

BENJAMIN WEIS, BSc

**ENTWICKLUNG EINES MESSSYSTEMS ZUR  
SCHWINGUNGSANALYSE VON BREMSSYSTEMEN IN  
PERSONENKRAFTWAGEN**

MASTERARBEIT

ELEKTROTECHNIK-TONINGENIEUR

TECHNISCHE UNIVERSITÄT GRAZ

FAKULTÄT FÜR ELEKTROTECHNIK UND INFORMATIONSTECHNIK

INSTITUT FÜR ELEKTRISCHE MESSTECHNIK UND MESSIGNALVERARBEITUNG

FAKULTÄT FÜR MASCHINENBAU

INSTITUT FÜR FAHRZEUGTECHNIK

FSI FRANK STRONACH INSTITUTE

**BETREUUNG:**

UNIV.-DOZ. DIPL.-ING. DR. TECHN. DANIEL WATZENIG

DIPL.-ING. DR. TECHN. DANIEL WALLNER

GRAZ, 5. JANUAR 2013

# **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 5. Januar 2013

# Abstract

This thesis examines the causes of brake squeal noise in the case of individual cars. Each wheel of a motorcar is equipped with its own brake system. Thus, speed can be regulated precisely, right up to a standstill. The brake discs are fixed to the hubs, and when the brake is applied, the brake pads are pushed against the brake discs on both sides. As a consequence of the resulting friction, kinetic energy is transformed into heat, and the car decelerates. At the same time, friction may cause unwanted vibrations. In the worst case, the frequency of these vibrations is within the hearing range of humans, and is perceived as brake squeal noise.

I will analyse a brake experiment, in which a brake system was gradually modified, and every modification was tested under various operating conditions. The data gathered in the experiment is the basis for my analysis and interpretation of the correlation between brake squeal noise and the various parameters that were modified.

Additionally, I have developed a measuring system: Whenever brake squeal noise can be heard, a microphone and four acceleration sensors detect the relevant brake system. Also, various system parameters, such as the temperature of brake pads or discs, brake pressure etc. can be measured.

# Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Analyse der Ursachen von Bremsenquietschen bei Personenkraftwagen. Jedes der vier Räder eines Fahrzeuges ist mit einem Bremssystem ausgestattet, welches eine kontrollierte Geschwindigkeitsanpassung bis hin zum Stillstand ermöglicht. Beim betrachteten Bremssystem ist die Bremsscheibe fix mit der Radnabe verbunden. Bei Betätigung des Bremspedales werden Bremsbeläge beidseitig auf die Bremsscheibe gepresst. Infolge der entstehenden Reibung wird die kinetische Energie des Fahrzeuges in Wärme umgewandelt und das Fahrzeug wird verzögert.

Durch die Reibung kann das Bremssystem zu unerwünschten Schwingungen angeregt werden. In ungünstigen Fällen treten diese Schwingungen im für den Menschen wahrnehmbaren Frequenzbereich auf und sind als Bremsenquietschen hörbar.

In dieser Arbeit wird ein Bremsversuch ausgewertet, bei dem ein Bremssystem schrittweise modifiziert wurde und jede Modifikation in mehreren Betriebszuständen getestet wurde. Mit Hilfe einer entsprechenden Auswertung werden Zusammenhänge zwischen Bremsenquietschen und den jeweils veränderten Parametern des Bremssystems ermittelt.

Des Weiteren wird ein Messsystem entwickelt, welches mit Hilfe eines Mikrofons und vier Beschleunigungssensoren im Fall von auftretendem Bremsenquietschen das quietschende Bremssystem detektiert. Vorherrschende Systemparameter wie Temperatur von Bremsbelägen oder Bremsscheibe, Bremsdruck etc. können ebenfalls erfasst werden.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Eidesstattliche Erklärung</b>	<b>i</b>
<b>Abstract</b>	<b>ii</b>
<b>Kurzfassung</b>	<b>iii</b>
<b>Inhalt</b>	<b>vi</b>
<b>1. Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1. Das Bremssystem und dessen Schwingungsphänomene . . . . .	1
1.1.1. Mode lock-in . . . . .	5
1.1.2. Schwingungshemmende Maßnahmen . . . . .	7
1.2. Experimentelle Untersuchungsmethoden . . . . .	8
1.2.1. Matrixtest nach SAE J2521 Standard . . . . .	8
1.2.2. Sensitivitätsanalyse durch Variation der Parameter . . . . .	8
1.2.3. Fahrversuche . . . . .	9
1.3. Aufbau der Arbeit . . . . .	11
<b>2. Theoretische Grundlagen</b>	<b>13</b>
2.1. Grundlagen der Fahrzeugakustik . . . . .	13
2.2. Psychoakustische Begriffe . . . . .	15
2.2.1. Physiologie des Hörens . . . . .	16
2.2.2. Kurven gleicher Lautstärke - Schallpegelbewertung . . . . .	18
2.2.3. Verdeckung . . . . .	20
2.3. Grundlagen der Signalverarbeitung . . . . .	21

2.3.1. Abtastung . . . . .	21
2.3.2. Fourier Transformation . . . . .	22
2.3.3. Kenngrößen von Signalen . . . . .	24
2.3.4. Ermittlung der quietschenden Bremse . . . . .	25
2.3.4.1. Korrelation . . . . .	25
2.3.4.2. Vergleich der Spektren . . . . .	26
2.3.4.3. Wavelet-Analyse / Mulsti-Resolution Analyse (MRA) . . . . .	26
<b>3. Auswertung der Sensitivitätsanalyse</b>	<b>27</b>
3.1. Überblick Messmatrix . . . . .	27
3.2. Beschreibung . . . . .	29
3.2.1. Nomenklatur der Messungen . . . . .	29
3.2.2. Applizierung und Nomenklatur der Sensoren . . . . .	30
3.3. Auswertungsmöglichkeiten . . . . .	33
3.3.1. 2D-Plot . . . . .	34
3.3.2. Korrelation . . . . .	35
3.4. Parametervariation . . . . .	38
3.4.1. Analyse der Beläge <i>Sinter B</i> . . . . .	38
3.4.2. Analyse der Beläge <i>Organisch B</i> . . . . .	41
3.5. Übertragbarkeit der Ergebnisse . . . . .	43
3.6. Ergebnisse . . . . .	44
3.6.1. Ergebnisse mit Beläge <i>Sinter B</i> . . . . .	44
3.6.2. Ergebnisse mit Beläge <i>Organisch B</i> . . . . .	45
<b>4. Analysetool für quietschende Bremssysteme</b>	<b>46</b>
4.1. Einsatzgebiet . . . . .	46
4.2. Analysetool in Matlab . . . . .	48
4.2.1. Erkennung von Quietschen . . . . .	48
4.2.2. Berechnung der Korrelation . . . . .	50
4.2.3. Optimierung der Parameter . . . . .	51
4.2.4. Performance Test . . . . .	53

4.3. Kalibrierung der Laufzeit . . . . .	54
4.3.1. Abschätzen der Entfernung . . . . .	54
4.3.2. Impulshammer . . . . .	55
4.3.3. Elektromagnetischer Schwingungsanreger . . . . .	55
4.4. Robustheit der Algorithmen . . . . .	55
4.4.1. Quietscherkennung . . . . .	55
4.4.2. Qualität der Korrelation . . . . .	59
4.5. Entwicklungsvorschläge . . . . .	63
4.5.1. Portierung auf DEWESoft . . . . .	63
4.5.2. Verwendung mehrerer Mikrofone . . . . .	63
4.5.3. Verwendung adaptiver Filter . . . . .	63
4.6. Ergebnisse . . . . .	64
<b>5. Zusammenfassung</b>	<b>65</b>
5.1. Auswertung der Sensitivitätsanalyse . . . . .	66
5.2. Analysetool . . . . .	67
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>I</b>
<b>A. Appendix</b>	<b>A</b>
A.1. 2D-Auswertungsplots . . . . .	B
A.2. Korrelationsplots . . . . .	N

# Kapitel 1.

## Einleitung

In diesem Kapitel wird ein kurzer Überblick zu den Themen Ursachen und Untersuchungsmethoden von Schwingungen in Bremssystemen geschaffen.

### 1.1. Das Bremssystem und dessen Schwingungsphänomene

Abbildung 1.1 zeigt den schematischen Aufbau einer Scheibenbremse. Der Bremsattel hält den Bremskolben und die Bremsbeläge. Er ist mit dem Fahrwerk verbunden. Bei Betätigung des Bremspedals wird Druck auf den Bremskolben ausgeübt. Dadurch werden die Bremsbeläge beidseitig auf die Bremsscheibe gepresst. Als Folge der entstehenden Reibung wird ein Großteil der Bewegungsenergie des Fahrzeugs in Wärme umgewandelt und das Fahrzeug verliert somit an Geschwindigkeit. Ein Bruchteil der Bewegungsenergie wird in Schwingungsenergie umgewandelt [1, 2].

Laut Akay [1] können kleine Unebenheiten auf der Oberfläche das Bremssystem zum Schwingen anregen, wodurch die Kontaktfläche von Bremsbelägen und -scheibe verändert wird. Dadurch wird auch die Bremskraft beeinflusst. Die Beläge werden dadurch ebenfalls in Schwingung versetzt. Die Schwingungsenergie kann auch auf den Bremsattel und das Fahrwerk übergehen.

Die Frequenz der Schwingungen, welche durch die Reibung angeregt werden, befindet sich im ungünstigen Fall im vom Menschen wahrnehmbaren Bereich und tritt

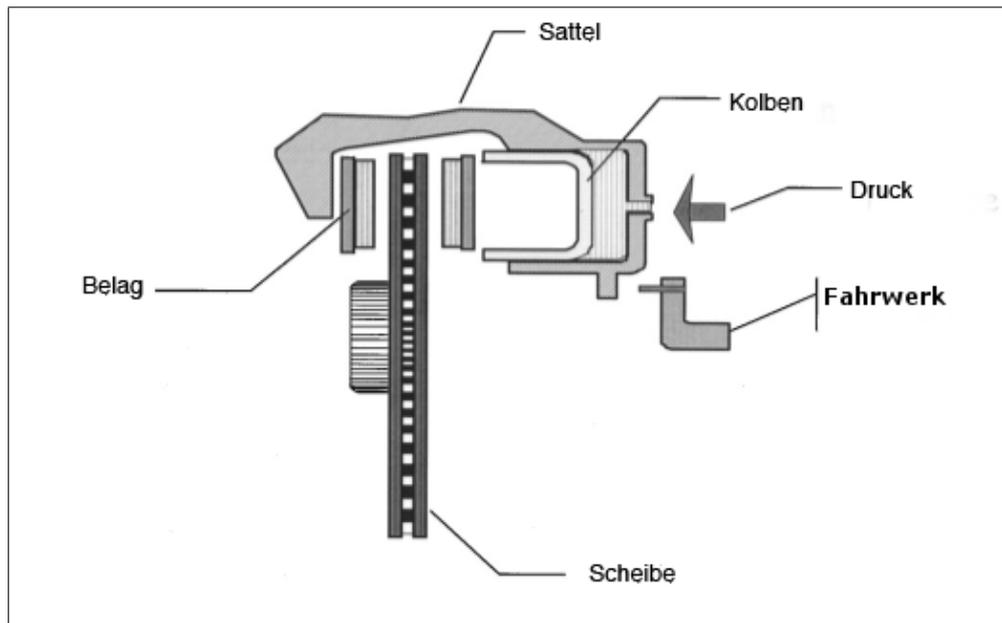


Abbildung 1.1.: Aufbau einer Scheibenbremse, adaptiert von [1]

als störendes Bremsenquietschen auf. Luftschall wird von der Bremsscheibe meist durch so genannte Out-of-plane Schwingungen angeregt. Abbildung 1.2 zeigt die Schwingungsmoden der Bremsscheibe, welche sich dabei senkrecht zur Scheibenebene verformt [3].

