems durch Verwendung einer Gabelfaust mit geänderter Geometrie erzielt werden konnte, liegt die Vermutung nahe, dass dieses Bauteil einen Einfluss auf das Geräuschverhalten hat. In Abbildung 2.3 sind drei verschiedene Gabelfaustvarianten abgebildet, die im Rahmen dieser Arbeit untersucht wurden.

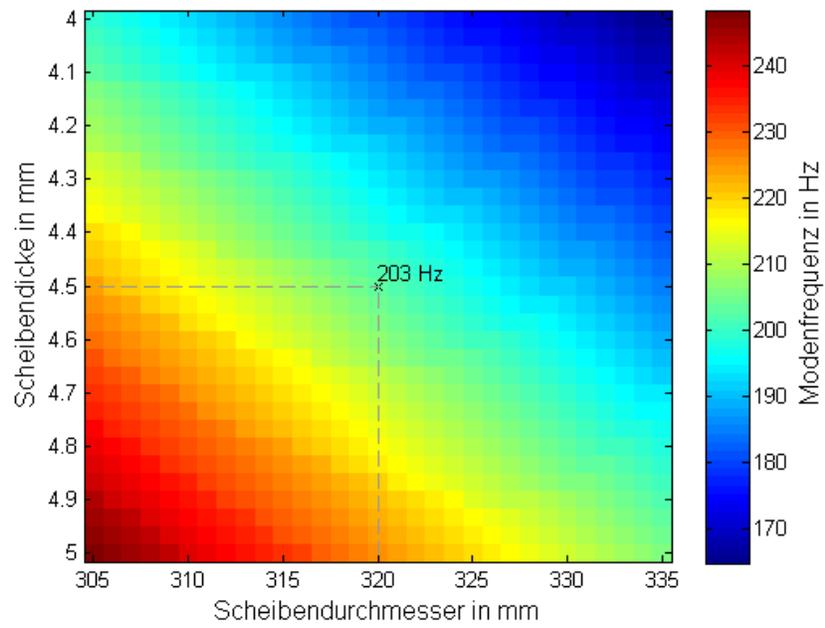


Abbildung 4.1: Einfluss der Scheibenabmessungen für die Mode (2,0)

Kapitel 5

Grundlagen der Schwingungsanalyse

5.1 Frequenzbereiche und Einteilung der Schallphänomene

Die Lehre der Akustik beschreibt die Ausbreitung von Schall in Festkörpern sowie in Fluiden. Schall ist als mechanische Schwingung mit wellenförmiger Ausbreitungsart definiert.

Da das menschliche Gehör nicht etwa wie das Auge durch Schließen der Lider deaktiviert werden kann, nimmt Schall eine große Rolle in unserem Leben ein. Aufgrund der permanenten Empfangsbereitschaft für Schallereignisse wird unser Wohlbefinden stark von den Geräuschen, die Maschinen und Geräte in unserem Umfeld abstrahlen, beeinflusst. Der für den Luftschall relevante Frequenzbereich umfasst den gesamten menschlichen Hörbereich, nämlich in etwa 20 Hz bis 20 kHz. Oberhalb von 20 kHz spricht man von Ultraschall, unterhalb von 20 Hz von Infraschall.

Körperschall – also Schallausbreitung in festen Medien – ist abhängig von den Eigenschaften des Mediums in einem sehr breiten Frequenzbereich möglich. Der im Kontext der Fahrzeugindustrie interessierende Bereich liegt jedoch in jedem Fall unterhalb der oberen Hörgrenze und reicht hinunter bis hin zu sehr niedrigen Frequenzen. Am meisten Relevanz kommt dabei dem Bereich zu, der auch zu Schallabstrahlung im Hörbereich führt.

Bei unmittelbarem Kontakt zwischen dem schwingenden Objekt und dem menschlichen Organismus werden Schwingungen als Vibrationen wahrgenommen. Der Bereich, in dem der menschliche Organismus sensibel für Vibrationen ist, beginnt im Infraschallbereich bei wenigen Hertz und reicht bis in den unteren Hörbereich bis ca. 50 Hz. Eine Ausnahme bildet die Hand. Durch sie sind Vibrationen bis etwa 200 Hz wahrnehmbar [Ras82]. Es kommt also zu einer Überschneidung der Frequenzbereiche des Vibrations- und Hörempfindens, wobei in diesem Bereich Vibrationen stärker wahrgenommen werden als Luftschall.

Die Schwingungsanalyse dient der Erfassung von Schwingungsphänomenen. Die gewonnenen Erkenntnisse bilden die Grundlage für die Verminderung bzw. Verhinderung der Abstrahlung von Lärm. Zur Erklärung von schwingungsbezogenen Phänomenen sind nicht nur Kenntnisse im Fachbereich der Akustik relevant, sondern auch ein Verständnis von

Strukturdynamik notwendig. Zusätzlich zur Untersuchung des Schwingverhaltens ist die Analyse des Luftschalls notwendig, um eine Aussage über das Abstrahlverhalten von komplexen Strukturen treffen zu können.

Um Schwingungsvorgänge analysieren und geeignete Gegenmaßnahmen bei unerwünschtem Verhalten anwenden zu können, muss das Schwingungs- und Schallabstrahlungsverhalten mit geeigneten Sensoren erfasst werden. Im folgenden Abschnitt werden gängige Sensoren und die nötigen Grundlagen erklärt.

5.2 Sensorik

Um nichtelektrische physikalische Größen für die Weiterverarbeitung aufzeichnen zu können, bedarf es geeigneter Sensoren. Die Aufgabe der Sensoren (auch Fühler oder Aufnehmer) ist die Umsetzung der nichtelektrischen Größe in ein elektrisches Signal. Dabei sollen möglichst keine Messinformationen verloren gehen, der Sensor nur von der interessierenden Größe beeinflusst werden und die Eigenschaften des Sensors über die Zeit konstant bleiben. „*Grundvoraussetzung ist ein bekannter Zusammenhang zwischen der einwirkenden nichtelektrischen physikalischen Größe und den beeinflussten elektrischen Eigenschaften des Sensors*“ [Par07]

Zur Messung nichtelektrischer Größen werden unterschiedlichste Sensorprinzipien genutzt. In der Schwingungsmesstechnik kommen hauptsächlich piezoelektrische Beschleunigungs- und Kraftsensoren zur Anwendung, die den piezoelektrischen Effekt zur Erzeugung von beschleunigungsabhängigen Spannungssignalen ausnutzen.

Da Sensoren immer auch massebehaftete Einheiten darstellen, beeinflussen sie das Schwingverhalten der untersuchten Struktur. Diese Beeinflussung kann mit Hilfe von optischen Messmethoden vermieden werden. Laservibrometrie ermöglicht die berührungslose Erfassung der Oberflächenschnelle eines Messobjekts. In Abschnitt 5.2.3 wird das Grundprinzip der Laservibrometrie erklärt.

Zusätzlich zu den Sensoren für Körperschall sind Luftschallwandler ein essentielles Werkzeug in der Fahrzeugakustik.

Da letztendlich der Mensch und seine Wahrnehmung der Umwelt über die Relevanz von Schwingungen und Vibrationen und damit verbundenen Geräuschen und Klängen entscheidet, ist es wichtig die Empfindsamkeit dieses Systems zu kennen.

5.2.1 Luftschall

Da der menschliche Organismus Schall in erster Linie mit Hilfe des Gehörsinnes wahr nimmt und Körperschall eine untergeordnete Rolle spielt, ist die Untersuchung des Luftschalls zur Bewertung von Schwingungsphänomenen hilfreich.

Schallkenngrößen

Ein Großteil der akustischen Untersuchungen von Schallfeldern basiert auf der Messung des Schalldrucks p , der über die Bestimmung der Kraft F auf eine Membran mit bekannter Fläche A über die Beziehung $p = F/A$ ermittelt werden kann. Die Einheit des Schalldrucks ist N/m^2 oder Pascal ($1 Pa = 1 N/m^2$). Da der Augenblickswert des Schalldrucks an einem Punkt wenig aussagekräftig ist, wird gewöhnlich der Effektivwert des Wechseldrucks \tilde{p} für die Beurteilung herangezogen. Bei der Bewertung des gemessenen Schalldrucks wird zusätzlich auf die Eigenschaften des menschlichen Gehörs Rücksicht genommen, indem das logarithmische Pegelmaß L_p verwendet und eine Frequenzgewichtung basierend auf den Kurven gleicher Lautstärke durchgeführt wird. Der Bezugsschalldruck p_0 von $20\mu\text{Pascal}$ stellt den kleinsten bei 1000 Hz wahrnehmbaren Druck dar.

$$L_p = 10 \log \left(\frac{\tilde{p}}{p_0} \right)^2 \quad (5.1)$$

Ein weitere wichtige Größe ist die Schallschnelle \vec{v} in m/s , die die Wechselgeschwindigkeit der Luftmoleküle um ihre Ruhelage beschreibt. Die Schnelle ist eine vektorielle Größe, ist also richtungsabhängig und wird über den Druckgradienten zweier Druckmikrophone A und B näherungsweise ermittelt [Gad82]. Nach der folgenden Gleichung kann die Schnelle in Richtung r und dem Abstand Δr zwischen den Mikrophonpositionen bestimmt werden. ρ ist in dieser Gleichung die Dichte der Luft.

$$\hat{v}_r = -\frac{1}{\rho \Delta r} \int (p_B - p_A) dt \quad (5.2)$$

Da die Schallintensität als vektorielle Größe sowohl Betrag als auch Richtung besitzt, eignet sie sich sehr gut zur Schallquellenlokalisierung [Sen12].

Aus den Größen Schalldruck p und die Schallschnelle \vec{v} lässt sich die Schallintensität \vec{I} berechnen. Die Einheit der Schallintensität ist W/m^2 .

$$\vec{I} = p(t) \cdot \vec{v}(t) \quad (5.3)$$

Sie ist besonders als Zwischengröße zur Ermittlung der abgestrahlten Leistung einer Schallquelle nützlich. Die durch eine Fläche S hindurchtretende Leistung P in Watt errechnet sich nach

$$P = \int_S \vec{I} d\vec{S}. \quad (5.4)$$

Schalldruckwandler

Die Aufgabe des Schallwandlers ist es, Schallenergie in elektrische Energie umzuwandeln. Alle Schallwandler besitzen eine leichte dünne Membran, die vom wechselnden Schalldruck der Umgebung in Schwingung versetzt wird. Die Bewegung der Membran wird mit einem elektromechanischen Wandler in ein elektrisches Signal umgesetzt.

In der akustischen Messtechnik hat sich das Kondensatormikrofon aufgrund seiner hohen Genauigkeit, Linearität, Pegeltreue und seines großen Dynamikumfangs durchgesetzt. Für Anwendungsbereiche mit weniger hohen Ansprüchen werden teilweise auch elektrodynamische Mikrophone eingesetzt. Für eine genaue Funktionsbeschreibung der gängigsten Wandlertypen wird die Arbeit von M. MÖSER [Mös12] empfohlen.

Durch die Verwendung von Druckempfängern ergibt sich eine kugelförmige Richtcharakteristik. Im Bereich der akustischen Messtechnik sind von der Kugelform abweichende Richtcharakteristika unerwünscht.

Einfluss des Raumes

Das Schallfeld in einem Raum wird durch Raumeigenschaften stark beeinflusst. Aufgrund von Reflexionen an den Begrenzungsflächen kommt es zu konstruktiven und destruktiven Überlagerungen von Schallwellen, die anhängig von den Abmessungen des Raumes zur Ausbildung von Raummoden führen. Die Stärke der Reflexionen ist abhängig von den Oberflächenbeschaffenheiten der Begrenzungsflächen. In Messräumen wird deshalb versucht durch raumakustische Maßnahmen die Raumeigenschaften positiv zu beeinflussen und die Eigenschaften des Schallfeldes denen bei freier Schallausbreitung anzunähern.

Je mehr die Schallausbreitung im Raum der im Freifeld gleicht, desto weniger werden Messungen beeinflusst. Da ein sogenannter schalltoter Raum nur mit großem baulichen und finanziellen Aufwand realisierbar ist, muss ein Messtechniker oft mit den nicht optimalen Gegebenheiten zurechtkommen. Die Einflüsse durch den Raum können durch die Bestimmung der Raumantwort ermittelt werden und müssen bei der Bewertung der Messergebnisse berücksichtigt werden. Um aufeinanderfolgende Messungen miteinander vergleichen zu können, muss versucht werden, die Randbedingungen möglichst konstant zu halten.

5.2.2 Ortung von Schallquellen

Bei akustischen Untersuchungen an Fahrzeugen ist es oft notwendig Schallquellen zu lokalisieren, um die für die Schallabstrahlung verantwortlichen Bauteile zu identifizieren. Um ein Bild des Schallfeldes um ein Messobjekt herum zu erhalten, muss dieses an vielen Messpunkten abgetastet werden. Diese Methode wird als Schallfeldkartierung bezeichnet. Anhand der räumlichen Pegelverteilung können Schallquellen geortet werden und es kann durch farbliche Darstellung und Überlagerung mit optischen Bildern eine Visualisierung des Schallfeldes erfolgen. Auf der Überlagerung beruht auch die geläufige Bezeichnung akustische Kamera (Siehe Bild 5.1).

Für die technische Realisierung der Schallfeldkartierung existieren drei gängige Methoden. Die akustische Nah- und Fernfeldholographie und die Messung der Schallintensität mittels Intensitätssonde.

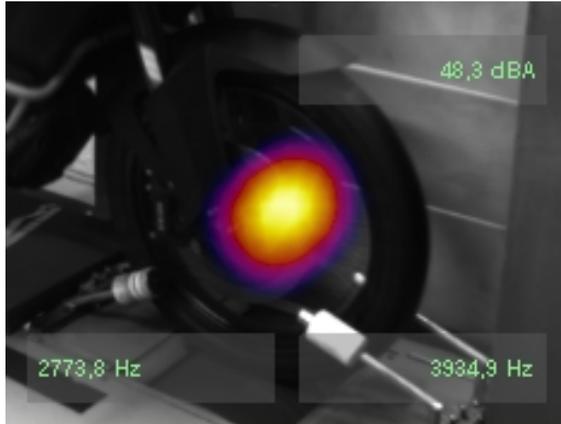


Abbildung 5.1: Bild einer akustischen Kamera

Intensitätssonde

Durch die sequentielle, punktweise Messung der Schallintensität auf einer das Messobjekt einhüllenden Fläche kann neben der Bestimmung der Schalleistung auch eine Schallfeldkartierung erfolgen.

Die Bestimmung der Schallintensität setzt die Messung der Schallschnelle und des Drucks voraus (Siehe Gleichung 5.3). Für die Messung wird eine Intensitätssonde [Gad82] verwendet, die an jedem Messpunkt die Ermittlung der richtungsabhängigen Intensität ermöglicht. Aufgrund der Richtungsinformation ist es möglich mit nur einer Sonde die Richtung der Schallwellen und somit ihren Ursprungsort zu ermitteln.

Akustische Nahfeldholographie

Anstatt einer einzelnen Intensitätssonde wird bei der Nahfeldholographie eine große Anzahl N an Mikrofonen auf einer Messfläche im Nahfeld des untersuchten Objekts angeordnet. Das sogenannte Mikrofonarray ist üblicherweise linien- oder rechteckförmig ausgeführt und kann zur flächendeckenden Anwendung auch mehrmals versetzt werden. Zusätzlich zum verwendeten Array wird eine Anzahl von Referenzmikrofonen in der Nähe von unabhängigen Teilschallquellen benötigt. Aus der Messung des Schalldrucks aller Mikrophone kann das Schallfeld rechnerisch bestimmt werden.

Der nutzbare Frequenzbereich wird bei dieser Methode durch die Größe des Arrays und die Anzahl der Mikrophone beschränkt. Für die Messung tiefer Frequenzen wird ein möglichst großes Array gefordert, das die Ausdehnung der größten zu messenden Wellenlänge hat. Gleichung 5.5 gilt im Fall eines Linienarrays mit N Mikrophenen.

$$(N - 1) \cdot \Delta x \geq \lambda_{max} \quad (5.5)$$

Nach oben hin wird der Frequenzbereich durch den Abstand Δx zwischen den Mikrophenen begrenzt. Um räumliches Aliasing zu vermeiden muss dieser kleiner sein als die halbe

Wellenlänge der höchsten interessierenden Frequenz [BW10].

$$\Delta x \leq \frac{\lambda_{min}}{2} \quad (5.6)$$

Akustische Fernfeldholographie

Bei der Fernfeldholographie kommen ebenfalls Mikrofonarrays zum Einsatz und bilden eine akustische Antenne [Mös09]. Eine sehr einfache und anschauliche Variante ist das eindimensionale Linienarray. In der Praxis kommen meist komplexere Formen, wie das Spiralarray zum Einsatz, das eine zweidimensionale Schallfeldkartierung zulässt. Aus der Anordnung der Mikrophone ergibt sich die Richtcharakteristik des Arrays, die im Idealfall nur eine möglichst schmale Hauptkeule besitzt und eine starke Nebenkeulendämpfung aufweist. Je schmaler die Breite der Hauptkeule und je besser die Nebenkeulendämpfung ist, desto besser ist das örtliche Auflösungsvermögen der akustischen Antenne. Die keulenförmige Richtcharakteristik, die an den Strahl einer Taschenlampe erinnert, wird im Englischen als Beam (Strahl) bezeichnet, dem das Verfahren den Namen Beamforming verdankt.