Die Geräuschentwicklung ist vor allem bei langsamen Geschwindigkeiten problematisch, also im Stadtverkehr oder bei Kreuzungen, bei niedrigen Bremsdrücken und kalten Bremsen. Bei hohen Geschwindigkeiten herrscht aufgrund von Reifen- und Windgeräuschen ein hoher Geräuschpegel im Fahrzeuginnenraum. Das Spektrum ist sehr breitbandig und entspricht einem Rauschen. Bremsenquietschen ist schmalbandig und tritt meist bei einer diskreten Frequenz bzw. auch deren Harmonischen auf. Erst, wenn das Quietschen eine vom Rauschteppich abhängige Lautstärke erreicht, wird es für die Fahrzeugpassagiere hörbar <sup>1</sup>.

Unerwünschte Geräusche und Schwingungen führen oft zu Garantieansprüchen von Kunden gegenüber den Automobilherstellern. Durch den damit resultierenden

<sup>1</sup>Verdeckung, Kap. 2.2.3

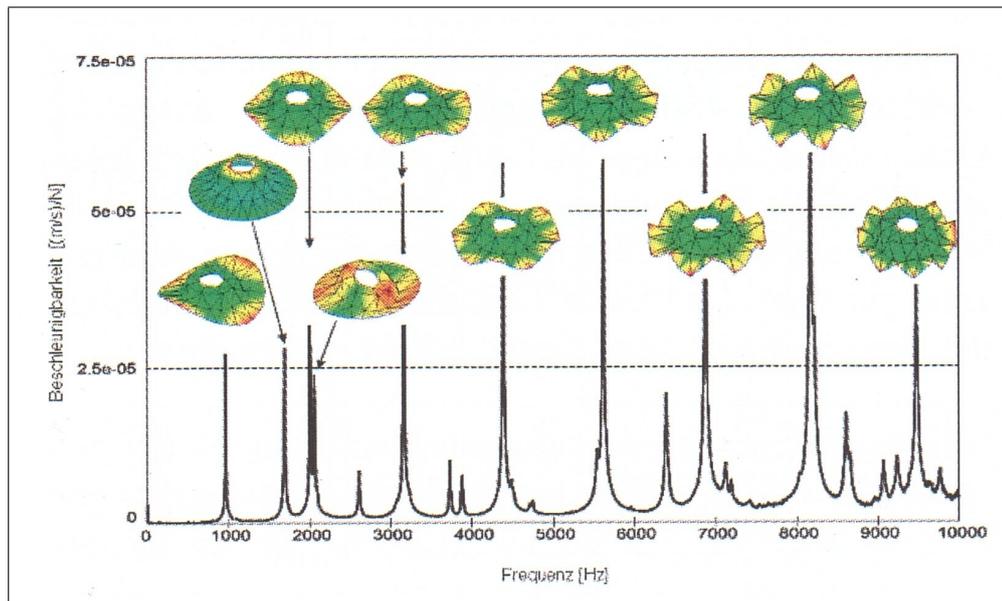


Abbildung 1.2.: Gemessene Schwingungsmoden einer Bremsscheibe, aus [3]

schlechten Komfort sinkt die Zufriedenheit des Kunden. Laut Akay [1] beträgt die Höhe der jährlichen Garantieansprüche aufgrund von Bremsenquietschen in Nordamerika bis zu einer Milliarde US Dollar.

Nach Breuer [2]: Bremsengeräusche und -schwingungen treten über einen breiten Frequenzbereich auf. Abb. 1.3 zeigt eine übliche Einteilung der Schwingungen und Geräusche, die beim Bremsen auftreten.

**Rubbeln** tritt unter 100 Hz auf, ist also eine niederfrequente Erscheinung. Je nach Auslöser wird in Kalt- oder Heißrubbeln unterschieden. Die Ursache liegt in den Bremsscheibendickenänderungen (DTV; engl. *disk thickness variation*). Diese existieren entweder verschleißbedingt bereits im kalten Zustand oder sie entstehen durch unterschiedliche Temperaturverteilungen auf der Bremsscheibe. Die Wärmedehnung verursacht ebenfalls verschiedene Dicken. Dies äußert sich in sogenannten "Hot Spots". Durch die DTV entstehen Reibkraftschwankungen, welche wiederum Schwankungen des Bremsmoments zur Folge haben. Rubbeln wird also durch die Unebenheiten der Scheibe hervorgerufen und ist daher geschwindigkeitsabhängig. Es äußert sich in Vibra-

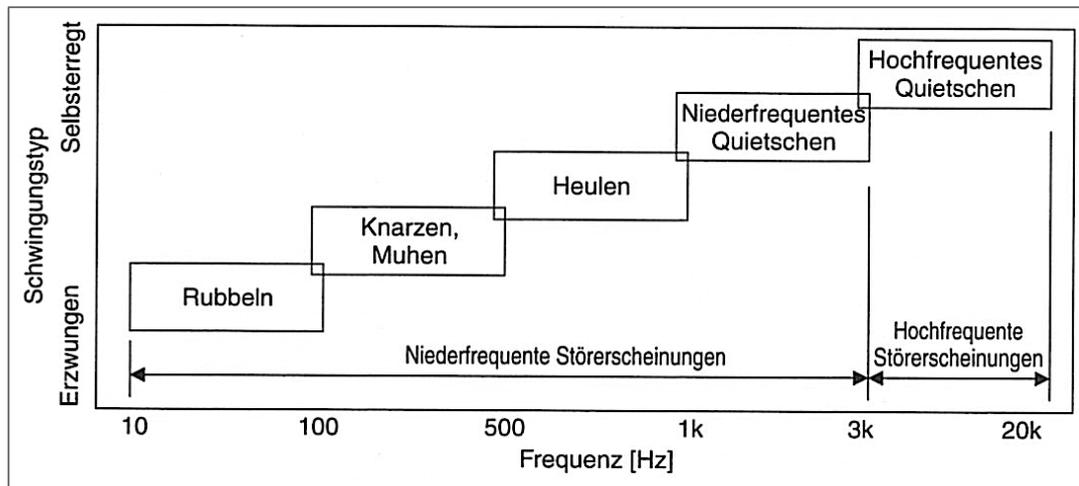


Abbildung 1.3.: Einteilung der Schwingungen und Geräusche beim Bremsen [2, 4]

tionen des Lenkrades, des Bremspedals und des Fahrzeugbodens und kann bei überraschendem Auftreten zu einem Sicherheitsrisiko werden [5, 6, 7, 8, 9, 10, 11].

**Knarzen und Muhen** befindet sich im Bereich von 100 Hz bis 500 Hz und beinhaltet eine oder mehrere tonale Komponenten. Die Schwingung wird durch eine dynamische Instabilität des Bremssystems hervorgerufen. Ein Beispiel für eine dynamische Instabilität ist das Koppeln zweier Eigenmode zu einer instabilen Schwingform. Dies wird als Mode lock-in oder "Mode Coupling" bezeichnet und in Kapitel 1.1.1 näher erläutert [4].

**Heulen** tritt zwischen 500 Hz und 1000 Hz in Erscheinung und wird ebenfalls durch eine dynamische Instabilität des Bremssystems verursacht [4].

**Niederfrequentes und hochfrequentes Quietschen** wird von 1 Hz bis 3 kHz bzw. 3 kHz bis 20 kHz definiert. Es ist eine Erscheinung einer durch die Reibung selbsterregten Schwingung der Bremse und steht eng in Verbindung zu Resonanzen der einzelnen Komponenten des Bremssystems. Quietschen hat im Gegensatz zu niederfrequenten Schwingungsphänomenen keine Auswirkung auf die Bremsenfunktion. Es handelt sich dabei um einen rein akustischen Effekt [4, 12].

Reibung und Schwingungen beeinflussen einander und es kann hier zu einer Art Rückkopplung kommen. Alle Komponenten, welche mechanisch mit dem Bremssystem verbunden sind, wirken auf das Quietschverhalten ein [1].

Aufgrund der physikalischen Eigenschaften des Reibmaterials (Elastizität, Scherfestigkeit, Rauigkeit) kann im gesamten Bremssystem eine periodische Schwingung induziert werden. Dadurch können Oberschwingungen wegen Resonanzen im gesamten Bremssystem angeregt werden [13].

Weiters besteht stets ein Zielkonflikt zwischen akustischer Verbesserung und Leistungsfähigkeit der Bremse. Abb. 1.4 zeigt eine stetig anwachsende Entwicklung von Fahrzeuggewicht und Motorleistung in den letzten Jahren. Dadurch werden auch höhere Geschwindigkeiten möglich. Die kinetische Energie  $E$  steigt mit der zweiten Potenz der Geschwindigkeit  $v$ :  $E = m \cdot v^2$  wobei  $m$  die bewegte Masse ist. Die Fahrzeugbremse wird stärker belastet, die Einbaugröße darf sich jedoch aufgrund der Platzbeschränkung in der Radfelge nicht wesentlich ändern. Gleichzeitig wird versucht, die Achsenkonstruktion leichter zu gestalten. Dadurch steigt die Anfälligkeit von Schwingungsphänomenen im Bereich von 100 Hz bis 16 kHz.

### 1.1.1. Mode lock-in

Bei Bremssystemen kann der Vorgang von *Mode lock-in* (zu Deutsch *Modenkopplung*) beobachtet werden. Durch die Reibung werden die Komponenten der Bremse (in erster Linie Scheibe, Beläge, Sattel, aber auch die Halbachse) zum Schwingen angeregt. Dabei beschreibt Allgaier [12] einen Versuchsaufbau zu Mode lock-in, bei dem ein Bolzen an eine sich drehende Bremsscheibe angedrückt wird. Drei Formen von Mode lock-in können auftreten.

Gleicht eine beliebige Oberschwingung des Bolzens einer Oberschwingung der Scheibe, also ist z. B. die dritte Oberschwingung des Bolzens ähnlich der zweiten Oberschwingung der Scheibe, kommt es zu einem Lock-in in der Nähe dieser Frequenzen.