Die Methode beruht auf dem Effekt des Laufzeitunterschiedes zwischen Quelle und verschiedenen Mikrofonpositionen. Voraussetzung dafür ist die Positionierung des Mikrofonarrays im Fernfeld der Schallquelle. Durch künstliche Verzögerung und anschließender Summation der einzelnen Mikrophonsignale (Delay & Sum Beamforming) kann die Hauptkeule geschwenkt und das Schallfeld auf diese Weise abgetastet werden. Abbildung 5.3 zeigt die Richtcharakteristik eines Linienarrays mit 10 Mikrophenen, einer Länge von 1 m bei einer Frequenz von 2000 Hz. Zur Unterdrückung von Nebenkeulen wurde in diesem Beispiel mit einem von Hann Fenster gefiltert. Die blau dargestellte Kurve zeigt die Hauptkeule in Normalrichtung zum Array, die rote Kurve die um 30° geschwenkte Keule.

In Abbildung 5.2 ist das Blockschaltbild des *Delay & Sum* Algorithmus abgebildet. Die Schalldrücke $p_1(t)$ bis $p_N(t)$ werden um die Zeit Δt_1 bis Δt_N verzögert und zum Ausgangssignal $y(t)$ zusammengefasst. Die Faktoren w_1 bis w_N stellen eine Fensterung dar, die zu einer verbesserten Nebenkeulendämpfung führt.

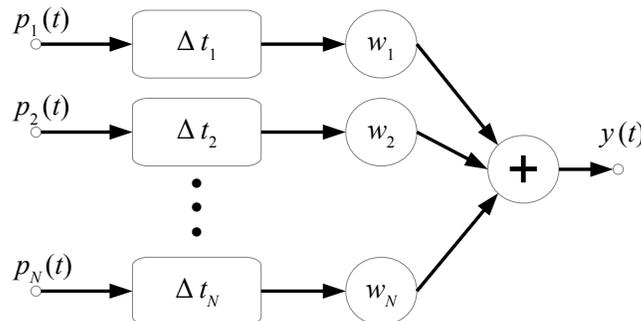


Abbildung 5.2: Blockschaltbild des Delay & Sum Algorithmus

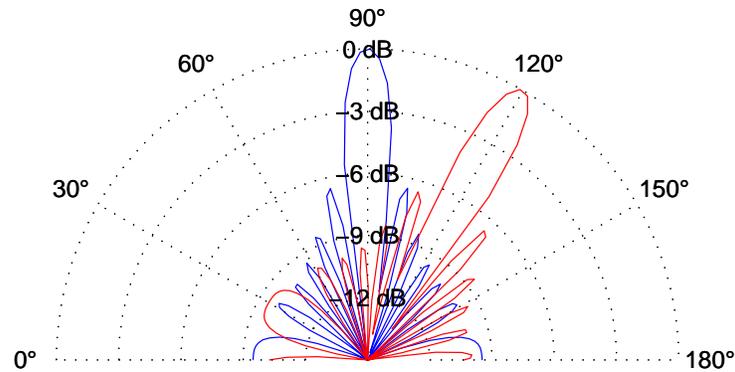


Abbildung 5.3: Richtcharakteristik eines Linienarrays. Hauptkeule in Normalrichtung (blau), Hauptkeule 30° geschwenkt (rot)

$$y(t) = \sum_{i=1}^N w_i g_i(t - \Delta t_i) \quad (5.7)$$

Eine Einschränkung des Verfahrens stellen die Anforderungen an das Schallfeld dar. Um Quellen verlässlich orten zu können, müssen Freifeldbedingungen vorherrschen. Da diese Bedingung in einer realen Messumgebung meist nicht erfüllt ist, kann es zur Detektion von Spiegelquellen kommen. Der nutzbare Frequenzbereich ist wie im Fall der Nahfeldholographie durch die Anzahl der Mikrophone und die Abmessungen des Arrays limitiert.

5.2.3 Körperschall

Unter Körperschall versteht man Schwingungen und Wellenausbreitung in Festkörpern. Zwischen Luftschallwellen und Wellen in Festkörpern besteht ein wesentlicher Unterschied. Betrachtet man ein Elementarvolumen (Siehe Abbildung 5.4), so reagiert ein Fluid auf eine Volumenänderung mit einer Druckerhöhung im Volumen. Eine Änderung der Form des Volumens beeinflusst den Druck hingegen nicht. Gase können daher nur die Komponente der Spannung (σ) normal zur gedachten Begrenzungsfläche aufnehmen.

Ein Festkörper dagegen reagiert nicht nur auf eine Änderung des Volumens, sondern auch auf eine Veränderung der Form mit einer Gegenkraft. An Grenzflächen der Volumenelemente in festen Körpern werden daher auch Kräfte tangential zur Begrenzungsfläche, die man als Schubspannungen (τ) bezeichnet, übertragen.

Durch das Beaufschlagen eines Festkörpers mit einer Schub- oder Normalspannung kommt es zu einer elastischen Deformation. Bei plötzlicher Entfernung der äußeren Spannung wird der Körper in die entspannte Ausgangsform zurückfedern. Dieser Vorgang gleicht einem

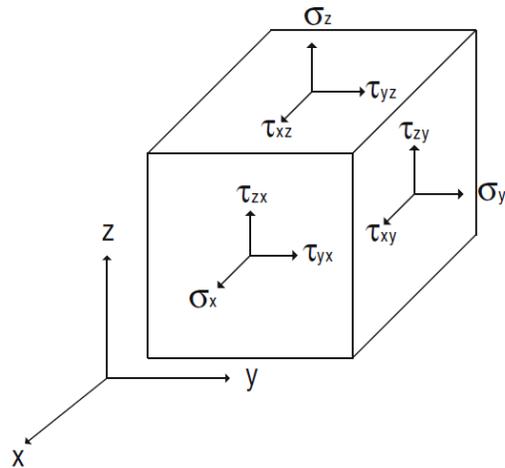


Abbildung 5.4: Elementarvolumen [Mös12]

Einschwingen und stellt eine periodische abklingende Schwingung dar, die zur Bildung von Wellen führt.

Bei Festkörpern unterscheidet man verschiedene Arten von Wellen [Mös12].

- Biegewellen
- Torsionswellen
- Dehnwellen

Für die Akustik sind vor allem Biegewellen von Interesse, weil durch die Auslenkung senkrecht zur Oberfläche eine Schallabstrahlung wahrscheinlicher ist als bei Torsions- oder Dehnwellen. Hinzu kommt, dass Biegewellen leichter anzuregen sind.

Körperschallkenngrößen

Im Bereich der Schwingungsmesstechnik werden die Bewegungsgrößen

- Auslenkung (Schwingweg) $\vec{\xi}$ in m
- Schnelle (Schwinggeschwindigkeit) \vec{v} in m/s
- Beschleunigung \vec{a} in m/s²

genutzt, um an diskreten Messstellen Informationen über das Schwingungsverhalten einer Struktur zu erhalten. Diese drei Größen stehen in direktem Bezug zu den Grundelementen zur Beschreibung der Dynamik von mechanischen Strukturen – dem gedämpften Feder-Masse-System. Für eine genaue Beschreibung des dynamischen Verhaltens von Feder-Masse-Systemen wird die Arbeit von S.VÖTH [Vöt06] empfohlen.

Das Einwirken einer *Kraft* führt bei der Feder zu einer *Auslenkung*, die Geschwindigkeit oder auch *Schnelle* wird über die *Dämpfung* begrenzt und die *Beschleunigung* ist abhängig von der *Masse*.

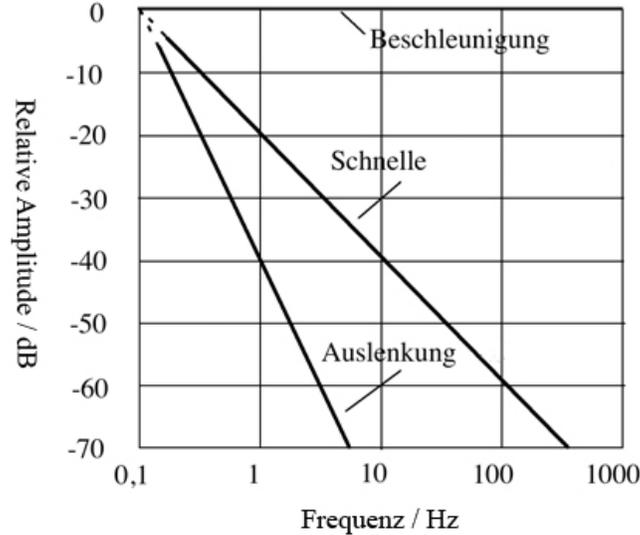


Abbildung 5.5: Frequenzverhalten von Körperschallmessgrößen [Mös09]

Ist eine der drei Größen bekannt, können die beiden anderen durch Integration oder Differentiation bestimmt werden. Im Fall von harmonischen Größen kann der Zusammenhang in der komplexen Schreibweise wie folgt dargestellt werden.

$$\begin{array}{lll}
 \underline{\vec{a}} = \hat{a} \cdot e^{j\omega t} & \underline{\vec{v}} = \frac{1}{j\omega} \hat{a} \cdot e^{j\omega t} & \underline{\vec{\xi}} = -\frac{1}{\omega^2} \hat{a} \cdot e^{j\omega t} \\
 \underline{\vec{\xi}} = \hat{\xi} \cdot e^{j\omega t} & \underline{\vec{v}} = j\omega \hat{\xi} \cdot e^{j\omega t} & \underline{\vec{a}} = -\omega^2 \hat{\xi} \cdot e^{j\omega t}
 \end{array}$$

Betrachtet man die Amplituden der Größen über die Frequenz, so zeigt sich ausgehend von einer konstanten Beschleunigungsamplitude ein Abfall der Schallschnelleamplitude von $1/\omega$, was einer Reduktion um -20dB/Dekade oder -6dB/Oktave entspricht und einem Abfall der Auslenkungsamplitude von $1/\omega^2$ bzw. -40dB/Dekade oder -12dB/Oktave. Um über den gesamten Messbereich einen möglichst guten Signal- Rauschabstand zu gewährleisten, sollte diejenige Größe gemessen werden, die einen konstanten Amplitudenverlauf über den gesamten gemessenen Frequenzbereich aufzeigt.

In der Schwingungsmesstechnik werden hauptsächlich Beschleunigungssensoren verwendet, allerdings sind mit ihnen keine Messungen von sehr tiefen Frequenzen möglich. Für die Messung tieffrequenter Schwingungen werden Sensoren verwendet, die Auslenkung oder Geschwindigkeit registrieren. Ein Beispiel dafür stellen seismische Messungen dar, die kaum wahrnehmbare tieffrequente Erdschwingungen sichtbar machen können.

Neben den Bewegungsgrößen ist die Kraft eine wichtige Messgröße. Misst man die anregende Kraft einer schwingenden Struktur und zusätzlich an diskreten Punkten der Struktur Auslenkung, Schnelle oder Beschleunigung, so ist es möglich, über die Relation zwischen Kraft und Bewegungsgrößen dynamische Kenngrößen der Struktur zu ermitteln.

Dynamische Steifigkeit \underline{s}_{dyn} in N/m	Dynamische Nachgiebigkeit \underline{n}_{dyn} in m/N
$\underline{s}_{dyn}(\omega) = \frac{F(\omega)}{\underline{\xi}(\omega)}$	$\underline{n}_{dyn}(\omega) = \frac{\underline{\xi}(\omega)}{F(\omega)}$
Mechanische Impedanz \underline{Z} in Ns/m	Mechanische Admittanz \underline{Y} in m/Ns
$\underline{Z}(\omega) = \frac{F(\omega)}{\underline{v}(\omega)}$	$\underline{Y}(\omega) = \frac{\underline{v}(\omega)}{F(\omega)}$
Dynamische Masse \underline{m}_{dyn} in Ns^2/m	Trägheit \underline{a}_{cc} in m/Ns^2
$\underline{m}_{dyn}(\omega) = \frac{F(\omega)}{\underline{a}(\omega)}$	$\underline{a}_{cc}(\omega) = \frac{\underline{a}(\omega)}{F(\omega)}$

Körperschallsensoren

Die Aufgabe von Wandlern für Körperschall ist es mechanische Schwingungsgrößen in elektrische Signale umzuwandeln.

Das Wandlerprinzip, das im Kontext der Schwingungsmesstechnik die größte Bedeutung besitzt, ist das des piezoelektrische Wandlers. Neben dem piezoelektrischen Wandlern gibt es noch eine Reihe anderer. Als Beispiele seien hier mechanische Taster, Wirbelstromwandler, elektrodynamische und elektrostatische Wandler, kapazitive und piezoresistive Wandler genannt. Diese werden jedoch an dieser Stelle nicht weiter behandelt, weil ihre Relevanz gering ist.

In der Praxis ist die am häufigsten erfasste Messgröße die Beschleunigung unter der Verwendung von piezoelektrischen Beschleunigungssensoren, weil diese über einen weiten Dynamik- und Frequenzbereich verfügen und außerdem sehr kleine und leichte Bauformen möglich sind. Diese Wandlertypen nutzen den piezoelektrischen Effekt – kurz Piezoeffekt.

„Unter dem Piezoeffekt versteht man die Eigenschaft bestimmter piezoelektrischer Materialien bei gerichteter Verformung ihres Atomgitters durch eine dynamische Kraft nach außen ableitbare elektrische Ladungsverschiebungen zu erzeugen. Diese Wirkung ist umkehrbar (inverser Effekt), so können piezoelektrische Wandler auch als Aktuatoren verwendet werden“ [Mös09].

Piezoelektrische Aktuatoren finden zum Beispiel bei der aktiven Unterdrückung von Bremsenquietschen Anwendung. Eine Arbeit von T. JEARSIRIPONGKUL und D. HOCHLENERT behandelt dieses Thema ausführlich [JH06].

Als piezoelektrische Materialien werden Einkristalle wie Quarz oder Turmalin oder künstlich hergestellte ferroelektrische Keramiken wie Blei-zirkonat-titanat (PZT) oder Bariumtitanat eingesetzt [GG06].

Mit piezoelektrischen Wandlern lassen sich sowohl Beschleunigungs- als auch Kraftsensoren realisieren. Beim Beschleunigungssensor wird die Kraft auf das piezoelektrische Material über die Trägheit einer definierten seismischen Masse erzeugt (Siehe Abbildung 5.6). Die dadurch hervorgerufene Ladungsverschiebung Q_{EL} lässt sich über die Beziehung zwischen der Kraft und dem piezoelektrischen Koeffizienten d_{11} darstellen (Siehe Gleichung 5.8). Je nach Kontraktionsrichtung des Kristallgitters entstehen im piezoelektrischen Material unterschiedlich große Ladungsverschiebungen. Unterschieden werden deshalb Longitudinaleffekt, Transversaleffekt und Schubeffekt. d_{11} stellt den Koeffizienten für den im Beispiel auftretenden Longitudinaleffekt dar.

$$F = m \cdot a \quad Q_{EL} = d_{11} \cdot F \tag{5.8}$$

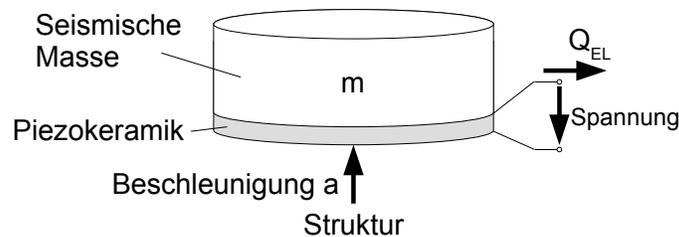


Abbildung 5.6: Funktionsprinzip eines piezoelektrischen Beschleunigungssensors

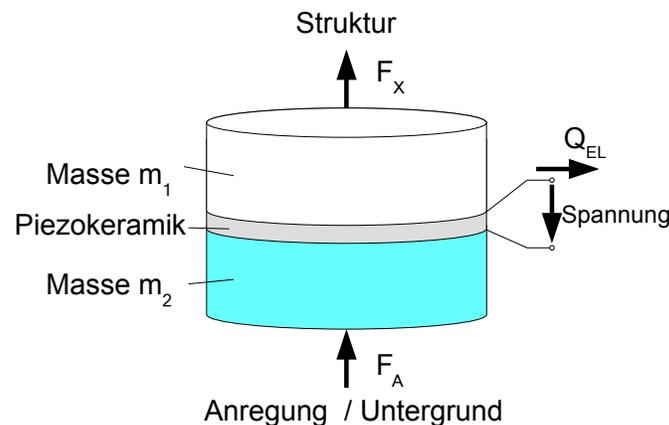


Abbildung 5.7: Funktionsprinzip eines piezoelektrischen Kraftsensors

Der piezoelektrische Kraftsensor unterscheidet sich vom Beschleunigungssensor durch die Anbindung an die Struktur. Während der Beschleunigungssensor einseitig an die schwingende Struktur angebracht wird, wird der Kraftsensor zwischen Anregungsquelle und Struktur oder Untergrund und Struktur positioniert. In Abbildung 5.7 ist der prinzipielle Aufbau des Kraftsensors dargestellt. Dabei ist die Positionierung des Sensors zwischen Anregung

bzw. Untergrund und Struktur erkennbar, F_A stellt die Anregungskraft bzw. in den Untergrund eingeleitete Kraft, F_x die in die Struktur eingeleitete Kraft dar. Die Massen m_1 und m_2 repräsentieren die Masse des Gehäuses und der mechanischen Anbindung, sie sollten gering gehalten werden, sind aber nicht ganz vermeidbar. Die Umwandlung der Kraft in eine Ladungsverschiebung erfolgt nach den gleichen Prinzipien wie beim Beschleunigungssensor.

Da die erzeugte Ladungsmenge gering ist und aufgrund von Leitungsverlusten nur über kurze Strecken transportiert werden kann, wird ein Ladungsverstärker benötigt [Ler12]. Die erforderliche elektrische Schaltung kann in den Sensor integriert werden, benötigt allerdings eine externe Energieversorgung.

Frequenzverhalten

Betrachtet man einen Körperschallsensor als viskos gedämpften, harmonisch erregten Einmassenschwinger mit einer seismischen Masse, kann das Frequenzverhalten mittels Gleichung 5.11 berechnet werden. Der so ermittelte Frequenzverlauf wird auch als Vergrößerungsfunktion $V(\eta)$ bezeichnet (Siehe Abbildung 5.8). Zur Beschreibung benötigt man das dimensionslose Frequenzverhältnis η mit Kreisfrequenz ω und Eigenkreisfrequenz ω_0 und das dimensionslose Lehr'sche Dämpfungsmaß D mit dem Dämpfungskoeffizienten d , der Federsteifigkeit k und der seismischen Masse m_s .

$$\eta = \omega / \omega_0 \quad (5.9)$$

$$D = \frac{d}{2\sqrt{k \cdot m_s}} \quad (5.10)$$

$$V(\eta) = \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta)^2 + 4D^2\eta^2}} \quad (5.11)$$

$$V(\eta) = \begin{cases} 1 & \text{für } \eta = 0 \\ \frac{1}{2D} & \text{für } \eta = 1, \text{ (Resonanz)} \\ 0 & \text{für } \eta \rightarrow \infty \end{cases} \quad (5.12)$$

Aus Abbildung 5.8 und Gleichung 5.11 geht hervor, dass bei sehr kleinen η -Werten ($\omega \rightarrow 0$) die Trägheit der Masse keine Rolle spielt. Das System kann niederfrequenten Schwingungen ohne eine relative Bewegung folgen. Mit steigender Frequenz ($\omega < \omega_0$) steigt die Amplitude von $V(\eta)$ abhängig von der Dämpfung des Systems an, bis bei $\eta = 1$ die Resonanz des Einmassenschwingers erreicht wird ($\omega = \omega_0$). Oberhalb der Resonanzfrequenz ($\omega > \omega_0$) sinkt die Amplitude aufgrund der Trägheitskräfte auf die Masse m_s , bis bei sehr hohen Frequenzen ($\eta \rightarrow \infty$) die Amplitude zu null wird.

Laservibrometrie

Um eine Beeinflussung des Schwingverhaltens der untersuchten Struktur durch die Masse des Sensors zu verhindern, wurden optische Messmethoden entwickelt.

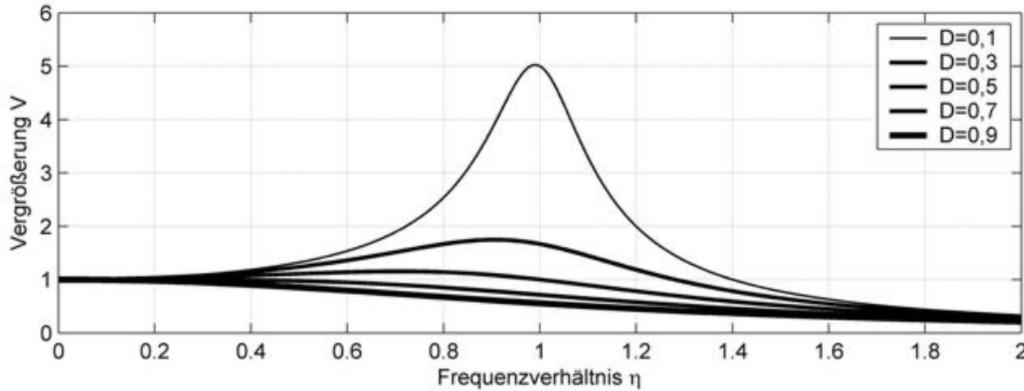


Abbildung 5.8: Frequenzgang eines viskos gedämpften, harmonisch erregten Einmassenschwingers [Vöt06]

Laservibrometer funktionieren nach dem Prinzip der Interferometrie. Dabei wird das Licht aus einer Laserquelle in einen Referenz- und einen Messstrahl aufgespalten und die beiden Strahlen nach Durchlaufen der Interferometerzweige an einem Photodetektor überlagert. Je nach Geschwindigkeit und Auslenkung der reflektierenden Oberfläche des Messobjekts ergibt sich eine zeitabhängige Phasendifferenz zwischen den beiden Laserstrahlen.

Die Laser-Doppler-Vibrometrie basiert auf dem optischen Dopplereffekt. Dieser bewirkt eine geschwindigkeitsproportionale Frequenzverschiebung des reflektierten Laserlichts. Die Doppler Frequenzverschiebung beträgt

$$\Delta f = \frac{2v}{\lambda}$$

wobei v die Geschwindigkeit des schwingenden Messobjekts und λ die Wellenlänge des Lichts ist. In Abbildung 5.9 ist der optische Aufbau eines Laser-Doppler-Vibrometers, das mit Hilfe eines Mach-Zehnder-Interferometers realisiert wird, dargestellt.

Der Laserstrahl eines Helium-Neon Lasers ($f_{\text{Laser}} = 474 \text{ THz}$) wird im Strahlteiler BS1 in einen Referenz- und einen Messstrahl aufgeteilt. Der Messstrahl gelangt durch den Strahlteiler BS2 hindurch, wird am Messobjekt fokussiert und dort reflektiert. Danach wird der reflektierte Strahl von Strahlteiler BS2 abgelenkt und gelangt durch den Strahlteiler BS4 zum Detektor. Der Referenzstrahl wird indes über die Strahlteiler BS1, BS3 und BS4 ebenfalls zum Detektor geleitet, wo sich die beiden Strahlen überlagern. Durch die Frequenz- und Phasenverschiebung, die der Messstrahl erfährt, ergeben sich am Detektor Interferenzmuster. Da sich die Interferenzmuster bei Bewegung des Messobjekts zum Interferometer hin und vom Interferometer weg nicht unterscheiden, kann nicht auf die Richtung der Bewegung geschlossen werden.

Die Verwendung einer Bragg-Zelle, die den Referenzstrahl mit einer Frequenz von 40MHz moduliert, ermöglicht eine Richtungserkennung. Die Bewegung des Messobjekts zum Interferometer hin bewirkt eine Erniedrigung dieser Modulationsfrequenz, die Bewegung vom Interferometer weg bewirkt eine Erhöhung, die mit Hilfe des Detektors erkannt werden kann [LSW09].

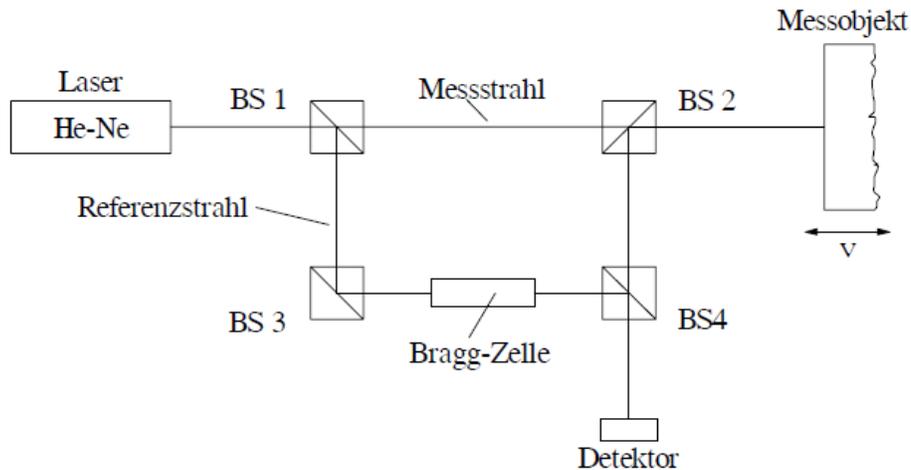


Abbildung 5.9: Optischer Aufbau eines Laser-Doppler-Vibrometers [LSW09]

5.3 Digitale Messignalverarbeitung

Durch die stetige Weiterentwicklung von Digitalrechnern ist heutzutage nahezu jedes Messgerät rechnergestützt. Natürlich betrifft dies auch die akustische Messtechnik, wo nicht nur die Messsignalaufnahme, sondern auch die nachträgliche digitale Verarbeitung eine große Rolle spielt.

Liegt ein Messsignal nach der Digitalisierung erst einmal in zeitdiskreter Form vor, sind den Möglichkeiten, dieses mittels eines Datenverarbeitungssystems zu speichern und zu analysieren, kaum Grenzen gesetzt. Der Großteil der Hersteller von Messsystemen stellt PC-Software zur Verfügung um Messdaten aufbereiten zu können. Die mathematischen Zusammenhänge sind bei diesen Systemen meist nicht einsehbar.

Bei der Verwendung einer Analysesoftware wie MATLAB[®] oder Octave werden die mathematischen Zusammenhänge erst durch den Nutzer definiert. Erfasste Daten können auf diese Weise sehr gut weiterverarbeitet und visualisiert werden.

Digitalisierung von Messsignalen

Um analoge Signale für einen Rechner interpretierbar zu machen, müssen sie zuerst von einem der physikalischen Größe angepassten Wandler in eine Spannung und anschließend mit Hilfe eines Analog/Digital Umsetzers in eine Folge von zeitlich diskretisierten und hinsichtlich der Amplitude quantisierten Zahlenwerten umgewandelt werden.

Die Genauigkeit der Amplitude hängt von der gewählten Auflösung der Quantisierung ab. Da digitale Rechensysteme mit binären Daten arbeiten, wird die Auflösung üblicherweise durch die Bitzahl n angegeben. Die Quantisierung des analogen Signals geschieht in 2^n Stufen, wobei die Stufen an den vorliegenden Spannungsbereich angepasst werden.

Der Reziprokwert des zeitlichen Abstands zwischen zwei Abtastwerten wird als Abtastfrequenz f_s bezeichnet, durch die der korrekt darstellbare Frequenzbereich festgelegt wird.

Um bei der Abtastung Fehler durch *Aliasing* zu vermeiden, müssen für eine Frequenz f mit Periodendauer $T = 1/f$ mindestens zwei Abtastpunkte innerhalb einer Periode vorhanden sein. Das bedeutet, dass mit einer Abtastfrequenz gearbeitet werden muss, die mindestens doppelt so hoch zu sein hat wie die höchsten im Signal vorkommenden Frequenzanteile f_{max} . Diese Bedingung wird als Nyquist-Shannon'sches Abtasttheorem bezeichnet.

$$f_s \leq 2 \cdot f_{max} \quad (5.13)$$

Bei der Digitalisierung müssen also Einschränkungen gemacht werden, weil zum einen der korrekt darstellbare Frequenzbereich von der Abtastfrequenz und zum anderen die Genauigkeit der Amplitude von der gewählten Auflösung abhängig ist.

Eine Erhöhung von Auflösung bzw. Abtasthäufigkeit geht mit einem erhöhten Speicherbedarf einher und stellt höhere Anforderungen an den Analog/Digital Umsetzer dar. Die Parameter der Messkette müssen deshalb sinnvoll gewählt und auf die nachfolgende Analyse abgestimmt werden.

Diskrete und schnelle Fouriertransformation

Mit Hilfe der Fouriertransformation kann ein Signal aus dem Zeitbereich in den Frequenzbereich übergeführt werden. Dieser Vorgang wird als Fourieranalyse bezeichnet, das Signal wird dabei als eine Überlagerung von Sinus- und Kosinusfunktionen mit unterschiedlicher Frequenz, Amplitude und Phasenlage dargestellt. Diese Darstellung wird im Allgemeinen als Frequenzspektrum bezeichnet. In Gleichung 5.14 ist der mathematische Zusammenhang zwischen Zeitfunktion $s(t)$ und dem entsprechenden Frequenzspektrum $\underline{S}(f)$ dargestellt.

$$\underline{S}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} s(t) \cdot e^{-j2\pi ft} dt \quad (5.14)$$

Wird der Betrag und das Argument des Spektrums auf einer Frequenzachse aufgetragen, ergibt sich das Amplitudenspektrum bzw. Phasenspektrum. Diese Darstellung erlaubt Rückschlüsse auf Eigenschaften eines Schwingsystems. Liegt zum Beispiel die Impulsantwort eines Systems im Zeitbereich vor, kann durch die Fouriertransformation die Übertragungsfunktion gewonnen werden.

Die Fouriertransformation ist allerdings nicht auf eine Transformationsrichtung beschränkt, denn es kann von einem Signal im Frequenzbereich wieder auf ein Zeitsignal zurückgerechnet werden. Dieser Vorgang wird als Fouriersynthese bezeichnet.

Im Fall von zeitdiskret vorliegenden Messdaten ist keine kontinuierliche Information über das Signal vorhanden. Aus diesem Grund kann keine kontinuierliche Fouriertransformation durchgeführt werden. Das Integral aus Gleichung 5.14 wird zu einer Summe. Die kontinu-

ierliche Fouriertransformation wird zur *diskreten Fouriertransformation* (Discrete Fourier Transform - DFT).

Das zeitdiskrete Signal $s(n)$ ist nur zu den Zeitpunkten n bekannt. Über den in Gleichung 5.15 gegebenen Zusammenhang kann das diskrete Frequenzspektrum $S(k)$ bestimmt werden.

$$\underline{S}(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} s(n) \cdot e^{-j2\pi nk/N} dt; \quad k = 0, 1, \dots, N - 1 \quad (5.15)$$

Da Messsignale komplexe, zeitlich veränderliche nichtperiodische Signale darstellen, wird bei der DFT ein Teil des Signals (Blöcke mit N Samples) ausgeschnitten und künstlich periodisch gemacht. Auf diese Weise kann das Fourierspektrum für einzelne Zeitpunkte berechnet werden. Das Abschneiden des Signals am Beginn und Ende dieser Blöcke kann zu hohen Frequenzanteilen im Spektrum führen, die das Ergebnis verfälschen. Dieser als „Leakage“ bezeichnete Effekt kann durch die Verwendung von Fensterfunktionen minimiert werden. Fensterfunktionen haben die Aufgabe die Abtastwerte am Anfang und Ende des Blocks „ein-“ und „auszublenden“.

Da bei Messsystemen die Transformation meist schon während der Messung geschieht, müssen im Vorhinein den Eigenschaften des zu untersuchenden Messobjekts entsprechende Einstellungen festgelegt werden.

- Abtastfrequenz
- Blocklänge
- Fensterfunktion

Die *Schnelle Fouriertransformation* (Fast Fourier Transform - FFT) ist eine für digitale Rechensysteme optimierte Variante der DFT. Durch spezielle Speicheradressierung und Verwendung des Butterfly-Algorithmus kann der Rechenaufwand von N^2 auf $N \cdot \lg(N/2)$ reduziert werden. Für $N=512$ sinkt die Zahl der Rechenschritte von 262144 auf 4096 um den Faktor 64.

5.4 Modalanalyse

Da die meisten Lärm- und Vibrationsprobleme im technischen Bereich auf Resonanzphänomene zurückzuführen sind, ist die Beschreibung des Schwingungs- bzw. Resonanzverhaltens einer Struktur erstrebenswert. Liegt eine genaue Beschreibung vor, können gezielt strukturelle Veränderungen durchgeführt werden, die das Verhalten beeinflussen.

Das Schwingungsverhalten einer Struktur lässt sich durch ihre Eigenformen (Moden) beschreiben. Eine Mode kann als Einmassenschwinger betrachtet werden, dessen Verhalten durch die Modalparameter definiert werden. Die Modalparameter sind:

- Modenfrequenz ω
- Modendämpfung δ
- Modenform

Das System eines Einmassenschwingers besteht aus einer Masse m , einer Feder mit der Federsteife k und einem Dämpfer mit dem Dämpfungskoeffizienten d . Wird die Masse durch die Kraft F aus der Ruhelage gebracht, kann sie sich nur entlang einer Achse, ihrem Freiheitsgrad, bewegen. Solche Systeme werden daher auch als SDOF (Single Degree Of Freedom) bezeichnet. Geht man von viskoser Dämpfung aus, kann die Auslenkung des Feder-Masse-Systems aus der Ruhelage als Differentialgleichung zweiten Grades dargestellt werden.

$$m\ddot{\underline{\xi}} + d\dot{\underline{\xi}} + k\underline{\xi} = \underline{F} \quad (5.16)$$

Aus dem Realteil der Eigenwerte kann die modale Dämpfung δ und aus dem Imaginärteil die Modenfrequenz ω bestimmt werden.