Liegen die Eigenfrequenzen von Bolzen und Scheibe nahe beieinander, koppeln diese und es erfolgt eine Schwingung in einer gemeinsamen Resonanzfrequenz,

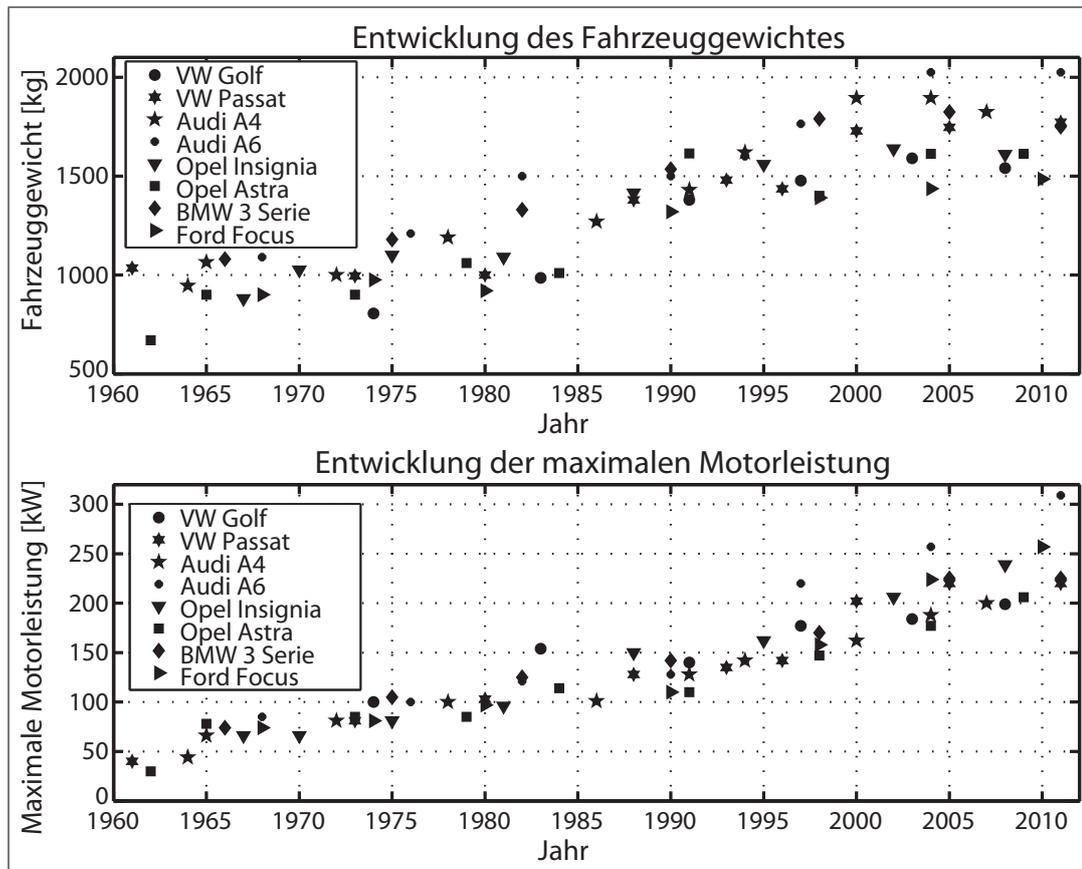


Abbildung 1.4.: Entwicklung von Fahrzeuggewicht und Motorleistung [14]

die zwischen den beiden eigentlichen Modenfrequenzen von Bolzen und Scheibe liegt.

Bei einem *multiple* Lock-in (*mehrfache* Modenkopplung) resultiert nicht nur eine Grundfrequenz mit ihren Oberschwingungen. Zusätzlich treten auch Schwingungen in Seitenbändern auf.

Auf ein Bremssystem umgelegt bedeutet dies, dass darauf geachtet werden muss, welche Eigenfrequenzen die verwendeten Bauteile aufweisen. Falls Scheibe und Beläge ähnliche Resonanzfrequenzen besitzen, kann beispielsweise versucht werden, das System zu verstimmen. Kritische Eigenmoden des Bremssattels können mit Versteifungen oder zusätzlich angebrachten Gewichten verschoben werden. Durch Dickenänderung der Rückenplatte der Bremsbeläge werden die Beläge weicher (bei dünnerer Rückenplatte) oder steifer (bei dickerer Rückenplatte).

### 1.1.2. Schwingungshemmende Maßnahmen

Breuer [2] beschreibt Möglichkeiten, um Schwingungserscheinungen zu verhindern bzw. zu hemmen. Entweder werden die Ursachen beseitigt oder es werden die Folgen bekämpft. Die Anregungseffekte können in erster Linie durch geometrische und Materialeigenschaften minimiert werden. Rubbeln kann beispielsweise unterdrückt werden, wenn die Bremsscheibendickenänderungen durch eine präzisere Fertigung und durch eine gezielte Montage der Scheibe gering gehalten werden. Weiters ist möglich, die Steifigkeiten der Bremskomponenten zu variieren. Das steht jedoch meist in Konflikt zu technischen Anforderungen wie z. B. erhöhter Volumenaufnahme<sup>2</sup> und Pedalgefühl. Bremsen werden heute mit möglichst geringer Volumenaufnahme und somit höherer Sattelsteifigkeit entwickelt. Weiters können andere oder modifizierte Materialien verwendet werden, um die Abhängigkeit des Reibwertes von Bremsdruck und Temperatur zu optimieren.

Können die Ursachen nicht ausreichend bekämpft werden, ist die nächste Möglichkeit, die Übertragungstrecken zu optimieren. In akustischer Hinsicht ist besonders wichtig, dass die Grund- bzw. Oberschwingungen von Resonanzfrequenzen der einzelnen Komponenten nicht übereinstimmen dürfen.

Bei der Anwendung sogenannter Sekundärmaßnahmen bleibt die Schwingungsform prinzipiell erhalten, jedoch soll die Schwingungsamplitude gesenkt bzw. stärker gedämpft werden, damit keine Schallabstrahlung mehr erfolgt. Dazu zählen

- Ansträgen der Kanten des Bremsbelages
- Aufkleben von Dämpfungsblechen
- Verwendung von Krallenblechen
- Anbringen einer Feder
- Einschlitzen der Beläge

Näheres dazu folgt in Kap. 3.

---

<sup>2</sup>“Die Volumenaufnahme eines Bremssattels beschreibt das Volumen der für einen bestimmten Druck in den Sattel zu verschiebende Bremsflüssigkeit.” [2]

## 1.2. Experimentelle Untersuchungsmethoden

Das methodische Entwickeln geräuscharmer Bremsen bedarf einem großen experimentellen Aufwand und zahlreichen Prüfstandversuchen. An herkömmlichen Schwungmassenprüfständen (Abb. 1.5(c)) kann das Schwingungsverhalten des Bremssystems nicht ausreichend getestet werden, da die Bremse samt aller daran gekoppelten Elemente getestet werden muss. [2]

Das Institut für Fahrzeugtechnik verfügt über die Möglichkeit, ein Viertelfahrzeug (Abb. 1.5(a)) bzw. auch ein Halffahrzeug mit gesamter Achsenkonstruktion (Abb. 1.5(b)) zu simulieren. Somit kann das Schwingungsverhalten des Bremssystems genau untersucht werden. Der Prüfstand befindet sich innerhalb einer Klimakammer, welche sowohl trockenwarme als auch feuchtkalte Umgebungen schaffen kann.

### 1.2.1. Matrixtest nach SAE J2521 Standard

Die *SAE (Society of Automotive Engineers)* entwickelt seit 1905 Standards für die Automobil- und Raumfahrtindustrie. Der Standard *SAE J2521* [15] gibt eine einheitliche Prozedur zur akustischen Überprüfung von Bremsen vor. Der Test dient dazu, eine Übersichtsmatrix des Quietschverhaltens der Bremse zu erhalten. Die Testbremsungen unterscheiden sich in Bremsdruck, Temperatur der Bremse und Geschwindigkeit. Durch die Matrix, die aus bis zu 2321 Bremsungen besteht, können verschiedene Bremssysteme verglichen werden bzw. können kritische Betriebspunkte einer Bremse erkannt und näher untersucht werden. Als Manko gilt hier, dass die Psychoakustik zu wenig beachtet wird. So wird zwar beispielsweise kurzes und lautes Quietschen erkannt, langes und leises Quietschen unter 70 dBA wird hingegen ignoriert.

### 1.2.2. Sensitivitätsanalyse durch Variation der Parameter

Wallner [14] hat am Institut für Fahrzeugtechnik eine umfangreiche empirische Untersuchung bezüglich des Schwingungsverhaltens von Bremssystemen durchgeführt. Ziel war, die Auswirkung von Sekundärmaßnahmen auf das Schwingungsver-



(a) Viertelfahrzeug



(b) Halbfahrzeug



(c) Herkömmlicher Bremsenprüfstand

Abbildung 1.5.: Verschiedene Prüfmöglichkeiten am Bremsenprüfstand am Institut für Fahrzeugtechnik [14]

halten zu erkennen. Dazu wurde mit einem laufend modifizierten Bremsenaufbau jeweils ein Satz von Testbremsungen mit verschiedenen Parametern durchgeführt. Am Bremsenaufbau wurde jeweils nur eine Modifikation vorgenommen. Somit können die Auswirkungen der Parameter und der Modifikation ermittelt werden.

### 1.2.3. Fahrversuche

Neben Prüfstandsversuchen werden auch Fahrversuche durchgeführt, bei denen ein geschulter Testfahrer auftretende Geräusche subjektiv bewertet. Die Beurtei-

lung erfolgt nach verschiedenen Kriterien. Tabelle 1.1 zeigt mögliche Bewertungsindeizes, wie ein Testfahrer auftretende Geräusche oder Schwingungen klassifizieren kann. Außerdem wird beurteilt, ob unterschiedliche Zielgruppen (kritische Kunden, Durchschnittskunden etc.) diese Phänomene überhaupt wahrnehmen können und wie die Reaktion der Kunden zu erwarten ist (Enttäuschung, Unzufriedenheit etc.) [2].

Der Testfahrer ist gefordert, kritische Betriebszustände am Fahrzeug zu finden und diese möglicherweise zu wiederholen. Beim Auftreten einer Beanstandung muss er diese während der Fahrt dokumentieren und bewerten. Daher haben solche Fahrveruche mit subjektiver Beurteilung den Nachteil, dass der Testfahrer die Aufmerksamkeit nur teilweise der Bewertung schenken kann.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wird ein Messsystem aufgebaut, welches bei auftretendem Quietschen die relevanten Messdaten in diesem Zeitbereich aufzeichnet, womit eine Analyse der Ursachen möglich ist. Hersteller bieten zwar bereits solche Messsysteme an (z. B. HEAD acoustics® oder Honeywell Bremsbelag GmbH), allerdings arbeiten diese Systeme als Black Box. Die Implementierung der Signalverarbeitung ist unbekannt, wodurch sich diese für wissenschaftliche Untersuchungen nicht eignen.

An den Bremssatteln jeder der vier Bremsen des Testfahrzeuges wird jeweils ein Beschleunigungssensor montiert. Im Fahrzeuginnenraum wird ein Mikrofon in Nähe der Kopfposition des Fahrers angebracht. Tritt ein Geräusch auf, welches als Quietschen detektiert wird, wird die entsprechende Bremse über einen Vergleich des Mikrofonsignals mit den Signalen der Beschleunigungssensoren identifiziert. Dieses Messsystem soll auch Einsatz am Bremsenprüfstand finden. Werden die vier Beschleunigungssensoren an verschiedenen Komponenten der Bremse angebracht, können sie dazu verwendet werden, das Schwingungsverhalten der einzelnen Komponenten zu beobachten.

<b>Bewertungsindex 1 bis 5 (“Nicht in Ordnung”)</b>	
sehr störend	
Lautstärke und Intensität	Häufigkeit und Reproduzierbarkeit
äußerst unangenehm	normalerweise nicht vermeidbar
sehr unangenehm	eindeutig reproduzierbar
unangenehm	sehr häufig

<b>Bewertungsindex 6 bis 7 (“Grenzfall”)</b>	
störend	
Lautstärke und Intensität	Häufigkeit und Reproduzierbarkeit
deutlich bemerkbar	häufig
bemerkbar	nur vereinzelt

<b>Bewertungsindex 8 bis 10 (“In Ordnung”)</b>	
nicht störend	
Lautstärke und Intensität	Häufigkeit und Reproduzierbarkeit
kaum bemerkbar	kaum zu erzeugen
fast nicht vorhanden	nur in großen Zeitabständen
nicht vorhanden	nie auftretend

Tabelle 1.1.: Banstadiumsstufen bei Fahrversuchen [2]

### 1.3. Aufbau der Arbeit

Kapitel 2 beschreibt die theoretischen Grundlagen der Fahrzeugakustik, der Psychoakustik und der Signalverarbeitung.

In Kapitel 3 wird der Ablauf und die Auswertung der Sensitivitätsanalyse erklärt.

Kapitel 4 behandelt die Motivation und Entwicklung des Analysetools für quietschende Bremssysteme.

Die erarbeiteten Ergebnisse aus Kapitel 3 und 4 werden in Kapitel 5 zusammenge-

fasst.

Im Appendix befinden sich die grafischen Auswertungen zu Kapitel 3.

# Kapitel 2.

## Theoretische Grundlagen

### 2.1. Grundlagen der Fahrzeugakustik

Die Fahrzeugakustik befasst sich mit der Gesamtheit aller im und am Fahrzeug auftretenden akustischen Ereignissen. Es ist ein Thema des Komforts, weshalb es auch dem Bereich Fahrkomfort untergeordnet ist. Die Aufgabe der Fahrzeugakustik ist, das Fahrerlebnis für die Insassen eines Fahrzeuges bezüglich der Akustik so angenehm wie möglich zu gestalten. Es werden diskrete Störquellen gezielt beseitigt, indem zum Beispiel problematische Kontaktstellen zweier unterschiedlicher Materialien vermieden werden (das Stoffverdeck eines Cabriolets kann an der B-Säule scheuern und dadurch Knarzgeräusche erzeugen). Der Gesamtgeräuschpegel im Fahrzeuginneren kann beispielsweise durch den Einsatz von Dämmmatten an ein gewünschtes Spektrum angepasst werden.

Am Fahrzeug gibt es unzählige Geräuschquellen, welche durch komplexe Übertragungspfade ins Fahrzeuginnere gelangen bzw. auch miteinander interagieren. Einige wichtige seien hier aufgezählt:

- Motor inklusive Turbolader, Ölpumpe und Kraftstoffpumpe
- Mündungsgeräusch und Oberflächenabstrahlung der Abgasanlage
- Mündungsgeräusch und Oberflächenabstrahlung der Luftansaugung
- Getriebe

- Rollgeräusch, Reifengeräusch, Fahrbahngeräusch
- Windgeräusche
- Bremsgeräusche

Bei der Beeinflussung dieser Geräusche kann einerseits an der Quelle selbst etwas verändert werden (die Motorsteuerung beeinflusst die Verbrennung und dadurch das Motorengeräusch, die Krümmer können bei bestimmten Längen Verbrennungsgeräusche dämpfen etc.) oder am Übertragungspfad ins Fahrzeuginnere.

Der Übertragungspfad besteht aus einer Übertragung in Festkörpern (Körperschall) und aus einer Übertragung über den Luftweg (Luftschall). Für Bremsenquietschen kann man folgende Übertragungspfade annehmen:

**Luftschall** Von der Bremsscheibe aus wird die Luft angeregt, das Quietschen pflanzt sich in Form von Schallwellen in der Luft fort. Diese Schallwellen regen beim Auftreffen auf Flächen des Fahrzeuges (vor allem Seitenscheiben und Windschutzscheibe) diese zum Schwingen an, welche in das Fahrzeuginnere weitergeleitet werden. Jede dieser Flächen besitzt eine Koinzidenzfrequenz, bei welcher diese Übertragung besonders gut funktioniert [16]. Der Luftschall tritt auch direkt über Leckagen ein, zB. Spalten in Türdichtungen. Außerdem wird auch der Unterboden des Fahrzeuges angeregt, welcher die Schwingung nach innen transportiert.

**Körperschall** Die Schwingungen des Bremssattels und der Bremsscheibe werden über mechanische Kontaktstellen auf die Achse und den Querlenker weitergegeben, wo sie sich über Radaufhängung und alle weiteren mechanisch verbundenen Komponenten ins Fahrzeuginnere fortpflanzen, über Abstrahlung in den Luftschall übergehen und von den Fahrzeuginsassen wahrnehmbar werden [3].

## 2.2. Psychoakustische Begriffe

Der Zusammenhang zwischen physikalisch messbaren Reizen (zB. Schalldruck) und der Hörempfindung (zB. Lautstärke) ist aufgrund physiologischer, psychischer und neuronaler Vorgänge nicht direkt gegeben. Dies wird annähernd mit dem sogenannten *Weber-Fechner-Gesetz* beschrieben.

$$E = k \cdot \ln \frac{R}{R_0} \quad (2.1)$$

Es besagt, dass der Zusammenhang zwischen einem Reiz  $R$  und der dadurch ausgelösten Empfindung  $E$  relativ ist. Dieser Zusammenhang ist in seiner groben Form bei jeglicher Empfindung gültig (zB. was ist doppelt so schwer, was ist doppelt so hell etc.). Im konkreten Fall bedeutet dies, dass die Lautstärkeempfindung proportional zum Logarithmus des Reizes (Schalldruck) ist. Dadurch werden bereits kleine Änderungen zur Ausgangsgröße  $R_0$  stark hervorgehoben, große Änderungen hingegen werden abgeschwächt. Dies dient auch als Schutzmechanismus vor Schädigungen bei zu großen Reizen. [17]

Schallwellen sind zeitliche Änderungen des Schalldrucks. Der Schallgleichdruck ist der am Hörort vorhandene Luftdruck. Er hat keinen Einfluss auf die akustische Wahrnehmung. Der Hörbereich beginnt bei einem Schallwechseldruck (in weiterer Folge Schalldruck genannt) von ca.  $10^{-5}$  Pa und endet bei ca.  $10^2$  Pa. Aufgrund des Weber-Fechner-Gesetzes ist hier die Anwendung der logarithmischen Darstellung des Lautstärkepegels sinnvoll (*SPL, Sound Pressure Level*), welcher über die Beziehung

$$L = 20 \log \frac{p}{p_0} [dB] \quad (2.2)$$

definiert ist. Der Referenzschalldruck  $p_0$  ist gegeben mit  $p_0 = 20 \mu\text{Pa}$  und beschreibt bei 1 kHz die Ruhehörschwelle des Menschen. Der Hörbereich reicht somit von 0 dB bis ca. 130 dB, wobei bei einer solchen Lautstärke bereits die Gefahr einer Hörschädigung besteht.

Abb. 2.2 zeigt den gesamten Hörbereich (auch Hörfläche genannt). Die untere durchgezogene Linie zeigt die Ruhehörschwelle. Geräusche unter diesem Pegel

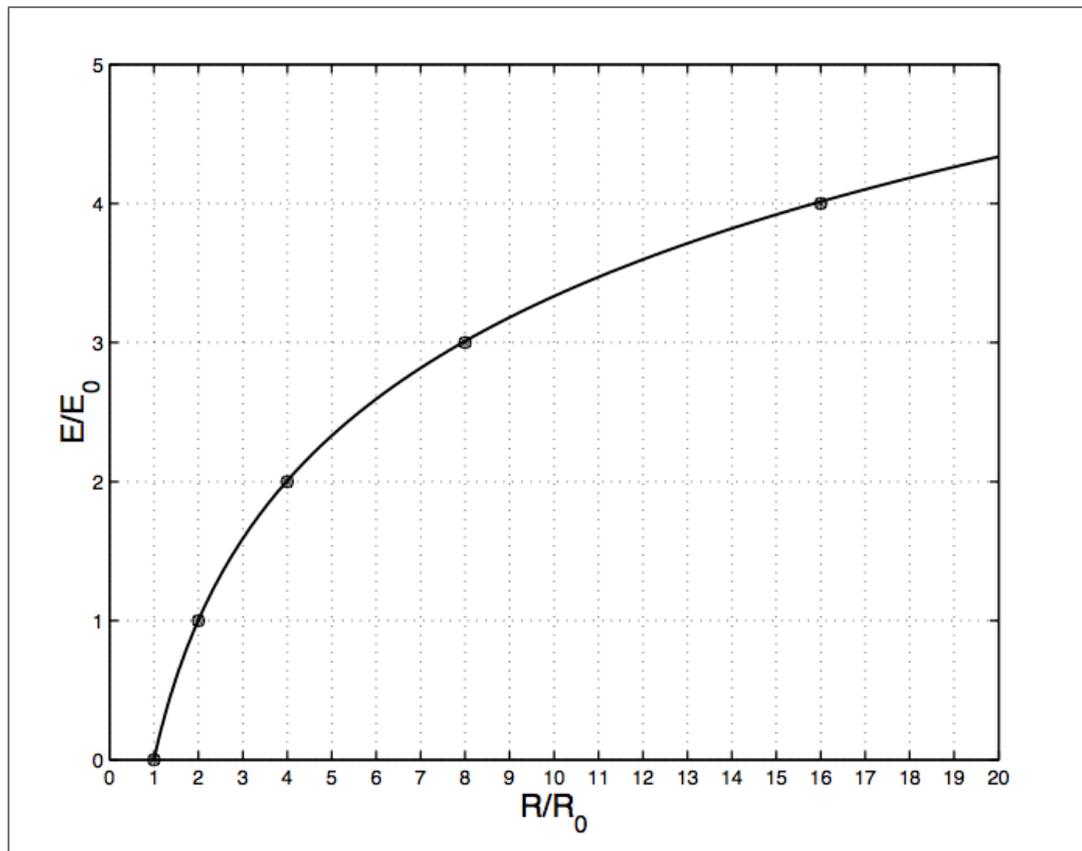


Abbildung 2.1.: Logarithmischer Zusammenhang zwischen Empfindungsänderung  $E/E_0$  und Reizänderung  $R/R_0$  [17]

werden nicht wahrgenommen. Die Sprachinformation wird in einem Bereich von ca. 150 Hz bis 5 kHz übertragen. Oben ist die Hörfläche mit der Schmerzgrenze abgeschlossen.

### 2.2.1. Physiologie des Hörens

Bereits der Kopf und Schultern spielen bei der auditiven Wahrnehmung eine große Rolle. Der Schall wird abhängig von seiner Einfallsrichtung unterschiedlich gebeugt und reflektiert. Das Außenohr leitet den Schall an das Trommelfell weiter. Dabei wirkt der Gehörgang im Bereich von ca. 4 kHz aufgrund seiner Länge von ca. 2 cm als  $\lambda/4$  Resonator. In diesem Bereich wird auch die Hauptinformation der Sprache