Die Eigenschaften einer Struktur können durch die Überlagerung einzelner Moden beschrieben werden. Das System wird sozusagen in seine modalen Bestandteile zerlegt. Es entsteht ein Modell mit mehreren Freiheitsgraden, auch MDOF (Multiple Degree Of Freedom) genannt, dessen Verhalten durch mehrere gekoppelten Differentialgleichungen beschrieben wird. Für ein System mit N Freiheitsgraden erhält man N Differentialgleichungen, die mit Hilfe von $N \times N$ Matrizen und Vektoren mit N Elementen, wie in Gleichung 5.17 dargestellt werden können.

$$\mathbf{M}\ddot{\underline{\xi}} + \mathbf{D}\dot{\underline{\xi}} + \mathbf{K}\underline{\xi} = \underline{\vec{F}} \quad (5.17)$$

Dabei stellt \mathbf{M} die Trägheitsmatrix, \mathbf{D} die Dämpfungsmatrix und \mathbf{K} die Steifigkeitsmatrix dar. Durch Lösung des Differentialgleichungssystems erhält man N komplexe Eigenwerte und N Eigenvektoren, aus denen N Modenfrequenzen ω_i und modale Dämpfungswerte δ_i bestimmt werden können. Die Eigenvektoren stellen dabei die Modenform dar.

Um eine ausreichend genaue Näherung des dynamischen Strukturverhaltens innerhalb eines begrenzten Frequenzbandes zu erreichen, genügt es oft, eine begrenzte Anzahl der vorhandenen Moden zu verwenden.

Als Modalanalyse wird die Bestimmung der Modenparameter der Moden einer Struktur oder eines Systems bezeichnet (Systemidentifikation). Die modalen Parameter des Modells können mit analytischen oder experimentellen Methoden ermittelt werden.

Um analytisch die modalen Parameter einer Struktur zu ermitteln, muss ein Modell erstellt werden, mit Hilfe dessen sich das Schwingungsverhalten vorhersagen lässt. Solche Modelle basieren auf berechneten Masse- und Steifigkeitsverteilungen. Die Berechnungen werden typischerweise mit Hilfe der Finiten Elemente Methode (FEM) durchgeführt und ergeben

eine große Anzahl von gekoppelten Differentialgleichungen, die nur von leistungsstarken Rechensystemen gelöst werden können.

Da es bei komplexen Strukturen oft nicht – oder nur mit hohem Aufwand – möglich ist, ein zuverlässiges Modell zu erstellen, werden in solchen Fällen die modalen Parameter mit experimentellen Methoden ermittelt. Experimentelle Methoden sind in vielen Fällen nötig, um ein Modell auf seine Korrektheit zu überprüfen und gegebenenfalls die Eigenschaften des Modells anzupassen.

5.4.1 Experimentelle Modalanalyse

Die experimentelle Modalanalyse (EMA) ist ein Verfahren zur Ermittlung der modalen Parameter durch messtechnische Erfassung von Systemeigenschaften. Ziel ist es, das Schwingungsverhalten einer realen Struktur in einem Modalmodell nachzubilden.

Um die modalen Parameter einer Struktur zu bestimmen, muss diese mit einer geeigneten Anregungsquelle in Schwingung versetzt und die Strukturantwort mittels geeigneter Sensorik aufgenommen werden. Als Anregungsquellen kommen Impulshammer oder elektrodynamische bzw. hydraulische Schwingerreger (Shaker) in Frage. Die Antwort des Systems wird meist mittels Beschleunigungssensoren oder Laservibrometrie gemessen und anschließend mit Hilfe von Digitalrechnern weiterverarbeitet. Durch Anwendung der FFT (Siehe Kapitel 5.3) können Übertragungsfunktionen zwischen dem Anregungsort und den Sensororten im Frequenzbereich ermittelt werden.

Mittels des „Curve Fit-Verfahrens“ werden die modalen Parameter Verstärkungsfaktor, Eigenfrequenz ω und Dämpfungsfaktor δ für jede Mode bestimmt. Dabei wird das modale Modell mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate an die gemessenen Übertragungsfunktionen angenähert.

5.5 Betriebsschwingungsanalyse

Die Betriebsschwingungsanalyse (BSA) ist eine Methode zur Bestimmung der Schwingformen einer Struktur unter realen Betriebsbedingungen. Die Anregung der Struktur wird anders als bei der EMA nicht künstlich bewerkstelligt, sondern entsteht durch die Verwendung bzw. den Betrieb des Messobjekts unter möglichst realistischen Bedingungen.

Im Gegensatz zur Modalanalyse geht aus der Betriebsschwingungsanalyse kein systembeschreibendes Modell hervor. Liegen bereits modale Daten aus einer EMA vor, kann die BSA sehr hilfreich sein, weil festgestellt werden kann, welche der in der Modalanalyse bestimmten Moden tatsächlich im Betrieb auftreten. Mit Hilfe geeigneter Weiterverarbeitung können anhand der Daten auch Geometriemodelle zur Veranschaulichung von Schwingformen erstellt werden.

Häufig wird die BSA zur Überwachung von Maschinen eingesetzt. Anhand von an kritischen Bauteilen wie zum Beispiel Lagern aufgenommener Bewegungsgrößen, können Schäden

frühzeitig erkannt werden und ein Ausfall der Maschine verhindert werden.

Eine weitere Aufgabe der BSA ist die Ermittlung von maximalen Schwingamplituden, die zur Sicherstellung der Einhaltung von Grenzwerten herangezogen werden. Die Grenzwerte werden vom Hersteller von Zukaufteilen festgelegt und müssen zur Vermeidung von Ermüdungsbrüchen und anderen schwingungsinduzierten Beschädigungen eingehalten werden. Weitere Grenzwerte können sich auch aufgrund der Einwirkung der Schwingung auf den Menschen ergeben, was bei Kraftfahrzeugen häufig der Fall ist.

Kapitel 6

Durchgeführte Messungen und Ergebnisse

Im Rahmen dieser Arbeit wurden Untersuchungen durchgeführt, die dazu dienen auftretende Geräuschphänomene zu kategorisieren und die Schwingungseigenschaften einzelner Bauteile und Baugruppen zu erfassen. Es kommen dabei verschiedene Mess- und Analysemethoden zum Einsatz, die auf ihre Eignung zur Analyse von Bremsgeräuschen und Schwingungen bei Motorrädern untersucht werden. Die Grundlagen zu den Methoden sind in Kapitel 5 angeführt.

Das Kapitel beinhaltet folgenden Untersuchungen:

- Experimentelle Modalanalysen
- Spektralanalysen des Luftschalls
- Spektralanalysen des Körperschalls
- Quellortung mittels akustischer Kamera

In diesem Kapitel werden die durchgeführten Untersuchungen dokumentiert und interpretiert. Auf Basis der Messergebnisse werden in weiterer Folge Strategien zur Bekämpfung von Bremsgeräuschen entwickelt.

Fahrzeugkoordinatensystem

Da viele akustische Größen richtungsabhängig sind, ist es in der akustischen Messtechnik notwendig, die Richtung von Messgrößen zu definieren. Um eine Vereinheitlichung der Richtungsangaben zu ermöglichen, orientiert man sich an einem fahrzeugfesten dreidimensionalen kartesischen Koordinatensystem. Abbildung 6.1 zeigt das für Motorräder übliche Fahrzeugkoordinatensystem, auf das sich alle Richtungsangaben und Achsenbezeichnungen in den nachstehenden Messergebnissen beziehen.

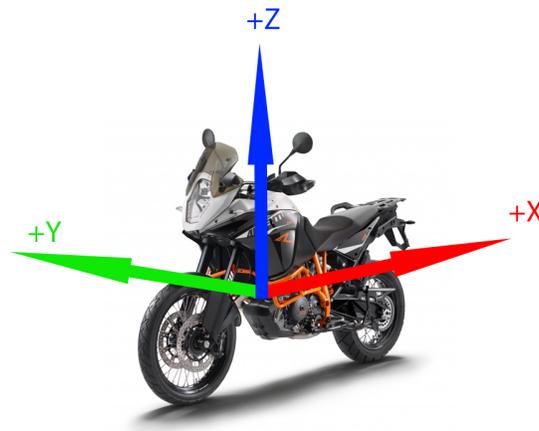


Abbildung 6.1: Fahrzeugkoordinatensystem, Foto: KTM

Vorwissen

Aus den Untersuchungen, die von KTM vor Beginn dieser Arbeit durchgeführt wurden, geht hervor, dass die auftretenden Bremsgeräusche von niederfrequenter Natur sind. Deshalb wird in den nachstehenden Untersuchungen der Frequenzbereich bis maximal 1000 Hz analysiert.

Wie weiter oben in Kapitel 2.2 beschrieben, treten unerwünschte Bremsgeräusche nur bei Modell R und nicht bei Modell T auf. Aus diesem Grund wurden Messungen durchgeführt, die Unterschiede bezüglich des Schwingverhaltens zwischen den beiden Modellvarianten mit Messdaten belegen sollen.

6.1 EMA am Gesamtfahrzeug

Die experimentelle Modalanalyse ist ohne weitere Einschränkungen für Motorräder praktikabel. Da bei Motorrädern das Fahrzeuggewicht die Fahreigenschaften erheblich beeinflusst, wird durch Leichtbau versucht, dieses gering zu halten. Dadurch entstehen leichte und steife Strukturen, deren Schwingverhalten während einer Messung durch die Masse der Sensoren beeinflusst werden kann. Um den Einfluss der Sensormasse vernachlässigbar klein zu halten sollten möglichst leichte Sensoren verwendet werden. Die Sensormasse darf höchstens ein Zehntel der Strukturmasse betragen [SL90]. Bei der Auswahl des Schwingeregers muss beachtet werden, dass ausreichend viel Energie in die Struktur eingeleitet wird, um möglichst alle Eigenschwingformen anzuregen.

Die Lagerung der untersuchten Struktur ist für die Messung von großer Bedeutung. Um die Beeinflussung der Messergebnisse durch die Lagerung gering zu halten und Einflüsse von Außen vorhersagbar zu gestalten, müssen die Randbedingungen konstant gehalten werden. Dazu sollte die Struktur entweder möglichst frei und ohne Kontakt zur Umwelt oder möglichst starr gelagert werden.

Die Untersuchungen konzentrieren sich auf das Vorderradfahwerk, wobei der untere und obere Fahrwerksteil getrennt betrachtet werden.

6.1.1 Unterer Fahrwerksteil

Der untere Fahrwerksteil umfasst das Vorderrad inklusive Bremscheiben und Achse, die Gabelhäuste inklusive Bremszangen und die Tauchrohre der Federgabel (Siehe Abbildung 2.5).

Wie in Abschnitt 2.2 erwähnt, wird vermutet, dass die Ausführung der Gabelhäuste das Schwingverhalten so stark beeinflusst, dass das Bremsenquietschen durch eine Veränderung derselben behoben werden kann. Um ihren Einfluss auf das Schwingverhaltens feststellen zu können, werden Modalanalysen unter identischen Bedingungen für ein T-Serienmodell (Gabelfaust T-Serie) und ein R-Vorserienmodell (Gabelfaust R-alt) durchgeführt (Siehe Abbildung 2.3).

Als Messsystem dient eine PAK MKII Datenerfassungseinheit von Müller BBM. Die Anregung der Struktur erfolgt mittels eines Schwingerregers der Type LDS V780 und *Burst Noise* als Anregungssignal. Die Messeinstellungen können Tabelle 6.1 entnommen werden. Aufgrund der geringen Masse der verwendeten Beschleunigungssensoren (5,4 g) im Vergleich zur Masse der Bremscheiben (je 1530 g) bzw. der Gabelholme (~ 5000 g) ist der Einfluss auf die Strukturschwingung als gering einzustufen.

Abtastfrequenz	Frequenzlinien	Frequenzauflösung	Fensterfunktion
2048Hz	6401	0.125Hz	Rechteck (0%OL)

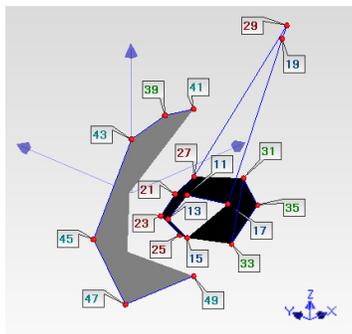
Tabelle 6.1: Messeinstellungen

Die Fahrzeuge werden für die Messung mit einem Kran angehoben, um ein freies Schwingen der Struktur zu ermöglichen und äußere Einflüsse zu minimieren. Durch das Anheben des Fahrzeugs wird die Federgabel komplett entspannt, was eine Änderung der Länge der Gabelholme mit sich bringt. Schwingungen, die mit einer Biegung der Gabelholme einhergehen, werden dadurch in ihrer Frequenz beeinflusst und sind etwas tiefer zu erwarten. Da bei dieser Messreihe primär der Unterschied zwischen den beiden Varianten von Interesse ist und für beide die gleichen Bedingungen vorherrschen, ist der Einfluss vernachlässigbar.

Um die Schwingeneigenschaften der Bremscheibe denen bei einer realen Bremsung anzugleichen wurde während der Messung die Bremse blockiert. Als Anregungspunkt für den Schwingerreger wurde ein steifer Punkt am Rahmen gewählt. Die Positionen der Sensoren sind in Abbildung 6.2a anhand eines 3d Modells erkennbar, das mit der Software ME'Scope erstellt wurde. Die Abbildung zeigt die Messpunkte der linken Fahrwerkshälfte. Das Modell wird mit Geometriedaten der Sensorpositionen an den Gabelhäusten und Bremsätteln und zusätzlich einigen Messpunkten an den Bremscheiben, sowie Kontrollpunkten an den Gabelstandrohren erstellt. Da die Anzahl der Sensoren auf zehn Stück beschränkt ist, werden die für die Vervollständigung des Modells nötigen Messdaten aus mehreren Messungen zusammengesetzt. Abbildung 6.2b zeigt exemplarisch Messpositionen an der linken Gabelhäuste am Beispiel des T-Modells.

Die bei die EMA erfassten Frequenzübertragungsfunktionen (FRF's) dienen der Ermittlung der Strukturmoden. Aus den FRF's können mit der Software ME'Scope animierte Darstellungen der Schwingungsabläufe erstellt werden. Die aus den Messdaten gewonnenen Modenfrequenzen und Schwingformen sind in Tabelle 6.2 abgebildet. Die Analyse zeigt, dass die am häufigsten auftretenden Schwingformen gleichphasige bzw. gegenphasige Kippbewegungen der Scheiben sind. Des Weiteren treten tangentiale Schwingformen der Scheiben, Bremszangen und Gabelhäuste um die Radachse auf, die mit einem Vor- und Zurückkippen der Gabel einhergehen.

Die Bremszangen folgen immer der Bewegung der Scheiben. Sowohl bei Kippbewegungen als auch bei tangentialen Schwingungen stellen sie keine Knotenpunkte dar. Dieses Verhalten wird darauf zurückgeführt, dass bei der gewählten Position der Anregung des Systems die Energie des Anregungssignals vom Rahmen über die Gabel und die Bremszangen auf die Bremsscheiben übertragen wird. Bei einer direkten Anregung der Bremsscheiben läge die Vermutung nahe, dass die Bremszangen aufgrund ihrer Masse und versteifenden Wirkung, zumindest zu einer Verringerung der Schwingamplituden führen würden.



(a) Visualisierung mittels ME'Scope



(b) Messstellen an der Gabelhaust

Abbildung 6.2: Sensorpositionen

6.1.2 Oberer Fahrwerksteil

Der obere Fahrwerksteil umfasst die Gabelstandrohre und die Gabelbrücken (Siehe Abbildung 2.5a). Mit derselben Messanordnung wie zuvor in Kapitel 6.1.1 beschrieben, werden die Schwingformen der Gabelbrücken ermittelt und die Varianten R-Alt und T-Serie verglichen. Zusätzlich werden die Schwingformen mit denen des unteren Fahrwerksteils abgeglichen.

Da aus den Messergebnissen keine markanten Eigenfrequenzen der Gabelbrücken ersichtlich sind, werden jene Frequenzen betrachtet, die bei der Untersuchung des unteren Fahrwerksteils Schwingungsmaxima aufzeigen. Bei diesen Frequenzen finden vorrangig translatorische Bewegungen der Gabelbrücken zueinander in Fahrzeug-Längsrichtung statt, was auf Biegeschwingungen der Gabelholme hindeutet. Eine detaillierte Auflistung der Eigenfrequenzen und Schwingformen ist in Tabelle 6.3 zu finden.

Es können keine auffälligen Schwingformen gefunden werden, die durch die Gabelbrücken

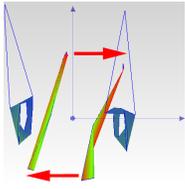
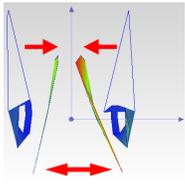
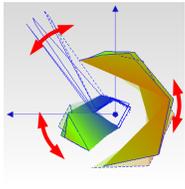
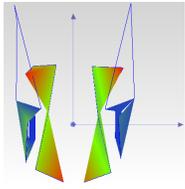
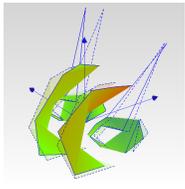
Frequenz		Beschreibung	Interpretation	Bild
R	T			
168 Hz	191 Hz	Gleichphasiges Kippen der Scheibe um X-Achse	Kippen des Rades	
207 Hz	216 Hz	Gegenphasiges Kippen der Scheibe um X-Achse	1.Mode der Scheibe	
263Hz	265 Hz	Tangentiale Schwingung der Scheibe um Radachse, Bremszange und Gabel Faust folgt der Schwingung	Biegeschwingung der Gabel	
340 Hz	350 Hz	Gegenphasige planare und überlagerte tangentielle Schwingung der Scheibe	2. Mode der Scheibe	
402 Hz	401 Hz	Gegenphasige(T) und gleichphasige(R) planare und überlagerte tangentielle Schwingung der Scheibe	-	

Tabelle 6.2: Eigenfrequenzen und Schwingformen des unteren Fahrwerksteils

verursacht werden. Es ist deshalb davon auszugehen, dass der Einfluss der Geometrie der Gabelbrücken auf das Schwingverhalten gering ist.