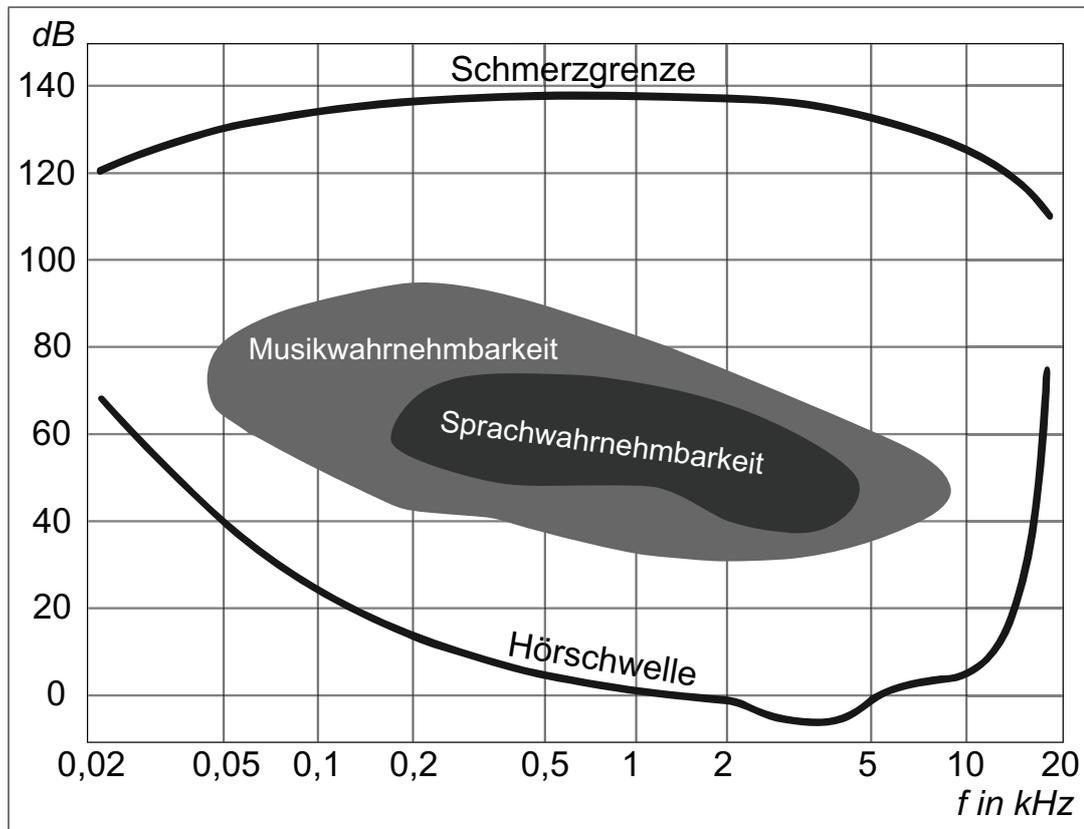


Abbildung 2.2.: Hörbereich des Menschen

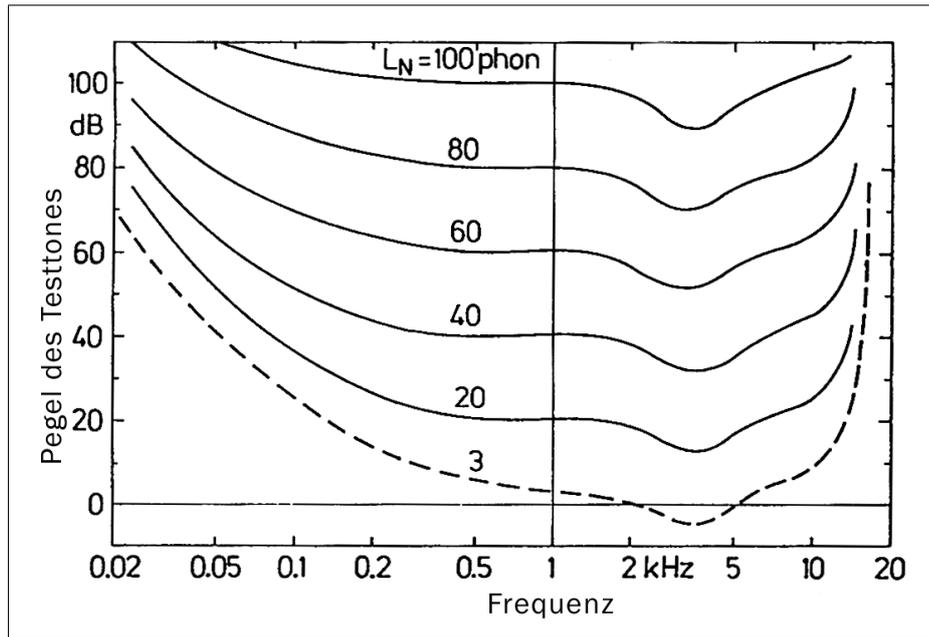
übertragen.

Das Mittelohr mit den Gehörknöchelchen Hammer, Amboss und Steigbügel nimmt die Schwingung des Trommelfells ab und leitet sie an die Cochlea (Gehörschnecke) weiter. Dabei erfolgt eine Impedanzanpassung von Schallwellen in der Luft mit wenig Kraft und großer Auslenkung zu Schallwellen in der Flüssigkeit der Cochlea mit großer Kraft und wenig Auslenkung. Durch die Eustachische Röhre erfolgt der Ausgleich des Luftdrucks im Innenohr mit dem umgebenden Luftdruck (Schallgleichdruck). In der Cochlea werden durch Stimulation der Gehörnerven Neuronen aktiv, welche letztendlich das Hören ermöglichen [18].

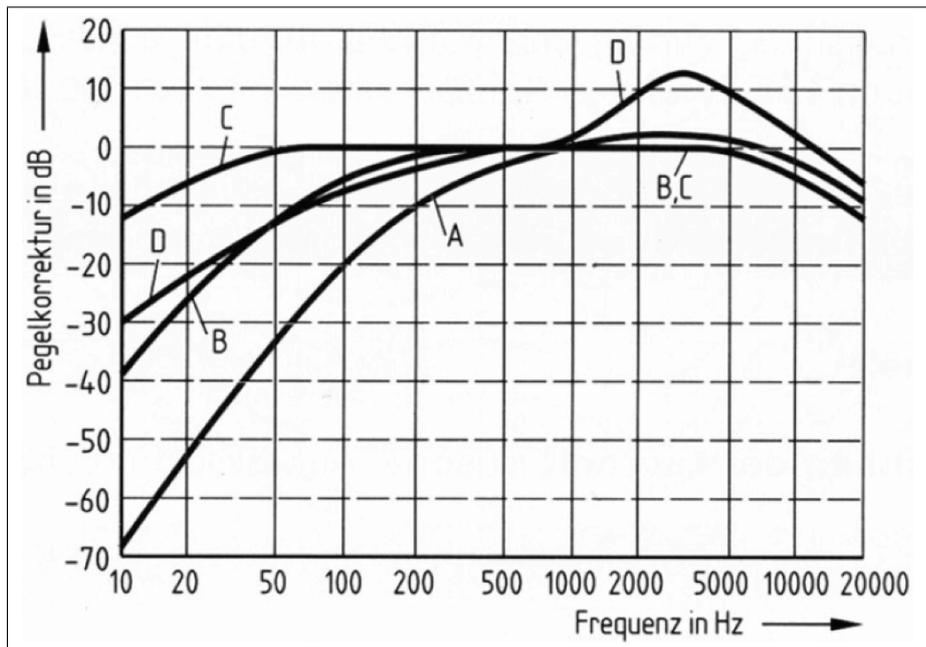
### 2.2.2. Kurven gleicher Lautstärke - Schallpegelbewertung

In Abb. 2.3(a) sind die sogenannten *Kurven gleicher Lautstärke* (KGL) aufgezeichnet. Führt man einen Testton mit seinem Schalldruckpegel und seiner Frequenz entlang einer dieser Kurven, wird er durchgehend als gleich laut empfunden, obwohl der physikalische Schalldruckpegel ständig variiert. Das Gehör ist zu tiefen und sehr hohen Frequenzen hin unempfindlicher als im Bereich dazwischen. Der bereits in Kap. 2.2.1 besprochene Effekt des Resonators im Bereich um 4 kHz ist als Ausbuchtung nach unten zu erkennen. Zu erkennen ist auch, dass die Unterschiede der Wahrnehmung in verschiedenen Frequenzbereichen mit zunehmender Lautstärke abnehmen.

Abb. 2.3(b) zeigt Bewertungsfilter, welche für Schallpegelmessungen verwendet werden, da diese Filter die menschliche Empfindung berücksichtigen und einen Wert für die Lautstärke ausgeben. Sie sind von den Kurven gleicher Lautstärke abgeleitet. Im technischen Bereich wird stets mit der Bewertungskurve A gefiltert. Sie soll das menschliche Gehör bei ca. 30-40 dB nachbilden und entspricht daher der gespiegelten Kurve gleicher Lautstärke bei diesen Pegeln. Die Bewertungen nach B und D finden kaum praktische Anwendung. Selten wird für laute Pegel die Bewertung nach C durchgeführt, welche das Gehör bei ca. 80-90 dB nachbildet. Die Einheit für den Lautstärkepegel ist das *phon*. Der Lautstärkepegel ist eine psychoakustische Größe und gibt an, welchen Schalldruckpegel ein Testton bei 1 kHz haben muss, um den gleichen Lautstärkeindruck wie das jeweilig Gehörte zu erreichen. Bei 1 kHz gleicht die Phon-Skala der dB-Skala.



(a) Kurven gleicher Lautstärke [18]



(b) Bewertungsfilter [19]

Abbildung 2.3.: Kurven gleicher Lautstärke und daraus abgeleitete Bewertungsfilter

### 2.2.3. Verdeckung

Beim Hören treten zwei Verdeckungseffekte auf: Die zeitliche und die spektrale Verdeckung. In der Fahrzeugakustik spielt vor allem die spektrale Verdeckung eine große Rolle. Störgeräusche, die während des Fahrens auftreten, müssen nicht komplett verhindert werden. Es reicht, wenn sie durch das vorhandene, breitbandige Fahrgeräusch verdeckt werden [3].

Die Verdeckung ist ein sehr wichtiger Effekt des menschlichen Gehörs und tritt ständig bei Gesprächen, bei Musik und in allen sonstigen Bereichen des Hörens auf. Mechanische und neuronale Mechanismen im Innenohr ([18], Stichwort Pulsation Threshold) sind dafür verantwortlich, dass ein Hörereignis durch ein lauterer verdeckt werden kann. Abbildung 2.2.3 zeigt den Verlauf der Mithörschwelle eines Tones bei 1 kHz. Wird dieser zum Beispiel mit 80 dB abgespielt, so ist ein Ton bei 2 kHz erst ab ca. 45 dB hörbar. Die Ruhehörschwelle ist durchgehend schwarz eingezeichnet. In Abb. 2.2 erkennt man, dass ein Störgeräusch im Bereich von 200 Hz bis 5 kHz abhängig von dessen Pegel die Sprachverständlichkeit stark beeinträchtigen kann.

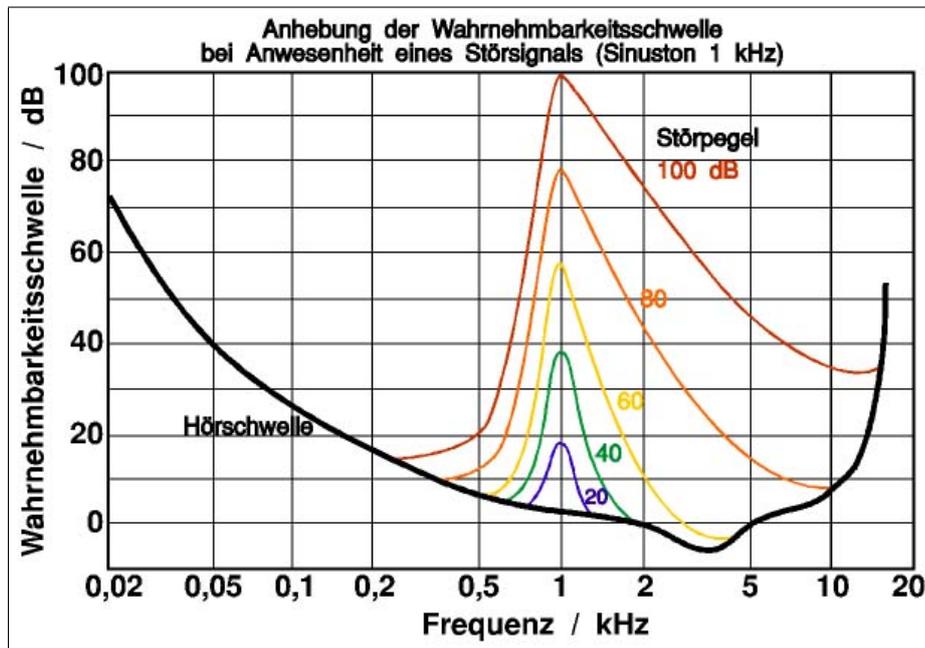


Abbildung 2.4.: Verdeckungsbereich eines Tones von 1 kHz [3]

## 2.3. Grundlagen der Signalverarbeitung

Ein sehr wichtiges Werkzeug in der Signalverarbeitung und bei der Signalanalyse ist die Fouriertransformation. Die Sensoren liefern analoge Strom- bzw. Spannungssignale. Damit eine digitale Weiterverarbeitung möglich ist, werden diese Signale abgetastet. Es erfolgt eine zeit- und wertdiskrete Erfassung der Signale.

### 2.3.1. Abtastung

Ein Signal beinhaltet zumeist eine Information über ein physikalisches System, im vorliegenden Fall handelt es sich um die Signale eines Mikrofons und der Beschleunigungssensoren. Das Mikrofon wandelt den Schallwechseldruck in eine entsprechende Spannungsinformation um. Die Beschleunigungssensoren nehmen die Beschleunigung des Ortes auf, an dem sie befestigt sind. Sie liefern Ladungs- oder auch Stromsignale.

Diese Signale sind Analogsignale, sie sind also sowohl in der Zeit als auch in der Amplitude kontinuierlich. Zur digitalen Weiterverarbeitung müssen sie in Wert und Zeit diskretisiert werden, welches bei der Analog-Digital-Wandlung passiert. Der Physiker Harry Nyquist formulierte das Nyquist-Shannon-Abtasttheorem, welches besagt, dass die Frequenz  $F_S$ , mit der ein Signal abgetastet wird, mindestens doppelt so groß sein muss wie die größte für die Messung interessante Frequenz  $B$  [20].

$$F_S = 2 \cdot B \quad (2.3)$$

Die zeitliche Abtastfunktion, welche eine Impulsfolge mit der Periodendauer  $T$  ist, ergibt in der Frequenzdomäne ebenfalls eine Pulsfolge mit der Periode  $F_S$ . Eine Abtastung des Zeitsignals mit der Impulsfolge entspricht einer Faltung im Frequenzbereich. Das ursprüngliche Spektrum  $S(f)$  (Abb. 2.5 oben) wird periodisch fortgesetzt und es resultiert ein Spektrum  $S_{Abt}(f)$  mit periodischen Kopien (Abb. 2.5 unten). Hat das Signal eine Bandbreite, welche über die halbe Abtastrate hinausgeht, überlappen sich die Kopien des Spektrums und das Ausgangssignal ist nicht mehr reproduzierbar [21, 22]. Anders ausgedrückt muss das Analogsignal vor dem Diskretisieren durch einen Tiefpass mit einer maximalen oberen Frequenz  $B < \frac{F_S}{2}$  bandbegrenzt werden. Da es keinen idealen Tiefpass mit unendlich steilen Flanken gibt, berücksichtigt man in der Praxis eine Reserve [23].

$$F_S = 2,2 \cdot B \quad (2.4)$$

Pro zunehmender Ordnung  $n$  eines Filters steigt dessen Flankensteilheit um 20 dB/Dekade. Die Phasenverschiebung beträgt  $n \cdot 90^\circ$ . Werden Filter mit flacheren Flanken verwendet, wird die Phase weniger stark beeinflusst, jedoch muss auch eine höhere Abtastrate gewählt werden.

### 2.3.2. Fourier Transformation

Nach [22] und [21]: Grundlegendes Werkzeug in der Signalverarbeitung ist die Fouriertransformation. Ein Signal im Zeitbereich kann über die Fouriertransformation in

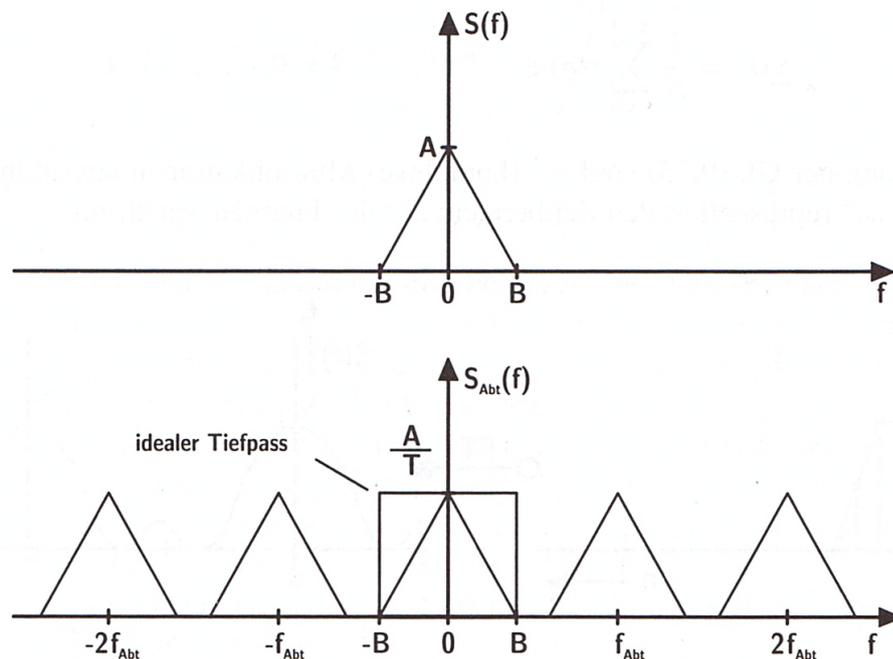


Abbildung 2.5.: Auswirkungen der zeitlichen Abtastung in der Frequenzdomäne [22]

den Frequenzbereich transformiert werden. Somit ist eine genaue Analyse bezüglich der im Signal vorkommenden Frequenzanteile möglich. In der digitalen Signalverarbeitung wird mit diskreten Werten gerechnet, daher wird die diskrete Fouriertransformation (DFT)

$$X_c[k] = \sum_{n=0}^{N-1} x_c[n] \cdot e^{-\frac{2\pi/Nk}{n}} \quad (2.5)$$

$x_c$  ... diskretes Zeitsignal

$X_c$  ... Fouriertransformierte des Zeitsignals

$N$  ... Blocklänge

verwendet. Mathematisch betrachtet wird das (diskrete) Zeitsignal  $x_n$  im von den harmonischen Funktionen

$$e^{-\frac{2\pi/Nk}{n}}$$

aufgespannten Raum abgebildet.

Das zeitdiskrete Signal wird in der Zeitdomäne mit einer Fensterfunktion mit der Länge  $N$  gefaltet. Die Frequenzauflösung wird durch die Blocklänge  $N$  bestimmt. Eine hohe Auflösung steht somit im Gegensatz zu einer kurzen Blocklänge und somit einer bessern Zeitauflösung. Bei einer niedrigeren Auflösung können jedoch wiederum dicht beieinanderliegende Frequenzen nicht getrennt erkannt werden.

Durch den erheblichen Rechenaufwand von  $N^2$  komplexen Multiplikationen wird in der Praxis eine elegantere Form der Fouriertransformation verwendet, nämlich die sogenannte *Fast Fourier Transformation* (kurz *FFT*), welche durch Ausnutzen von Symmetrien der komplexen Transformationsfunktion

$$e^{-\frac{2\pi/Nk}{n}}$$

und durch optimierte Verknüpfung einzelner DFT-Blöcke eine wesentlich kürzere Berechnungsdauer mit der Komplexität von nur mehr  $N \cdot \lg(N/2)$  ermöglicht. Um die Vorteile der *FFT* ausnutzen zu können, muss die Blocklänge  $N$  so gewählt werden, dass sie als Potenz mit der Basis 2 dargestellt werden kann.

### 2.3.3. Kenngrößen von Signalen

Ein Signal kann mit verschiedenen Kenngrößen beschrieben werden. Sie können Angaben zum Wert, zum Zeitverhalten oder zur Kurvenform beinhalten. [24]

**Spitzenwert:** Der Spitzenwert  $\hat{x}$  ist der in einem bestimmten Zeitraum auftretende Maximalwert eines Signals. Von einer Schwingung wird auch der Spitze-Spitze-Wert (peak-to-peak) verwendet.

**Linearer Mittelwert:** Er entspricht dem Gleichanteil eines Signals im betrachteten Zeitraum. Der lineare Mittelwert einer reinen Wechselspannung ist 0. Für ein zeitdiskretes Signal  $x_n$  berechnet sich der lineare Mittelwert  $\bar{x}$  über

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x_n \tag{2.6}$$

**Effektivwert:** Der Effektivwert ist auch unter den Bezeichnungen *Quadratischer Mittelwert* oder *Root Mean Square*, kurz *RMS* bekannt. Der Effektivwert eines Stromes oder einer Spannung gibt jenen Gleichspannungswert an, welcher die gleiche Leistung an einem Widerstand erbringt wie das Wechselsignal. Die Berechnungsvorschrift lautet

$$x = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x_n^2} \quad (2.7)$$

**Crestfaktor:** Der *Scheitelfaktor* oder *Crestfaktor* gibt das Verhältnis zwischen Spitzenwert und Effektivwert eines Signales an und berechnet sich zu

$$\xi = \frac{\hat{x}}{x} \quad (2.8)$$

#### 2.3.4. Ermittlung der quietschenden Bremse

Die Signale des Mikrofons und der Beschleunigungssensoren müssen effizient und mit ausreichender Genauigkeit ausgewertet werden. In Hinblick auf zukünftige Weiterentwicklungen soll bereits darauf geachtet werden, dass die Funktionen des Messsystems prinzipiell auch in einem Echtzeitsystem verwendet werden können. Die Signale sind aufgrund der Laufzeit des Schalls von der Bremsscheibe bis zum Mikrofon zeitversetzt sind. Weiters besitzen die Signale nur geringfügig gleiche Komponenten, nämlich das schmalbandige Quietschen und eventuell tieffrequente Reibgeräusche. Im Fahrzeuginnenraum herrscht ansonsten der normale Betriebsgeräuschpegel. An der Bremse treten eine Vielzahl sonstiger Schwingungen auf, welche sich nicht als Quietschen äußern. Zum Vergleich von Signalen eignen sich mehrere Methoden.

##### 2.3.4.1. Korrelation

Die Korrelation ist eine mathematische Operation, welche sich dem Vergleich der Signalenergien bedient. Als Eingangsgrößen dienen das Mikrofonsignal  $x(t)$  und die Signale  $y_i(t)$  der Beschleunigungssensoren mit  $i = 1, 2, 3, 4$ .

Sie beschreibt den linearen Zusammenhang zwischen zwei Signalen, also wie statistisch abhängig diese voneinander sind. Die Signale  $x(t)$  und  $y_i(t)$  werden dabei abhängig von der zeitlichen Verschiebung  $\tau$  zueinander auf gegenseitige Korrelation analysiert.

$$R_{xy}(\tau) = \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t) \cdot y_i(t + \tau) dt \quad (2.9)$$

Umgekehrt kann diese Funktion auch dazu verwendet werden, ein Signalfragment in einem anderen zu identifizieren und die zeitliche Position zu ermitteln.

Es ist auch möglich, die Korrelation über das Kreuzleistungsdichtespektrum  $S_{XY_i}$  zu berechnen.

$$S_{XY_i} = E\{X^*(f) \cdot Y_i(f)\} \quad (2.10)$$

#### 2.3.4.2. Vergleich der Spektren

Das Quietschen tritt wie erwähnt schmalbandig auf, meist auch nur in seiner Grundfrequenz ohne Obertöne. Im Spektrum des Mikrofonsignals kann diese Spitze eindeutig erkannt werden. In weiterer Folge brauchen die Signale der Beschleunigungssensoren nur mehr auf ein Maximum bei der erkannten Frequenz hin überprüft werden. Diese Methode ist nicht praxistauglich, da die Signale nur sehr oberflächlich analysiert und verglichen werden.

#### 2.3.4.3. Wavelet-Analyse / Multi-Resolution Analyse (MRA)

Die Fourier-Analyse bildet das Zeitsignal in einem von harmonischen Funktionen aufgespannten Raum ab. Die Wavelet-Analyse hingegen arbeitet mit sogenannten Wavelets, welche bei höheren Frequenzen eine zeitlich kürzere und bei tiefen Frequenzen eine länger Dauer haben. Dadurch fällt der bei der Fourier-Analyse eingegangene Kompromiss zwischen Zeit- und Frequenzauflösung weg [25].