Die Gabelbrücken können das Schwingverhalten beeinflussen, weil sich der Abstand der unteren und oberen Brücke auf die Schwingfrequenz der Biegeschwingung der Gabelholme auswirkt. Wird der Abstand zwischen den Brücken erhöht, verringert sich die Ausraglänge der Gabelholme, wodurch die Biegeschwingfrequenz steigt. Zusätzlich wird die Biegesteifigkeit der Federgabel erhöht.

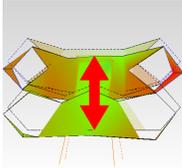
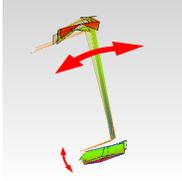
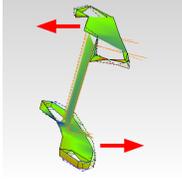
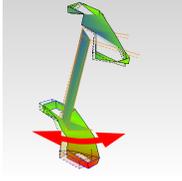
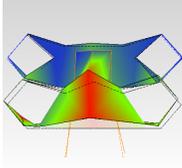
Frequenz		Beschreibung	Interpretation	Bild
R	T			
168 Hz	192 Hz	Vor- Zurückschwingen der Gabelbrücken mit leichter Verdrehung der Gabelrohre	-	
209 Hz	216 Hz	Vor- Zurückkippen der oberen Gabelbrücke um den unteren Einspannungspunkt	deutet auf Biegeschwingung der Gabelrohre hin	
269 Hz	262 Hz	Gegenphasiges Kippen der oberen und unteren Gabelbrücke	deutet auf Biegeschwingung der Gabelrohre hin	
343 Hz	354 Hz	Vor- Zurückkippen der unteren Gabelbrücke um den oberen Einspannungspunkt	deutet auf Biegeschwingung der Gabelrohre hin	
401 Hz	417 Hz	Vor- Zurückkippen der oberen Gabelbrücke um unteren Einspannungspunkt	-	

Tabelle 6.3: Eigenfrequenzen und Schwingformen des oberen Fahrwerksteils

Generell ist festzustellen, dass beim Modell T-Serie die Eigenfrequenzen etwas höher liegen als beim Modell R-alt. Die auftretenden Schwingformen sind jedoch sehr ähnlich.

Die verschobenen Eigenfrequenzen stellen ein erstes Indiz dafür dar, dass die unterschiedlich hohe Neigung zu Bremsgeräuschen mit der Geometrie der Gabelhäuste zusammenhängen kann.

Durch die Verstimmung einzelner Teilkomponenten oder Baugruppen kann eine gegenseitige Beeinflussung von Moden unter Umständen verhindert werden. Welches Bauteil der gesamten Vorderbaukonstruktion den größten Einfluss auf die Geräuschenstehung hat, kann auf Basis dieser Messung nicht bestimmt werden.

6.2 EMA Baugruppen / Einzelkomponenten

Neben der EMA am Gesamtfahrzeug ist es von Interesse, das Schwingverhalten von einzelnen Baugruppen und Bauteilen zu erfassen. Die Untersuchung an Einzelkomponenten oder Komponentengruppen bringt den Vorteil, dass die Schwingungseigenschaften nicht durch angrenzende Bauteile bzw. die Verbindungsstellen beeinflusst werden. So können Bauteile oder Baugruppen isoliert betrachtet werden. Wenn ein einzelnes Bauteil mit einer starken Resonanz bei einer relevanten Frequenz identifizierbar ist, kann die Schwingung gezielt gedämpft oder verstimmt werden, um das Problem zu beheben. Für die Untersuchung steht ein Laservibrometer der Type Polytec PSV-I-400 zur Verfügung.

Zu beachten ist, dass die ungehinderte Schwingung des aus dem Zusammenhang genommenen Teils nicht exakt der im zusammengebauten Zustand entspricht. Falls ein Einzelbauteil mit einer starken Resonanz im Bereich der auftretenden Quietschfrequenzen gefunden wird, muss das Schwingverhalten im assemblierten Zustand weiter untersucht werden.

6.2.1 Vorderrad



Abbildung 6.3: Prüfaufbau für Laservibrometer-Messung

Für die Bestimmung der Eigenfrequenzen des Vorderrades wird dieses elastisch aufgehängt (Siehe Abbildung 6.3). Der Schwingerreger wird an einem Punkt an der Radnabe starr

Abtastfrequenz	Frequenzlinien	Frequenzauflösung	Fensterfunktion
2048 Hz	800	1 Hz	Rechteck (0%OL)

Tabelle 6.4: Messeinstellungen

befestigt. Durch die Verwendung des Laservibrometers ergibt sich keinerlei Beeinflussung der Schwingung der Struktur. Als Anregungssignal findet Pseudoräuschen Verwendung. Die Messeinstellungen sind in Tabelle 6.4 angegeben.

Um Differenzen im Schwingverhalten der Radausführungen der Modelle R und T zu erfassen, werden die Messungen für beide Varianten durchgeführt. Das gemittelte Spektrum von 119 Messpunkten auf der Bremsscheibe zeigt den in Abbildung 6.4 dargestellten Frequenzverlauf für Variante R und T.

Die Messsoftware Polytec PSV erlaubt eine animierte grafische Darstellung der Schwingformen. In Tabelle 6.5 werden die Schwingformen und Modenfrequenzen gegenübergestellt. Die Analyse zeigt, dass im Frequenzbereich von 1 bis 500 Hz hauptsächlich 4 unterschiedliche Schwingformen auftreten.

- Planare Schwingung des gesamten Rades:
Die Schwingfrequenzen liegen unterhalb der auftretenden Quietschfrequenzen. Möglicherweise könnte diese Eingschwingform zum Quietschverhalten beitragen, weil ein Vielfaches der Frequenz im kritischen Bereich liegt.
- Planare Schwingung der Scheibe relativ zum restlichen Rad:
Diese Schwingform ist auf die „semi-schwimmend“ ausgeführte Bremsscheibe zurückzuführen. Durch die lockere Einspannung kann der äußere Scheibenring Relativbewegungen zum Innenring ausführen.
- Kippen der Scheibe mit gleichphasiger bzw. gegenphasiger Bewegung der Felge:
Das Auftreten dieser Schwingform kann unter Umständen mit einer (1,0) Mode erklärt werden, die durch die mittige Einspannung der Scheibe zu Stande kommt. Bei der Berechnung wird diese nicht berücksichtigt, da von einer frei schwingenden Scheibe ausgegangen wird. Die meisten erfassten Frequenzen dieser Schwingform liegen in einem Bereich, der auch abgestrahlt wird. Sie können sich bei betätigter Bremse ausbilden, da der Bremssattel in diesem Fall in einem Knotenpunkt liegt oder der Schwingung folgt. Diese Schwingformen sind mit hoher Wahrscheinlichkeit am Entstehen von Bremsgeräuschen beteiligt.
- Eigenmoden der Scheibe:
Moden mit zwei (Mode 2,0) und drei (Mode 3,0) diametrischen Knotenlinien.

Beide Radvarianten weisen ähnliche Schwingformen auf. Da die Abmessungen der Bremsscheiben ident sind, liegen die Schwingformen, die durch die Moden der Scheibe bedingt sind, nahe beieinander. Durch die unterschiedliche Radgröße ergeben sich Verschiebungen jener Moden, die vom Rad selbst herrühren.

Aus dem Frequenzgang in Abbildung 6.4 ist erkennbar, dass die Beschleunigungsamplituden bei in etwa 291 Hz und 364 Hz im Fall des Modells R deutlich höher sind. Die Analyse der Schwingform zeigt, dass sich bei dieser Frequenz die Scheibe planar relativ zur Felge bewegt. Offensichtlich kommt es hier zu einer Modenkopplung zwischen Felge und Scheibe, die beim Modell T weniger stark zum Vorschein tritt.

Aus dieser Untersuchung ist ersichtlich, dass die Schwingformen der realen Scheibe nicht exakt mit denen der frei schwingenden Scheibe übereinstimmen. Durch die Berechnung können jedoch die meisten kritische Schwingfrequenzen vorhergesagt werden.

- An der prognostizierte Modenfrequenz der Mode (2,0) existiert einer Mode (1,0).
- Die messtechnisch erfasste Mode (2,0) tritt bei einer höheren Frequenz auf.
- Die Mode (0,1) stimmt mit der prognostizierten überein.
- Die Prognose für die Mode (3,0) ist korrekt.

Dieses Ergebnis lässt sich damit erklären, dass die Berechnung für eine frei schwingende Scheibe ausgelegt ist. Da die reale Bremsscheibe mit der Nabe verschraubt wird, weichen die Modenformen ab. Darüber hinaus kommt es zu einer gegenseitigen Beeinflussung von Rad und Bremsscheibe.

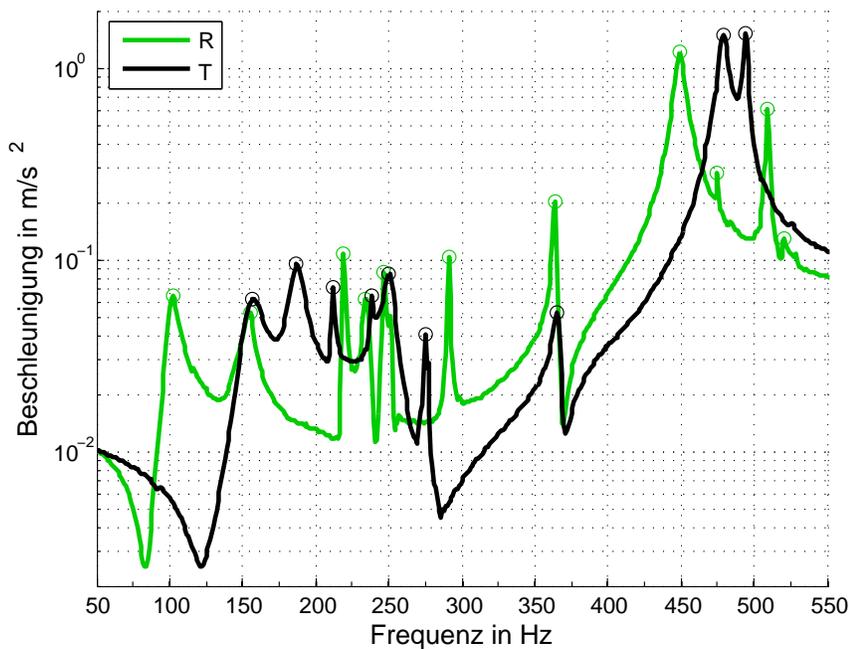


Abbildung 6.4: Frequenzgänge der Vorderradvarianten

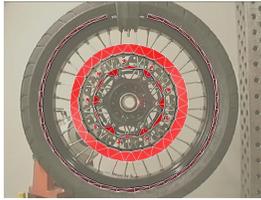
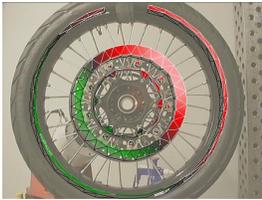
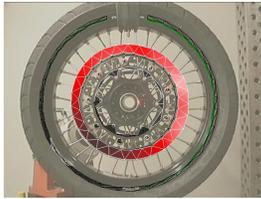
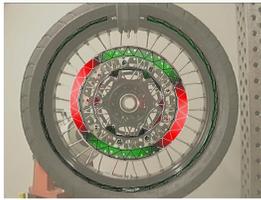
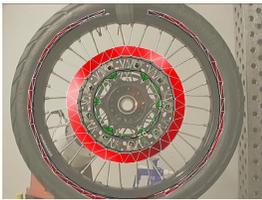
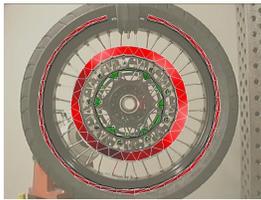
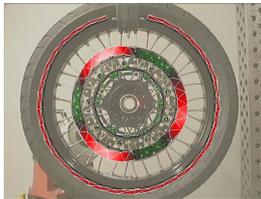
Frequenz (Hz)		Beschreibung	Schwingform	
R	T		R	T
102	157	planare Schwingung des gesamten Rades		
154 219 234	187 212	Kippen der Scheibe, teilweise in Phase mit Felge, teilweise gegenphasig		
246	238 251	planare Schwingung der Scheibe, Felge schwingt gegenphasig		
291	275	Mode der Scheibe (2,0), Felge schwingt nicht		
364 449	365	Mode der Scheibe (0,1), Felge schwingt gleichphasig		
509	479 494	Mode der Scheibe (3,0), Felge schwingt nur geringfügig		

Tabelle 6.5: Eigenfrequenzen und dazugehörige Schwingformen von Scheibe und Felge

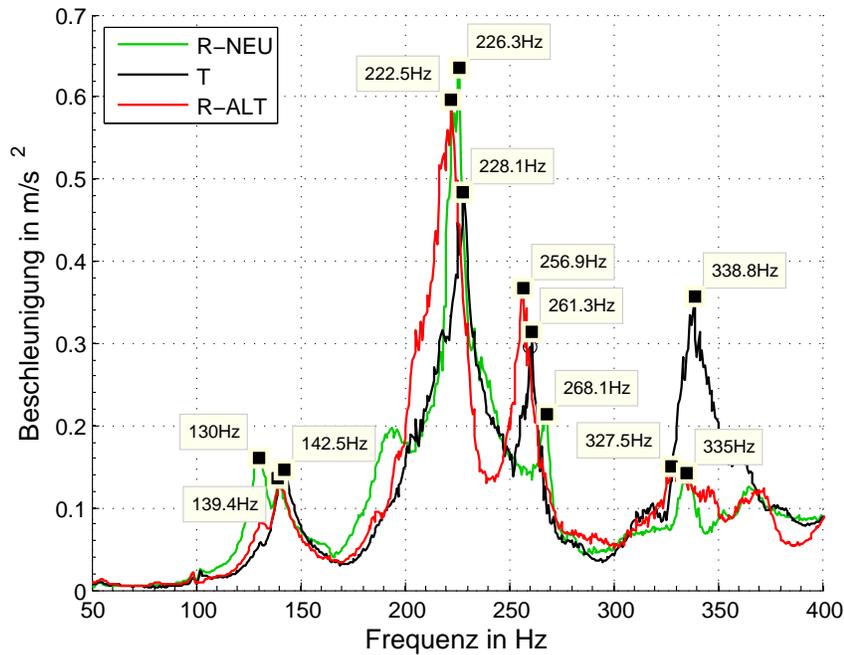


Abbildung 6.5: Frequenzgänge der Gabelfaustvarianten

6.2.2 Einfluss der Gabelfaustvarianten auf Schwingform und Frequenzverhalten

Für die Untersuchungen zum Einfluss der Gabelfaustvarianten wurde der Vorderbau des Fahrzeugs auf einem massiven Fahrwerkprüfstand aufgebaut. Durch die große Masse des Prüfstands und die starre Anbindung der Gabel wird sichergestellt, dass das Schwingungsverhalten der untersuchten Struktur nicht durch angrenzende Bauteile beeinflusst wird. Dadurch ist es möglich, präzise Aussagen zu den Unterschieden der untersuchten Komponenten zu machen. Eine feste Einspannung verhindert zusätzlich, dass sich zwischen den einzelnen Messungen äußerliche Parameter verändern. Abbildung 6.6 zeigt den Aufbau des Prüfstands.

Die Messung wurde mit einem Laservibrometer der Type Polytec PSV-I-400 mit den in Tabelle 6.6 ersichtlichen Messeinstellungen durchgeführt. Die Messpunkte wurden so auf der Bremsscheibe und der Gabelfaust verteilt, dass eine Darstellung der Schwingung möglich ist (Siehe Abbildung 6.7). Als Anregungssignal wurde Pseudoräuschen gewählt. Für die Dauer der Messung wurde die Bremse blockiert.

Abtastfrequenz	Frequenzlinien	Frequenzauflösung	Fensterfunktion
1280 Hz	800	625 mHz	Rechteck (0%OL)

Tabelle 6.6: Messeinstellungen

Die Ergebnisse der Messungen sind in Abbildung 6.5 zu sehen. Die Messdaten zeigen auch



Abbildung 6.6: Fahrwerkprüfstand

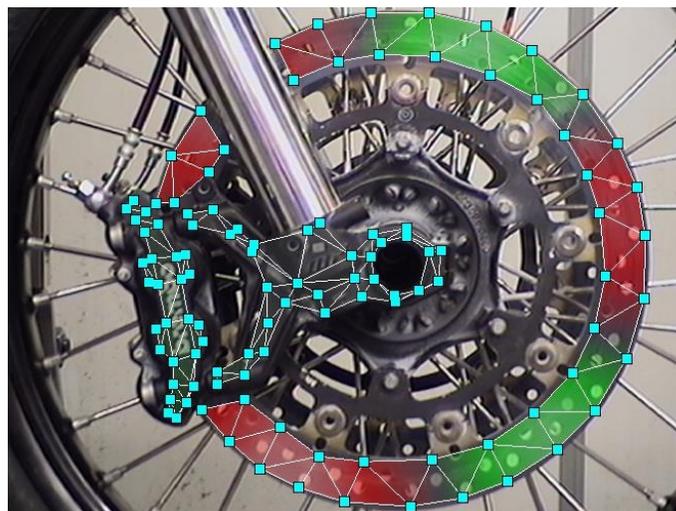


Abbildung 6.7: Verteilung der Messpunkte

	R-alt	T	R-neu ohne Steg	R-neu mit Steg
Gewicht Gabelholm Li (g)	5126	5387	5351	5358
Gewicht Gabelholm Re (g)	5092	5347	5311	5328
Länge gesamt (mm)	915	915	915	915
Länge Standrohr (mm)	610	610	600	600
Federweg (mm)	220	220	220(200)	220(200)
Gewicht der Faust (g)			601	623

Tabelle 6.7: Gabelparameter

bei dieser Messreihe, dass die Moden von Modell T generell etwas höher liegen als bei Modell R-ALT. Darüber hinaus weist Modell T bei 228 Hz geringere und bei 339 Hz höhere Beschleunigungsamplituden auf. Eine Verlagerung der Schwingenergie zwischen zwei Moden kann eine Erklärung für das unterschiedliche Quietschverhalten sein.