Allerdings scheidet diese Methode für den spektralen Vergleich in Echtzeit aus, da der Berechnung ein komplexerer Algorithmus zugrundeliegt und sie somit mehr Rechenzeit beansprucht.

# Kapitel 3.

## Auswertung der Sensitivitätsanalyse

### 3.1. Überblick Messmatrix

Am Institut für Fahrzeugtechnik werden experimentelle Untersuchungen zum Bremsenquietschen durchgeführt [14]. Die vorliegende Diplomarbeit beschreibt die Auswertung einer durchgeführten Messreihe. Demzufolge sind Beschreibungen des Messaufbaus und etwaige Erkenntnisse größtenteils aus [14] entnommen. Die englischen Begriffe der ursprünglichen Arbeit sind, wenn sinnvoll, in ihre deutschen Analogien übersetzt.

Ziel der Sensitivitätsanalyse ist, den Einfluss einzelner Parameter auf das Schwingungsverhalten der Bremse zu untersuchen. Nach jedem Versuchsdurchlauf wurde die Bremse modifiziert. Tab. 3.1 zeigt die verwendeten Kombinationen der Parameter. Zusätzlich werden Vergleichsmessungen bei trockenwarmer (30-35 °C, 20-30 % rF), normaler (20 °C, 50-60 % rF) und kalter (5-10 °C, 70-80 % rF) Klimatisierung durchgeführt.

Wie bereits in Kap. 1.1 erwähnt, sind Bremsengeräusche vor allem bei niedrigen Geschwindigkeiten problematisch. Aus diesem Grund wurden 20 und 25 km/h gewählt. Der Einfluss des Bremsdruckes bei konstanter Geschwindigkeit wird mit 15 bar, 20 bar und 30 bar untersucht. Weiters wird bei Geschwindigkeitsrampen der Bremsdruck konstant bei 15 bar gehalten. Die erste Rampe von 50 auf 5 km/h stellt die alltägliche Situation einer Bremsung im Straßenverkehr dar. Das System verzögert konstant mit  $-3,3 \text{ m/s}^2$  und beschleunigt bei der nächsten Bremsung mit

konstant  $2,5 \text{ m/s}^2$  von 5 auf  $50 \text{ km/h}$ . Dadurch kann der Einfluss sich ändernder Rotationsgeschwindigkeiten beobachtet werden.

Um den Einfluss verschiedener Reibungskoeffizienten zu untersuchen, wird während der Bremsung die Bremsscheibe innen oder außen mit Wasser besprüht. Dies geschieht bei  $20 \text{ km/h} / 10 \text{ bar}$  und  $25 \text{ km/h} / 25 \text{ bar}$ .

GESCHWINDIGKEIT [km/h]	BREMSDRUCK [bar]	WASSER Seite
20	15	
20	20	
20	30	
50 ... 5	15	
5 ... 50	15	
20	10	innen
20	15	außen
25	25	innen
25	25	außen

Tabelle 3.1.: Ablauf einer Versuchsreihe

Zwei verschiedene Belagsmaterialien werden verwendet, *Sinter B* und *Organisch B*, mit welchen jeweils alle Messungen (eine Versuchsreihe pro modifiziertem Bremsenaufbau) durchgeführt werden. Diese Beläge wurden als besonders schlechte Grenzmuster innerhalb ihrer Belagsqualität eruiert. Nach jedem Versuchsdurchlauf wird die Bremse gemäß der in Kap. 1.1.2 erwähnten Sekundärmaßnahmen modifiziert:

**Anfasen des Bremsbelages:** Der Einfluss der Fase kann bei Belägen *Sinter B* durch nachträgliches Ansträgen untersucht werden. Die Beläge *Organisch B* sind bereits ab Werk angefast, hier ist diese Untersuchung nicht möglich. Durch eine Fase ändert sich der resultierende Kraftangriffspunkt. Es handelt sich hierbei um eine geometrische Änderung.

**Dämpfungsbleche:** Die organischen Beläge haben bereits Dämpfungsbleche an der Rückseite aufgeklebt. Die Auswirkungen nach dem Entfernen werden untersucht.

**Krallebleche:** An der Rückseite der Beläge werden diese Bleche angeklebt. Die Bleche werden mit einer speziellen Kralle im Kolben des Bremsstells befestigt. Die Beläge werden stärker an den Sattel gekoppelt, wodurch mehr Masse bewegt werden muss. Die Dämpfung erfolgt hier also über Massenkoppelung.

**Spannfeder:** Angebracht an den Bremsbelägen pressen die Federn ebendiese leicht an die Führungsbolzen.

**Einschlitzten:** Durch Schlitze wird die Geometrie und somit auch der Kraftangriffspunkt verändert. Außerdem wird die Steifigkeit gesenkt, wodurch Eigenmoden verstimmt werden.

## 3.2. Beschreibung

### 3.2.1. Nomenklatur der Messungen

Durch die große Zahl der Variationsmöglichkeiten wird auf eine einfache Beschreibung aller Messungen Wert gelegt. In der nachfolgenden Auswertung muss jede Messung schnell und eindeutig zugeordnet werden können. Daher wurde jeder Messung folgender 26-stelliger Code zugewiesen, welcher sich von den jeweils englischsprachigen Begriffen ableitet:

01	_O	_S	C	c	s	d	_v50>5	_p20	_cn	_wo
(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	(g)	(h)	(i)	(j)	(k)

(a) Jene Bremsungen mit der gleichen Nummer haben die gleichen Modifikationen.

(b) Verwendetes Material: "S" *Sinter B* oder "O" *Organisch B*

- (c) Spannfeder (*spring*) angebracht "S" oder nicht "\_"
- (d) Krallenbleche (*claw shims*) angebracht "C" oder nicht "\_"
- (e) Beläge angefast (*chamfer*) "c" oder nicht "\_"
- (f) Schlitz in Belägen (*slot*) "s" oder nicht "\_"
- (g) Dämpfungsbleche angebracht (*damping shims*) "d" oder nicht "\_"
- (h) "v50>5" bedeutet Bremsung von 50 km/h auf 5 km/h. Entsprechende Änderung gemäß den getesteten Geschwindigkeiten "20", "25", "50>5" und "5>50" (Angabe in km/h)
- (i) ähnlich den Geschwindigkeiten, konstant aufgebrachte Bremsdrücke "10", "15", "20", "25" und "30" bar
- (j) Klima warm "cw", normal "cn" oder kalt "cc" (*climate warm/normal/cold*)
- (k) Wasser innen "wi", außen "wo" oder kein Wasser "wn" (*water inner side/outer side/not*)

### 3.2.2. Applizierung und Nomenklatur der Sensoren

Die Nomenklatur der Sensoren erfolgt sinngemäß nach dem Ort der Messpunktes. Bei der Messung der Schwingungen wurden 7 triaxiale Beschleunigungssensoren verwendet. Weiters kam ein Mikrofon zu Einsatz. Zusätzlich wurden die Geschwindigkeit, der Bremsdruck und das Bremsmoment gemessen. Daraus ergeben sich 24 Messkanäle.

Anhand eines skizzierten Signalverlaufs in Abb. 3.1 werden die verwendeten Bezeichnungen näher beschrieben. Sämtliche aufgenommenen Signalen weisen einen ähnlichen zeitlichen Verlauf auf. Während einer Messung schwingt das Signal um einen linearen Mittelwert. Bei der Auswertung hat sich gezeigt, dass sich die Spitzenwerte und Mittelwerte der Signale ähnlich verhalten. Es reicht somit, jeweils nur eine Signalgruppe zu betrachten. Es wurden die Mittelwerte gewählt.

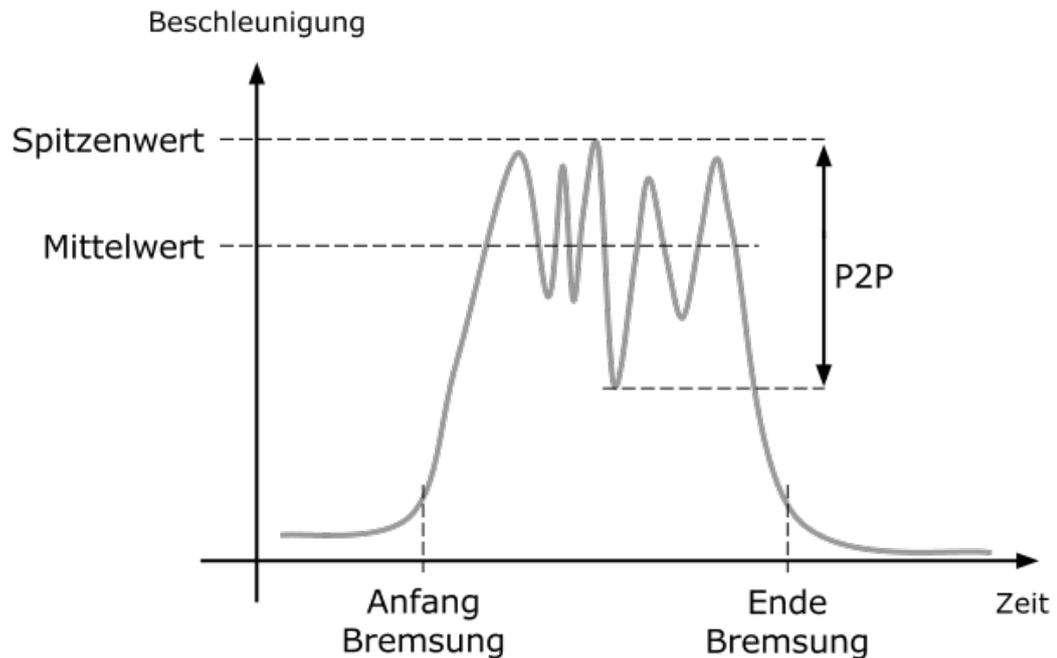


Abbildung 3.1.: Signalskizze zur Veranschaulichung der Bezeichnungen

Der Präfix "P2P" bedeutet, dass der Messkanal Spitze-Spitze-Werte ausgibt, welche während einer Bremsung ermittelt wurden. Der Suffix "rel" zeigt an, dass es sich um relative Werte handelt. Dazu wird die Differenz des Wertes vor einer Bremsung mit dem Wert während der Bremsung ermittelt. Ohne Suffix wurde der Absolutwert während einer Bremsung ermittelt.

Zur Bestimmung des Beginns und des Endes einer Bremsung wurde der Bremsdruck als Triggersignal verwendet. Die Bremsung wurde zwischen diesen beiden Punkten analysiert.