Da die Fertigung und Entwicklung der Federgabeln von der Firma WP-Suspension durchgeführt wird, gibt es keine detaillierten Informationen zum Aufbau des Innenlebens und zu den Unterschieden zwischen verschiedenen Modellen. Um große Unterschiede zu vermeiden, wurden bei den durchgeführten Messungen stets die Abmessungen und das Gewicht der Gabelelemente protokolliert (Siehe dazu Tabelle 6.7).

Durch die unzureichenden Informationen über den Aufbau der Gabelelemente können auf Basis dieser Messergebnisse keine konkreten Aussagen gemacht werden. Um aussagekräftige Messergebnisse zu erhalten ist es nötig die Gabelfäuste auf identische Gabeln zu untersuchen. Für diese Messreihe konnte nur mit Prototypengabeln gearbeitet werden, die sich durch einige weitere Merkmale unterscheiden.

Für zukünftige Untersuchungen muss die Kommunikation mit WP verbessert werden. Der Versuchsaufbau am Gabelprüfstand ist für die Untersuchung gut geeignet.

6.2.3 Einfluss des Federwegs

Abtastfrequenz	Frequenzlinien	Frequenzauflösung	Fensterfunktion
1280Hz	800	625mHz	Rechteck (0%OL)

Tabelle 6.8: Messeinstellungen

Im Vorfeld dieser Arbeit wurde in einem Experiment der Einfluss der Einfedertiefe auf die Quietschfrequenz im Fahrversuch untersucht. Um den Einfluss am Prüfstand nachzustellen, wurde das Vorderradfahwerk auf dem Fahrwerksprüfstand vorgespannt und die Eigenfrequenzen in Abhängigkeit vom Federweg mittels Laservibrometer ermittelt. Untersucht wurde die Ausgangsvariante R-Alt, wobei der Federweg in 2cm Schritten von 0 bis 10cm variiert wurde. Die Ergebnisse sind in Abbildung 6.8 zu sehen.

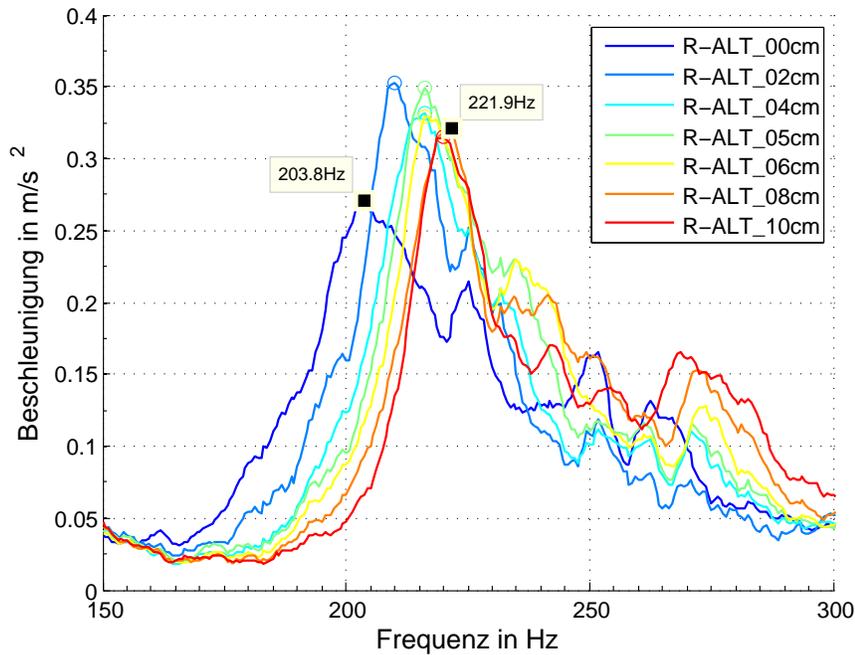


Abbildung 6.8: Einfluss des Federwegs auf den Frequenzgang

Durch die Veränderung der Gabellänge wird das System verstimmt: je tiefer die Gabel eintaucht, desto höher ist die resultierende Eigenfrequenz des Systems.

Anhand dieses Versuchs kann der Einfluss der ausgefederten Gabel bei der EMA am Gesamtfahrzeug abgeschätzt werden. Der Frequenzunterschied zwischen 0 cm und 10 cm Federweg beträgt in etwa 18 Hz.

Die unterschiedlichen Pegel entstehen durch die Verspannung des Systems mit einem Seilzug. Als Messpunkte wurden bei dieser Messung ausschließlich Punkte an der Gabelfaust gewählt, um Ergebnisse unabhängig von der Eigenfrequenz der Scheibe zu erhalten. Der Einfluss des Federwegs ist nachvollziehbar, durch einen schwereren Fahrer kann beispielsweise eine größere Einfedertiefe erreicht werden und das Quietschverhalten so beeinflusst werden.

Für eine Behebung von Quietschphänomenen ist der Einfluss des Federwegs weniger relevant.

6.3 Untersuchungen am Rollenprüfstand

Da die in der EMA ermittelten Schwingfrequenzen noch keine Aussage über das Abstrahlungsverhalten zulassen, muss in einem weiteren Schritt überprüft werden, welche Frequenzanteile bei einem Quietschvorgang in die Luft abgestrahlt werden. Gemessen wird dazu der Schalldruck in der Nähe der schwingenden Bauteile. Eine Spektralanalyse der

Schalldrucksignale gibt Aufschluss über die abgestrahlten Frequenzanteile.

Die erforderliche Messungen werden auf einem Rollenprüfstand durchgeführt, der es ermöglicht, das Bremssystem unter realistischen Umständen während eines tatsächlichen Bremsvorgangs zu untersuchen. Da das System nicht künstlich in Schwingung versetzt, sondern durch den Bremsvorgang selbst angeregt wird, bezeichnet man diese Art der Messung als Betriebsschwingungsanalyse (BSA).

Für die BSA wird das Fahrzeug mit dem Vorderrad auf den Einrollenprüfstand aufgebaut (Siehe Abbildung 6.9a) und die Rolle im Rückwärtsmodus betrieben.

Um die Bremsgeräusche für die messtechnische Erfassung über einen möglichst langen Zeitraum konstant halten zu können, muss die Rolle mit einer konstanten Geschwindigkeit von 5 km/h betrieben werden. Durch manuelles Betätigen der Bremse kann ein lange andauerndes Bremsgeräusch generiert werden. Dieser Betriebszustand stellt eine extreme Beanspruchung des Bremssystems dar. Eine Bremsung ohne Reduktion der Geschwindigkeit kommt in der Realität nicht vor.

6.3.1 Frequenzanalyse des Luftschalls

Die Messungen wird mit dem Müller BBM PAK Messsystem mit den in Tabelle 6.9 angegebenen Messeinstellungen durchgeführt. Der Schalldruck wird mit Messmikrophonen des Typs Microtech Gefell MM210 an mehreren Messstellen aufgenommen.

Abtastfrequenz	Frequenzlinien	Frequenzauflösung	Fensterfunktion
51200Hz	6402	3,125 Hz	Von Hann (0%OL)

Tabelle 6.9: Messeinstellungen

Für die in Abbildung 6.9a ersichtliche Mikrophonposition mit einem Mikrophonabstand von etwa 50 cm, ergibt sich das in Abbildung 6.9b dargestellte Frequenzspektrum. Die größten Pegelspitzen befinden sich bei Frequenzen von ~ 203 Hz und ~ 353 Hz. Diese Frequenzen entsprechen den ersten beiden Moden der Bremsscheibe (Siehe Tabelle 3.2). Bei ~ 706 Hz ist eine Oberschwingung der 2. Scheibenmode erkennbar. Zu allen weiteren Frequenzanteilen kann keine präzise Aussage getroffen werden. Da der Rollenprüfstand nicht für akustische Messungen optimiert ist, kann nicht ausgeschlossen werden, dass es sich bei den gemessenen Frequenzen um Reflexionen oder Resonanzen der Rollenkonstruktion handelt.

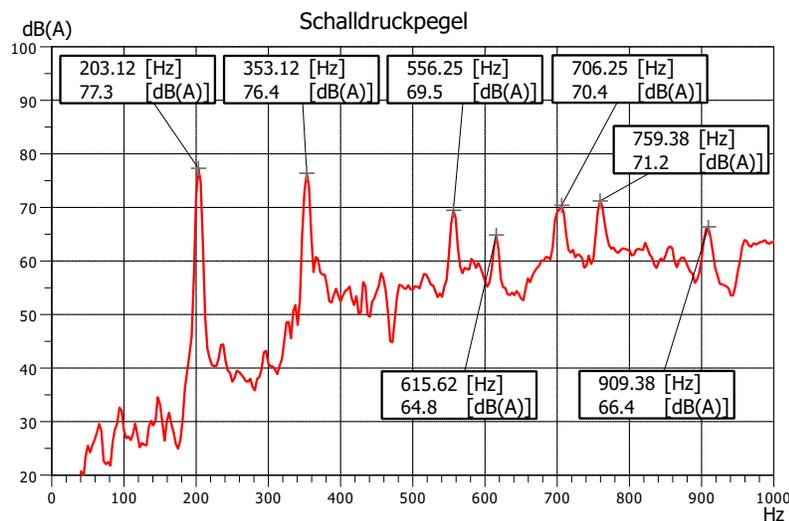
Die höchsten Pegel treten zwischen 200 und 500 Hz auf. Nach der in Kapitel 3.2 angeführten Einteilung handelt es sich bei dem auftretenden Phänomen um „Muhen“.

Die prognostizierten Modenfrequenzen der Bremsscheibe treten im Luftschallspektrum auf, was die Plausibilität der Berechnung bestätigt. Des Weiteren bekräftigen die detektierten Frequenzanteile die Vermutung, dass die Eigenschwingungen der Scheibe erheblich zur Schallabstrahlung beitragen.

Durch die räumliche Abtastung des Fahrzeugs an mehreren Messstellen kann festgestellt werden, ob andere Komponenten des Motorrads ebenfalls an der Schallabstrahlung beteiligt sind. Diesbezüglich ist feststellbar, dass bei langanhaltenden Bremsvorgängen das gesamte Motorrad in Schwingung versetzt wird. Leichte Kunststoff-Verkleidungsteile schwingen stark mit, aber auch massive Teile, wie zum Beispiel das hintere Federbein werden zu Schwingungen angeregt.



(a) Messaufbau



(b) Frequenzgang des Luftschallpegels

Abbildung 6.9: Luftschallanalyse am Rollenprüfstand

6.3.2 Zusammenhang zwischen Körperschall und Luftschall

Um besseres Verständnis über den Zusammenhang zwischen Bauteilschwingungen und in die Luft abgestrahlten Frequenzanteilen zu erlangen, werden Körperschall und Luftschall simultan aufgezeichnet und beide Signale einer Frequenzanalyse unterzogen.

Die Positionen der Beschleunigungssensoren sind in Abbildung 6.10a ersichtlich. Für das Mikrophon wird die in Abbildung 6.9a ersichtliche Position gewählt.

Das bei dieser Messreihe untersuchte Fahrzeug ist mit einer modifizierten Gabelfaust ausgestattet. Die Bezeichnung dieser Gabelfaustvariante ist R-neu (Siehe Abbildung 2.3c). Wie bereits in Kapitel 2.2 beschrieben, ist diese Gabelfaustvariante eine Kompromisslösung, die von KTM unabhängig von den Ergebnissen der vorliegenden Arbeit zur Kompensation von Bremsgeräuschen entwickelt wurde.

Die Spektren der Luftschall- sowie Beschleunigungssignale sind in Abbildung 6.10b dargestellt. Zu erkennen ist, dass die 1. Schwingmode der Scheibe bei ~ 203 Hz bei dieser Messung weniger stark zum Vorschein tritt und nicht abgestrahlt wird (Vergleiche 1. Luftschallmessung, Abbildung 6.9b). Die Messergebnisse lassen den Schluss zu, dass die Veränderung der Gabelfaustgeometrie einen Einfluss auf das Geräuschverhalten des Bremssystems hat. Allerdings kann nicht ausgeschlossen werden, dass sich im Vergleich zur Ursprungsvariante R-Alt zusätzlich zur Geometrie weitere Parameter verändert haben.

Da die Bremscheiben und Bremsbeläge zum Zeitpunkt der Messung eine geringe Laufleistung aufwiesen, ist nicht auszuschließen, dass ein Zusammenhang zwischen der Oberflächenbeschaffenheit des Reibpaares und der Neigung zu Bremsgeräuschen besteht.

Die Korrelation zwischen Körperschall und Luftschall ist generell hoch, wobei der Frequenzverlauf der Beschleunigungsamplituden des Bremssattels in Fahrzeug-Y-Richtung die größte Ähnlichkeit mit dem Frequenzverlauf der Schalldruckamplituden aufweist. Durch die Orientierung der Sensoren entspricht die Fahrzeug-y-Richtung in diesem Fall der Sensor-x-Richtung. Bewegungen des Bremssattels implizieren gleichzeitige Bewegungen der Scheibe. Diese besitzt die nötige Fläche, um Schall im relevanten Frequenzbereich in die Umgebung abstrahlen zu können.

Die angewandte Methode erweist sich als zielführend. Durch die Kombination von Luft- und Körperschallanalyse kann ermittelt werden, welche Schwingungsanteile zur Abstrahlung beitragen.

Abtastfrequenz	Frequenzlinien	Frequenzauflösung	Fensterfunktion
32768Hz	12801	1Hz	Von Hann (0%OL)

Tabelle 6.10: Messeinstellungen

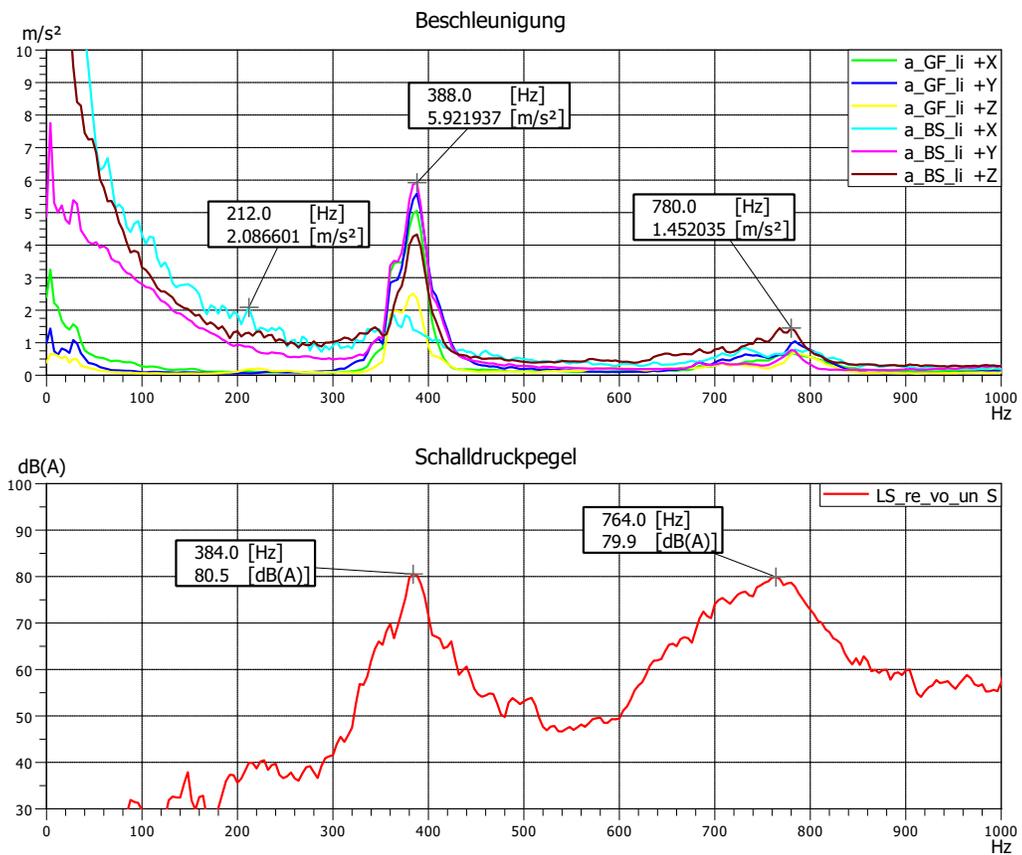
6.4 Vergleichsmessungen am Akustikprüfstand

Um das Schwing- und Geräuschverhalten unterschiedlicher Gabelfaust- und Bremscheibenvarianten zu erfassen wurden Untersuchungen in Kooperation mit der Fachhochschule Zwickau durchgeführt. Durch die Verfügbarkeit eines akustisch optimierten Raums ist es möglich, aussagekräftige Schalldruckmessungen durchzuführen.

Bei den Messungen kommt ein optimierter Messaufbau zum Einsatz. Es werden drei Mikrophone und vier Beschleunigungssensoren appliziert und zusätzlich mehrere langsame



(a) Messaufbau



(b) Frequenzgang von Schalldruckpegel und Beschleunigungsamplituden

Abbildung 6.10: Luftschall- und Beschleunigungsanalyse am Rollenprüfstand

Größen aufgezeichnet. Die Mikrofonpositionen sind in Abbildung 6.11a abgebildet. Mikrophone M 1 und M 2 sind im Nahfeld positioniert. Der Abstand zum Messobjekt beträgt 6 cm. Mikrophone M 3 befindet sich an der Position des Fahrerohrs. Um die Beschleunigungswerte der Gabelfaust und des Bremsstatts messen zu können, werden die Beschleunigungssensoren Acc 1 und Acc 2 wie in Abbildung 6.11b appliziert. Die langsamen Größen umfassen die Rollenparameter Rollengeschwindigkeit und Zugkraft und die Fahrzeugparameter Raddrehzahl, Bremsdruck und Brems Scheibentemperatur. Die Rolle wird mit einer konstanten Geschwindigkeit von 5 km/h betrieben und die Bremse manuell betätigt.

Als Messsystem kommt eine Müller BBM PAK MKII Datenerfassungseinheit zum Einsatz. Die Messeinstellungen können Tabelle 6.11 entnommen werden. Abbildung 6.11 zeigt den Messaufbau. Abgebildet sind Sensoren für Körperschall (Acc1, Acc2) und Luftschall (M1, M2, M3).

Abtastfrequenz	Frequenzlinien	Frequenzauflösung	Fensterfunktion
32768Hz	12801	1Hz	Von Hann (0%OL)

Tabelle 6.11: Messeinstellungen

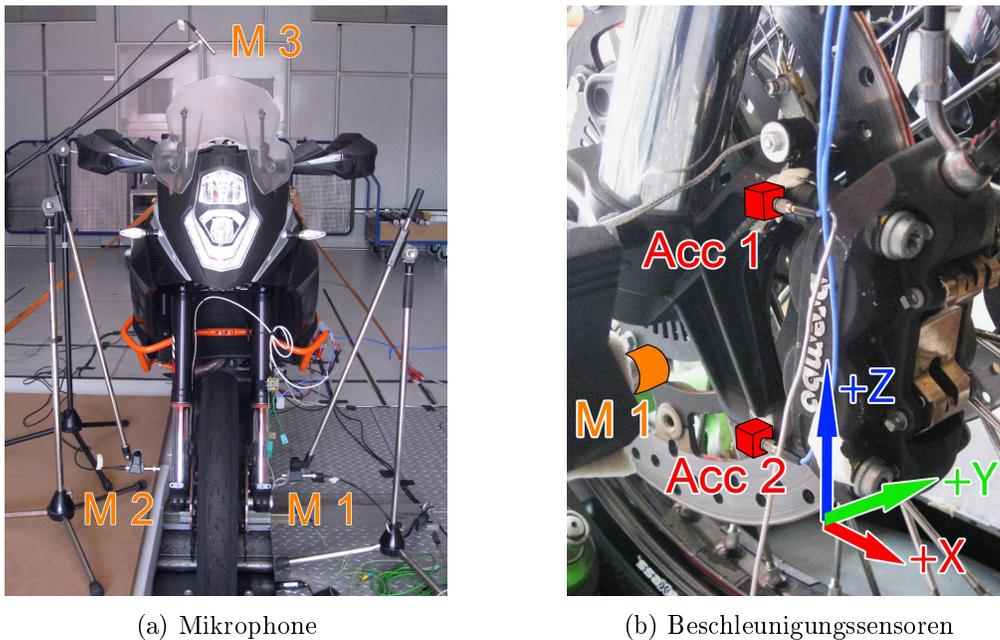


Abbildung 6.11: Optimierter Messaufbau am Rollenprüfstand Zwickau

Im Rahmen dieser Messreihe wurden Untersuchungen zum Einfluss von Scheibendurchmessern und verschiedenen Gabelfaustvarianten auf das Geräuschverhalten durchgeführt.

6.4.1 Scheibendurchmesser

Die Variation des Scheibendurchmessers wird aufgrund der Annahme durchgeführt, dass eine Verschiebung der Resonanzfrequenzen der Scheibe zu einer Verringerung der Quietschneigung führen könnte. Durch die Variation des Scheibendurchmessers können mit geringem Aufwand relativ große Frequenzverschiebungen erreicht werden (Siehe dazu Abschnitt 4.1.3).

Eine Übersicht über die getesteten Varianten gibt Tabelle 6.12. Untersucht wurde die Serienscheibe im Vergleich zu Prototypen mit geänderten Durchmessern. Die Prototypen wurden von der Firma Galfer gefertigt. Um den Einfluss der Laufeistung zu untersuchen, wurde zusätzlich eine fabrikneue Serienscheibe zusammen mit neuen Bremsbelägen getestet.

Gabelfaust \ Scheibe	Serie 320 mm	Galfer 305 mm	Galfer 335 mm	Serie neu 320 mm
R-Alt	•	•	•	•
R-Neu	•			
R-Neu mit Steg	•			

Tabelle 6.12: Untersuchte Gabel- und Scheibenvarianten

Wie erwartet, kann durch die Verwendung von Bremsscheiben mit unterschiedlichen Durchmessern die Quietschfrequenz zu tieferen bzw. höheren Frequenzen hin verschoben werden. Abbildung 6.12 zeigt die Spektren des Schalldruckpegels im Nahfeld der getesteten Scheibenvarianten.

Die Untersuchung des Körperschalls zeigt, dass Schwingungen bei einem lang andauernden Bremsvorgang bereits zu Beginn der Messung erkennbar sind. Erst nach einiger Zeit werden die Schwingungen so stark, dass sie auch abgestrahlt werden. Bei genauerer Analyse der Messdaten kann ein Zusammenhang zwischen Bremsscheibentemperatur und Quietschneigung festgestellt werden. Das Bremsenmuhen tritt erst ab einer Bremsscheibentemperatur von etwa 180 °C auf. Tritt das Bremsgeräusch einmal auf, bleibt es trotz Abkühlung der Scheibe weiterhin vorhanden. Da allerdings nur die Scheibentemperatur gemessen wird, ist nicht auszuschließen, dass die Temperatur der Bremsbeläge bzw. die Temperaturdifferenz zwischen den Reibpartnern das ausschlaggebende Kriterium darstellt. Erst nach einer längeren Abkühlphase verschwindet das Muhen und tritt in weiterer Folge wiederholt bei ~180 °C auf.

Eine mögliche Erklärung für dieses Verhalten ist, dass sich die Scheiben und Bremsbeläge unterschiedlich schnell erhitzen, weil die Scheiben besser von Luft umströmt werden und eine größere Oberfläche besitzen. Da über die Temperatur der Bremsbeläge keine Messdaten vorliegen, kann nicht ausgeschlossen werden, dass die Temperatur Grenzen überschreitet, bei denen sich die Bestandteile des Reibbelages verändern. Bei weiterführenden Untersuchungen sollte deshalb die Temperatur der Bremsbeläge unbedingt messtechnisch erfasst werden. Da der Hersteller allerdings keine detaillierten Informationen zu Temperaturverhalten der Beläge preisgibt, können keine konkreten Aussagen getroffen werden.

Mode \ Scheibe	Galfer 305 mm	Original 320 mm	Galfer 335 mm
1.Mode	212(224) Hz	200(203) Hz	196(185) Hz
2.Mode	376(387) Hz	359(351) Hz	323(320) Hz
3.Mode	550(520) Hz		

Tabelle 6.13: Messtechnisch erfasste und berechnete Eigenfrequenzen der untersuchten Scheibenvarianten

Aus Tabelle 6.13 können die Frequenzen der gemessenen Beschleunigungsspitzen abhängig vom Scheibendurchmesser abgelesen werden. Die Zahlen in Klammer stellen die durch die Berechnung prognostizierten Modenfrequenzen dar. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung der gemessenen und berechneten Werte.

Die Scheibenabmessungen haben einen bestätigten erheblichen Einfluss. Es bleibt im Fahrversuch abzuklären, ob durch die Verschiebung der Scheibenmoden das Quietschphänomen abzustellen ist.

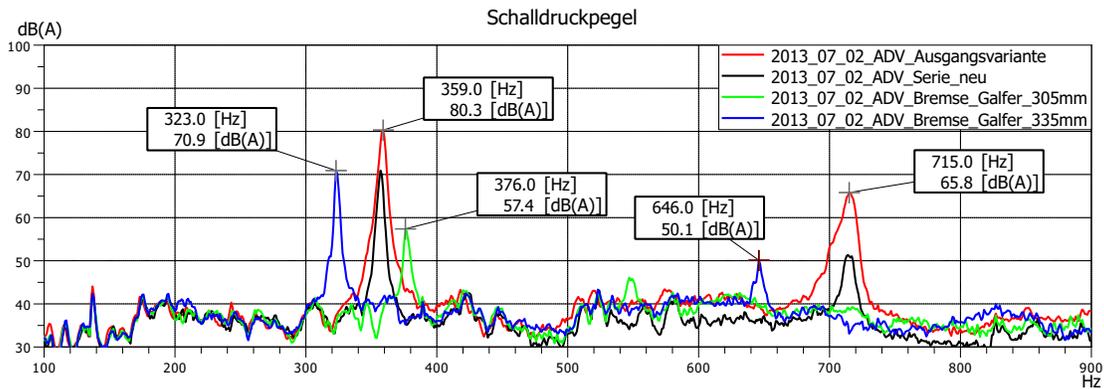


Abbildung 6.12: Frequenzgänge für unterschiedliche Scheibenvarianten

Da die Veränderung des Scheibendurchmessers die Bremsleistung beeinflusst, müsste das ABS-System angepasst werden. Da eine nachträgliche Änderung der Auslegung des Bremsystems sehr kostenintensiv ist, ist dies im Fall des Modells Adventure R nicht realisierbar. Die Veränderung der Scheibendicke ist technisch realisierbar.

Für zukünftige Entwicklungsprojekte ist die Variation des Scheibendurchmessers oder der Dicke eine geeignete Abstellmaßnahme, wenn im Entwicklungsprozess rechtzeitig eingegriffen wird.

6.4.2 Gabelfaustvarianten

Um den Einfluss der Gabelfaust auf das Schwingverhalten feststellen zu können, wurden Messungen mit den in Tabelle 6.12 aufgelisteten Gabelfaustvarianten durchgeführt. Abbil-

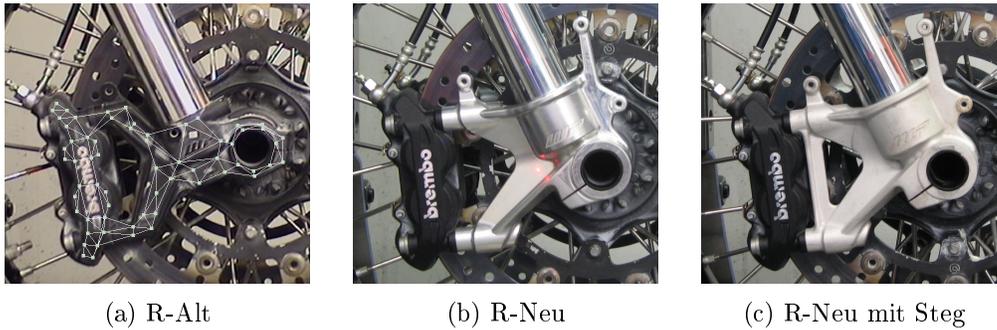


Abbildung 6.13: Gabelfaustvarianten

Abbildung 6.14 zeigt Frequenzspektren des Schalldruckpegels an Mikrofonposition M1 für die Gabelfaustvarianten R-Alt (Ausgangsvariante) und R-Neu mit und ohne Steg. Der Variante mit Steg wurde nach einem von KTM eingebrachten Vorschlag zur Versteifung der Struktur gefertigt. Die Gabelfaustvarianten sind in Abbildung 6.13 abgebildet.

Die unterschiedlichen Gabelfaustvarianten zeigten keinen oder nur wenig Einfluss (Vergleiche Abbildung 6.14). Daraus kann geschlossen werden, dass der Großteil der Schwingungsenergie von der Schwingung der Bremsscheiben ausgeht. Die Versteifung und Veränderung der Geometrie der Gabelfaust kann das System nur geringfügig beeinflussen.

Der Grund für den aus dieser Messreihe hervorgehenden geringen Einfluss der Gabelfaustgeometrie auf die Höhe der Schwingamplituden liegt in der Art der Testmethode. Die Belastungen auf das Bremssystem sind bei konstanter Raddrehzahl und lange andauernden Bremsvorgängen sehr hoch im Vergleich zu denen bei realen Bremsungen. Die gewählte Methode erwies sich allerdings als sehr brauchbar um Eigenfrequenzen des Bremssystems zu identifizieren. Der getestete Betriebszustand kann quasi als „Worst Case“ betrachtet werden.

Ob das Bremsenruhen bei einer sachgemäßen Verwendung der Bremse tatsächlich auftritt, sollte deshalb im Rahmen von weiterführenden Untersuchungen überprüft werden. Nach der Überprüfung des Einflusses von Maßnahmen am Rollenprüfstand sollten deshalb Versuchsreihen unter realen Bedingungen folgen. Dazu müssen entweder der Testablauf auf dem Rollenprüfstand angepasst werden oder Versuche auf der Straße durchgeführt werden.

6.5 Abgleich mit der Simulation

Im Vorfeld der Diplomarbeit wurde von der KTM Simulationsabteilung eine Modalanalyse auf Basis der Finite Elemente Methode durchgeführt. Die Ergebnisse zeigten Eigenmoden der Gabel bei 50.3 Hz, 69.9 Hz, 127.6 Hz, 261 Hz, und 491.9 Hz.

Die berechnete Biegemode bei 261 Hz konnte in den durchgeführten Analysen nachgewiesen werden (Siehe Kapitel 6.1). Die Biegemoden der Gabel korrelieren nicht mit den Quietschfrequenzen.

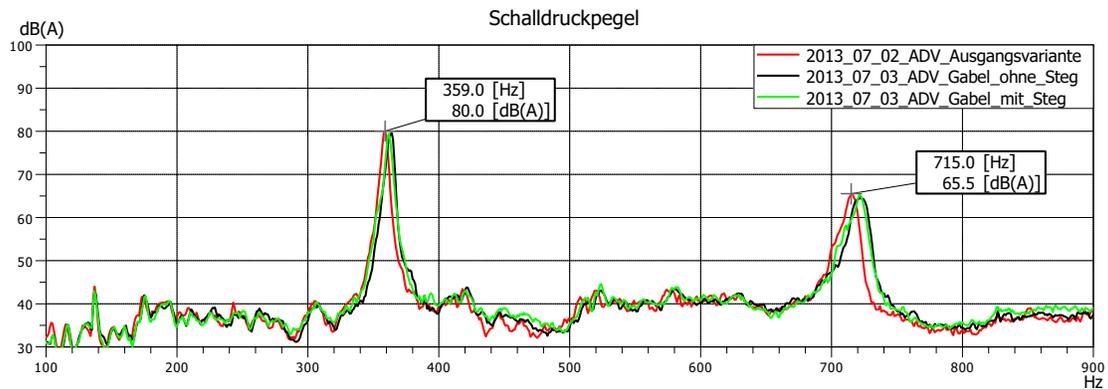


Abbildung 6.14: Frequenzgänge für unterschiedliche Gabelfaustvarianten

Die Biegeschwingung der Gabel wird bei einem Bremsvorgang stark angeregt und beeinflusst das Schwingensystem, allerdings wird diese Frequenz nicht abgestrahlt, weswegen ihr an dieser Stelle keine weitere Bedeutung zugemessen wird. Zur Veranschaulichung sind in Abbildung 6.15 die Ergebnisse der Simulation dargestellt. Ersichtlich ist die maximale Verformung der Struktur bei einer Schwingfrequenz von 261 Hz. Die farbliche Abstufung visualisiert die auftretende Spannung. Rot repräsentiert starke und blau niedrige Spannungen.

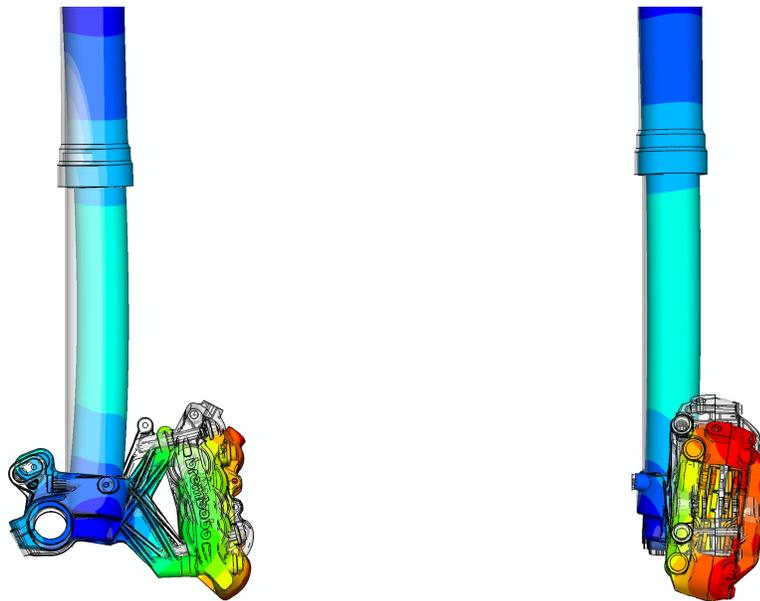


Abbildung 6.15: Berechnete Schwingform bei 261Hz, Quelle: KTM

6.6 Akustische Kamera

Um mögliche Schallquellen am Fahrzeug zu orten, die zusätzlich zu den Scheiben Schall abstrahlen, wurde eine Messung mit einer akustischen Kamera am Rollenprüfstand durchgeführt. Die Hard- und Software wurde von der Firma Head Acoustics zur Verfügung gestellt.

Daten des Head Visor Mikrophonarrays:

- Array-Durchmesser: 80 cm
- Mikrophanordnung: Sieben logarithmische Spiralen mit 56 Mikrophanapseln
- Bandbreite der Quellkartierung: ca. 500 Hz - 20 kHz
- Räumliche Auflösung für Monopol (1 kHz in einem Meter Abstand) ca. 0.5 m (Breite der Hauptkeule)

Leider sind die Ergebnisse wenig aufschlussreich, weil die untere Grenzfrequenz der akustischen Kamera höher liegt als die Bremsgeräusche die in diesem Fall auftreten. Erst ab ~ 500 Hz erlaubt das Messsystem Quellen zu orten. Mit einer präzisen Ortung von schallabstrahlenden Bauteilen ist erst ab einer Frequenz von ~ 2000 Hz zu rechnen. Wie in Abschnitt 5.2.2 ersichtlich, ist die untere Grenzfrequenz von der Ausdehnung des Arrays und dem Abstand vom Messobjekt abhängig. Um den nutzbaren Frequenzbereich bis zur geforderten unteren Grenzfrequenz von ~ 200 Hz zu erweitern, würde man ein Spiralarray mit einer Ausdehnung von ~ 10 m benötigen.

Am Beispiel des vorliegenden Spiralarrays, soll hier die Einschränkung des messbaren Frequenzbereiches gezeigt werden. In Gleichung 6.1 ist die Berechnungsvorschrift für die untere Grenzfrequenz eines solchen Arrays gegeben. Für ein Spiralarray mit einem Außendurchmesser d von 0,8 m ergibt sich eine untere Grenzfrequenz von 1003 Hz. Die Hauptkeulenbreite b/h , die gleichzeitig ein Maß für die räumliche Auflösung darstellt, wird mit 0,5 angenommen, wobei h die Entfernung zum Messobjekt ist und b die Ausdehnung der Hauptkeule [Mös09]. Je schmaler die Hauptkeulenbreite werden soll, desto höher liegt auch die erreichbare untere Grenzfrequenz. Für ein ein Verhältnis b/h von 0,2 steigt die Grenzfrequenz bereits auf 2507,5 Hz.

$$f_{min} = 1.18 \cdot \frac{h}{b} \cdot \frac{c}{d} \quad (6.1)$$

Aus den oben ersichtlichen Gründen kann eine akustische Kamera für die Untersuchung von niederfrequenten Quietschphänomenen nicht zielführend eingesetzt werden. Die durchgeführten Experimente zeigten eine Anwendbarkeit beim Auffinden von Anbauteilen mit Resonanzerscheinungen im Bereich der Bedienelemente des vorliegenden Motorrades. So konnten zum Beispiel Vibrationen von elektrischen Schaltern geortet werden, die in einem höheren Frequenzbereich angesiedelt sind.

Zur Veranschaulichung sind in Abbildung 6.16 die Ergebnisse der Schallfeldanalyse dargestellt. Abbildung 6.16a bis 6.16c sind Kamerabilder des Messobjekts mit überlagerten

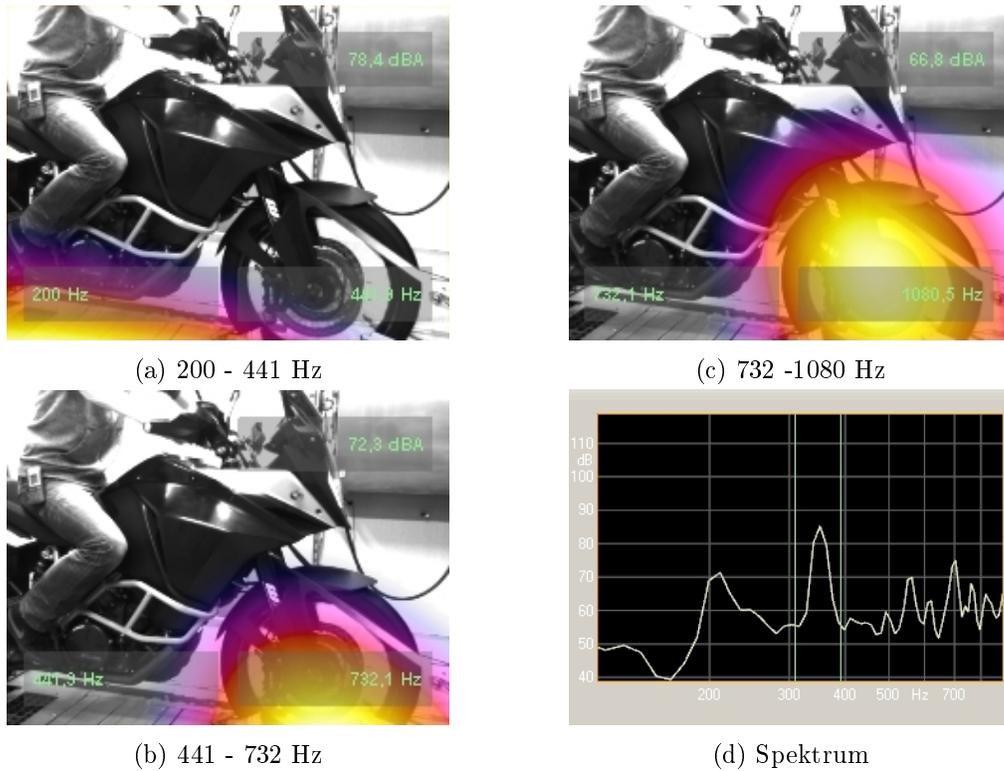


Abbildung 6.16: Ergebnisse der akustischen Kamera

farblich gekennzeichneten Schalldruckpegeln. Gelbe Stellen weisen die höchsten Pegel auf. Das Messsystem ist zwar in der Lage ein Frequenzspektrum auch bei tiefen Frequenzen darzustellen (Siehe Abbildung 6.16d), aus oben angeführten Gründen ist die örtliche Auflösung des Messsystems jedoch nicht ausreichend, um tieffrequent abstrahlende Schallquellen zu orten.

Kapitel 7

Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Im Rahmen der Arbeit wurde ein Überblick über Schwingungsphänomene bei Motorradscheibenbremsen gegeben. Entstehungsmechanismen und Methoden zur Beseitigung wurden diskutiert.

Anhand der Messergebnisse konnte gezeigt werden, dass die höchsten Schalldruckpegel im Frequenzbereich zwischen 100 und 500 Hz auftreten. Das im konkreten Fall auftretende Bremsgeräusch wird dem Bremsenmuhen zugeordnet und es werden Vorschläge zur Behebung des Problems erbracht.

Es zeigt sich, dass Schwingungsphänomene bei Bremscheiben von sehr vielen Faktoren abhängig sind. Deshalb erweist es sich als wichtig, bei Messungen die Randbedingungen möglichst gut zu kontrollieren und bei Vergleichsmessungen konstant zu halten.

Es wurde eine Testmethode entwickelt, die es ermöglicht, Bremsenmuhen am Rollenprüfstand zu erzeugen. Die Methode erlaubt langanhaltende Quietschvorgänge zu produzieren, die eine Frequenzanalyse erleichtern.

Die Untersuchung von Messmethoden zur Schwingungsanalyse zeigte, dass EMA und BSA uneingeschränkt für Motorräder anwendbar sind. Bei Strukturen mit geringer Masse zeigte die EMA mittels Laservibrometrie besondere Eignung. Bei der BSA erwies sich die gleichzeitige Messung von Schalldruck und Bewegungsgrößen der Struktur als sinnvoll, weil dadurch ein Zusammenhang zwischen Körperschall und Luftschall hergestellt werden kann.

Die Analyse mittels Fernfeldholographie unterliegt starken Einschränkungen hinsichtlich des nutzbaren Frequenzbereichs und stellte sich deshalb als nicht praktikabel heraus. Ob die Schallfeldkartierung mittels Nahfeldholographie oder Intensitätssonde zielführend ist, muss geklärt werden.

Aufgrund der Erkenntnisse bezüglich der Anwendbarkeit und Sinnhaftigkeit der unterschiedlichen Messmethoden wird empfohlen, während der Entwicklungsphase eines Motorrades folgende Berechnungen, Untersuchungen und Eingriffe durchzuführen:

- In der Konzeptphase:
Berechnung der Scheibenmoden anhand der Formel für die frei schwingende Scheibe, sobald die Abmessungen bekannt sind.
- In der Konstruktionsphase:
Eigenmodenberechnung des gesamten Vorderbaus anhand der Finiten Elemente Methode mit Abaqus, sobald ein 3D Modell verfügbar ist.
- In der Prototypenphase:
Bei Verfügbarkeit von fahrbaren Prototypen empfiehlt sich unverzüglich eine Messung von Luft- und Körperschall am Rollenprüfstand erfolgen um abzuklären, ob und wenn ja welche Quietschfrequenzen tatsächlich auftreten.
- Vor der Auslegung des Bremssystems:
Bevor die Bremsparameter fixiert werden, sollte nach Möglichkeit über Variation von Scheibenabmessungen und Belägen bzw. Shims versucht werden, das Problem frühzeitig zu beheben.

Ausblick

- In naher Zukunft sollen Messungen am Bremsenprüfstand des Instituts für Fahrzeugtechnik Graz (FTG) erfolgen. Der Einfluss der Temperatur der Bremsbeläge und der Einfedertiefe muss untersucht werden.
- Um den Prüfstandtest aussagekräftiger zu gestalten, sollte eine Testprozedur entwickelt werden, die einer realen Bremsung besser entspricht. Dadurch soll es möglich werden, die Quietschneigung ohne zeit- und kostenintensive Testfahrten vorherzusagen.
- Zum Auffinden von schallabstrahlenden Bauteilen am Gesamtfahrzeug ist es sinnvoll, die Methode der Nahfeldholographie und der Intensitätskartierung auf ihre Eignung hin zu untersuchen.

Anhang A

Liste der verwendeten Messhardware

A.1 Messsysteme

- PAK MK2, Softwareversion 5.7
- Polytec PSV-I-400 mit L/R Linse, Softwareversion 8.7
- Head Visor Mikrofonarray und Frontend, Softwareversion 2

A.2 Sensorik

- Microtech Gefell - MM210 (Schalldruck)
- PCB - T356A02 (Beschleunigung)
- PCB - TLB356A32 (Beschleunigung)
- Brüel & Kjær 4525B-001 (Beschleunigung)
- PCB - 208C02 (Kraft)

A.3 Schwingerreger

- LDS V406 mit LDS Power Amplifier PA1200
- LDS V780 mit LDS Power Amplifier HP AK V2 CE

Literaturverzeichnis

- [All02] ALLGAIER, Ralph: *Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Bremsenquietschen*. VDI-Verlag, 2002 (Fortschrittberichte VDI / 12: Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik). – ISBN 9783183481125
- [BB04] BREUER, Bert (Hrsg.) ; BILL, Karlheinz H. (Hrsg.): *Bremsenhandbuch: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik (ATZ/MTZ-Fachbuch)*. 2., verb. u. erw. Aufl. 2004. Vieweg+Teubner Verlag, 2004 <http://amazon.de/o/ASIN/3528139528/>. – ISBN 9783528139520
- [BW10] BRANDSTEIN, Michael (Hrsg.) ; WARD, Darren (Hrsg.): *Microphone Arrays: Signal Processing Techniques and Applications (Digital Signal Processing)*. Softcover reprint of hardcover 1st ed. 2001. Springer Berlin Heidelberg, 2010 <http://amazon.de/o/ASIN/3642075479/>. – ISBN 9783642075476
- [FR10] FLETCHER, Neville H. ; ROSSING, Thomas D.: *The Physics of Musical Instruments*. Springer, 2010. – ISBN 9781441931207
- [Gad82] GADE, Svend: Sound Intensity (Part 1 Theory) / Brüel & Kjær Company. Version: 1982. <http://www.bksv.com/doc/TechnicalReview1982-3.pdf>. 1982 (3). – Forschungsbericht. – ISSN 007-2621
- [GG06] GEVATTER, Hans-Jürgen (Hrsg.) ; GRÜNHaupt, Ulrich (Hrsg.): *Handbuch der Mess- und Automatisierungstechnik in der Produktion (VDI-Buch)*. 2., vollst. bearb. Aufl. 2006. Springer, 2006 <http://amazon.de/o/ASIN/3540212078/>. – ISBN 9783540212072
- [JH06] JEARSIRIPONGKUL, Thira ; HOCHLENERT, Daniel: Disk brake squeal: modeling and active control. In: *Robotics, Automation and Mechatronics, 2006 IEEE Conference on IEEE*, 2006, S. 1–5
- [KOP03] KINKAID, NM ; O'REILLY, OM ; PAPADOPOULOS, P: Automotive disc brake squeal. In: *Journal of sound and vibration* 267 (2003), Nr. 1, S. 105–166
- [Ler12] LERCH, Reinhard: *Elektrische Messtechnik: Analoge, digitale und computergestützte Verfahren*. 6., bearb. Aufl. 2012. Springer, 2012 <http://amazon.de/o/ASIN/3642226086/>. – ISBN 9783642226083
- [LSW09] LERCH, Reinhard ; SESSLER, Gerhard ; WOLF, Dietrich: *Technische Akustik: Grundlagen und Anwendungen*. 2009. Springer, 2009 <http://amazon.de/o/ASIN/3540234306/>. – ISBN 9783540234302

- [MPS13] MAGNUS, Kurt ; POPP, Karl ; SEXTRO, Walter: *Schwingungen: Physikalische Grundlagen und mathematische Behandlung von Schwingungen*. 9., überarb. Aufl. 2013. Springer Vieweg, 2013 <http://amazon.de/o/ASIN/3834825743/>. – ISBN 9783834825742
- [Mös09] MÖSER, Michael (Hrsg.): *Messtechnik der Akustik*. 2010. Springer, 2009 <http://amazon.de/o/ASIN/3540680861/>. – ISBN 9783540680864
- [Mös12] MÖSER, Michael: *Technische Akustik*. 9., aktualisierte Aufl. 2012. Springer, 2012 <http://amazon.de/o/ASIN/3642309321/>. – ISBN 9783642309328
- [Par07] PARTHIER, Rainer: *Messtechnik: Grundlagen und Anwendungen der elektrischen Messtechnik für alle technischen Fachrichtungen und Wirtschaftsingenieure (Studium Technik)*. 4., verb. Aufl. 2008. Vieweg+Teubner Verlag, 2007 <http://amazon.de/o/ASIN/BO01MOMOX8/>
- [Ras82] RASMUSSEN, G.: Human Body Vibration / Brüel & Kjær Company. Version: 1982. <http://www.bksv.com/doc/TechnicalReview1982-1.pdf>. 1982 (1). – Forschungsbericht. – ISSN 007-2621
- [Sen12] SENGPIEL, Eberhard: *Schallintensität*. <http://www.sengpielaudio.com/>. Version: 2012
- [SL90] SERRIDGE, Mark ; LICHT, Torben R.: *Piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer und Vorverstärker*. <http://www.bksv.com/doc/bb0696.pdf>. Version: 1990
- [Sto06] STOFFREGEN, Jürgen: *Motorradtechnik: Grundlagen und Konzepte von Motor, Antrieb und Fahrwerk (ATZ/MTZ-Fachbuch)*. 6., durchgesehene u. erweiterte. Aufl. 2006. Vieweg+Teubner Verlag, 2006. – ISBN 9783834801043
- [Vöt06] VÖTH, Stefan: *Dynamik schwingungsfähiger Systeme: Von der Modellbildung bis zur Betriebsfestigkeitsrechnung mit MATLAB/SIMULINK® (Studium Technik)*. 2006. Vieweg+Teubner Verlag, 2006 <http://amazon.de/o/ASIN/3834801119/>. – ISBN 9783834801111
- [WM12] WALLNER, Daniel ; MEISTER, Markus: Elaborate Measuring System for Sensitivity Analyses and In-Depth Investigations of a Squealing Brake System. In: *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems* 5 (2012), Nr. 3, 1107-1115. <http://dx.doi.org/10.4271/2012-01-1541>. – DOI 10.4271/2012-01-1541
- [Zel09] ZELLER, Peter (Hrsg.): *Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch (ATZ/MTZ-Fachbuch)*. 2009. Vieweg+Teubner Verlag, 2009 <http://amazon.de/o/ASIN/383480651X/>. – ISBN 9783834806512