Vgl. Abb. 3.2: Die Achsen aller triaxialen Beschleunigungssensoren sind gleich ausgerichtet. Die axiale Richtung "AXI" verläuft gemäß der Rotationsachse der Brems Scheibe. Die radiale Richtung "RAD" wird vom Mittelpunkt der Bremsscheibe zu ihrem äußeren Rand beschrieben. Die tangentielle Richtung "TAN" steht jeweils normal auf die vorhergehenden zwei Richtungen. Die Position *OFF* befindet sich versetzt zur Position *OR* im benachbarten Kühlkanal, jedoch auf der anderen Sei-

Bezeichnung	Gemessener Wert
Geschwindigkeit	Rotationsgeschwindigkeit
Druck	aufgebrachter Bremsdruck
Klima	Umgebungstemperatur (heiß, normal oder kalt)
Wasser	Beschreibt, ob Wasser gesprüht wurde (nein, innen oder außen)
Quietsch Verhältnis	Verhältnis von Quietschdauer zu Bremsdauer
Reibungskoeffizient	Wurde gemäß SAE J2521 [15] berechnet
Mic	Mikrofon
Pin	Kraft am Bolzen
scher	Scherbelastung der Beläge
Moment	Bremsmoment
EC	Wirbelstromsensor ( <i>eddy current</i> )

Tabelle 3.2.: Bezeichnung der Messkanäle

Bauteil	Kürzel	Position
Brems Scheibe	OR	Außenradius ( <i>Outer Radius</i> )
	IR	Innenradius
	OFF	Offset (versetzt zu OR, auf der anderen Seite des Reibrings)
Bremsbelag	OS TE	Außenseite Einlaufkante
	OS LE	Außenseite Auslaufkante
Bremsattel	Cal	Nahe der Bremsleitung
	OS Cal	Außenseite zwischen den Wirbelstromsensoren

Tabelle 3.3.: Beschreibung der Positionierung der triaxialen Beschleunigungssensoren

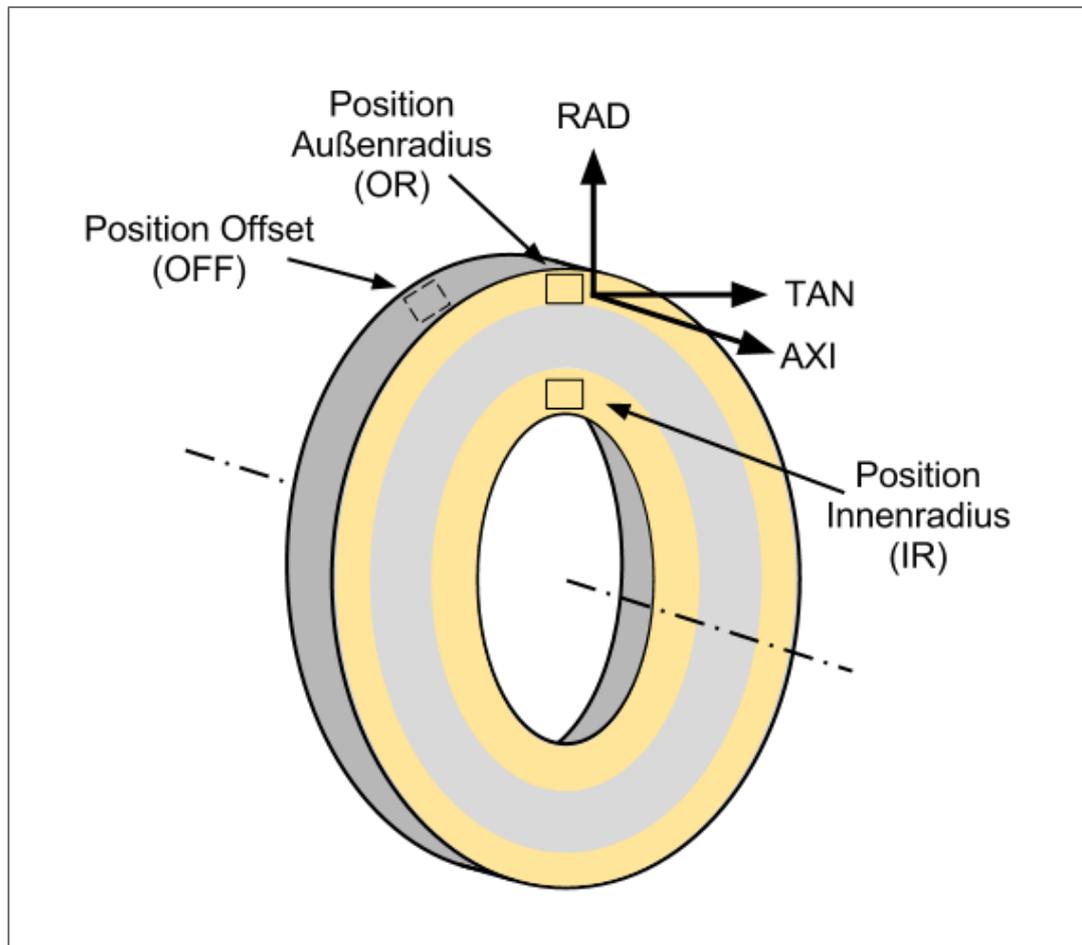


Abbildung 3.2.: Anordnung der triaxialen Beschleunigungssensoren am Reibring der Bremsscheibe

te des Reibringes. Dadurch kann festgestellt werden, ob die Reibringe in Phase schwingen oder nicht.

### 3.3. Auswertungsmöglichkeiten

Die Auswertung erfolgt in Matlab. Die grafischen Ergebnisse sind im Anh. A zusammengefasst und werden folgend erläutert. Die Signale der Sensoren liegen im Zeitbereich vor. Für alle Sensoren wurden die Maximal- und Durchschnittswerte ermittelt. Die Amplituden der Schwingungen variieren stark je nach Aufnahmeort. Um

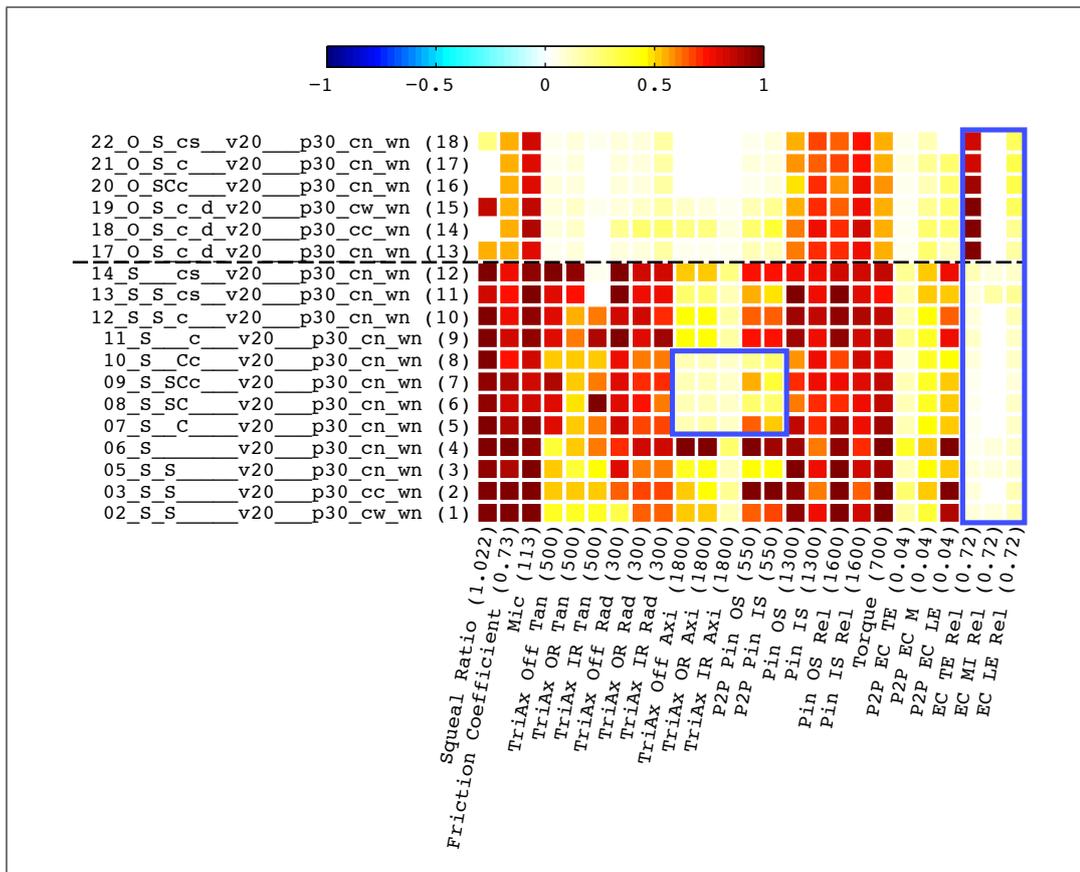


Abbildung 3.3.: Mittelwerte der Messungen bei 30 bar, 1. Teil

die Sensorwerte dennoch qualitativ untereinander vergleichen zu können, wurden alle Werte eines Sensors bzw. einer Sensorgruppe (zB. alle Kanäle in axialer Richtung) auf deren Maximalwert skaliert. Die Werte in den Plots bewegen sich daher im Bereich [-1,1]. Das Maximum, welches der Skalierung zugrunde liegt, wird in den Plots stets in Klammer hinter der Kanalbezeichnung angeführt.

### 3.3.1. 2D-Plot

Zum besseren Verständnis der folgenden Erklärungen zum System der Grafiken dient beispielhaft Abb. 3.3. Die Sensitivitätsanalyse muss mehrdimensional betrachtet werden. Die Auswirkung der Änderung eines Parameters (zB. Druck) auf einen Sensor soll im Kontext des Gesamtsystems beobachtet werden. Weiters sind die

Sensoren in sinnvolle Gruppen einzuteilen, um die Übersichtlichkeit zu bewahren. Auf der Ordinate der Diagramme sind die Messkanäle aufgetragen und auf der Abszisse die genaue Beschreibung der Messung, also der Bauzustand der Bremse sowie die vorherrschenden Versuchsbedingungen. Die skalierten Werte sind gemäß eines Farbcodes von 0 = weiß bis 1 = dunkelrot aufgetragen, ggf. reicht der Wertebereich bis -1 = blau.

Um die Auswirkung eines speziellen Parameters zu beobachten, werden beispielsweise nur Bremsungen bei 20 km/h betrachtet. An diesem Fixpunkt können verschiedene Messungen verglichen werden (zB. wie sich das Quietschen bei unterschiedlichen Drücken bei konstant 20 km/h verhält). Werden viele Bauzustände aufgetragen, erhält man einen Überblick von eventuellen Regelmäßigkeiten. Einzelne Bereiche oder Ausreißer bedürfen einer genaueren Betrachtung, bei der auch unter Umständen der zeitliche Verlauf eines Signals analysiert werden muss, da Spitzen- bzw. Mittelwert oft nicht genug Information beinhalten.

Das Matlab Skript erlaubt auch, Messungen nach mehreren Kriterien zu filtern. Beispielsweise können alle Bremsungen mit 20 km/h bei 15 bar im Bauzustand ohne Krallen verglichen werden.

### 3.3.2. Korrelation

Interessant ist auch, das Verhalten verschiedener Sensoren zueinander zu untersuchen. Somit lässt sich beispielsweise erkennen, ob bestimmte Maßnahmen Bereiche der Bremse voneinander entkoppeln. Hier wird beispielhaft Abb. 3.4 angeführt. Pro Messkanal existiert ein Vektor  $S_j$  mit den Ergebnissen der Messungen in sämtlichen Bauzuständen. Als Ergebnis der Korrelation all dieser Vektoren miteinander ergibt sich eine symmetrische Korrelationsmatrix  $R$  mit den Korrelationsfaktoren  $r_{i,j} = r_{j,i}$ . Die Werte  $r_{j,j}$  der Hauptdiagonale betragen 1, da dies die Korrelation eines Kanals mit sich selbst darstellt. Eine Korrelationsfaktor  $r_{i,j} = 1$  bedeutet stärkste Korrelation. Über 0,7 herrscht starke Korrelation. Eine Korrelation unter 0,4 kann ignoriert werden. Eine negative Korrelation bedeutet, dass die Werte gegenseitig korrelieren. Der Farbcode blendet schwache Korrelationen aus und zeigt nur

positive und negative Korrelationen mit Rot- bzw. Blauabstufungen an.

Die Bremse wird in jedem Bauzustand mit den gleichen Parametervariationen getestet. Demzufolge ist es sinnvoll, eine Korrelation zwischen Prüfbedingungen und deren Auswirkungen zu beobachten. Dazu werden Vektoren gebildet, welche für jeden Bauzustand die Werte aller Messkanäle beinhalten. Anschließend wird analog zu oben die Korrelationsmatrix gebildet.

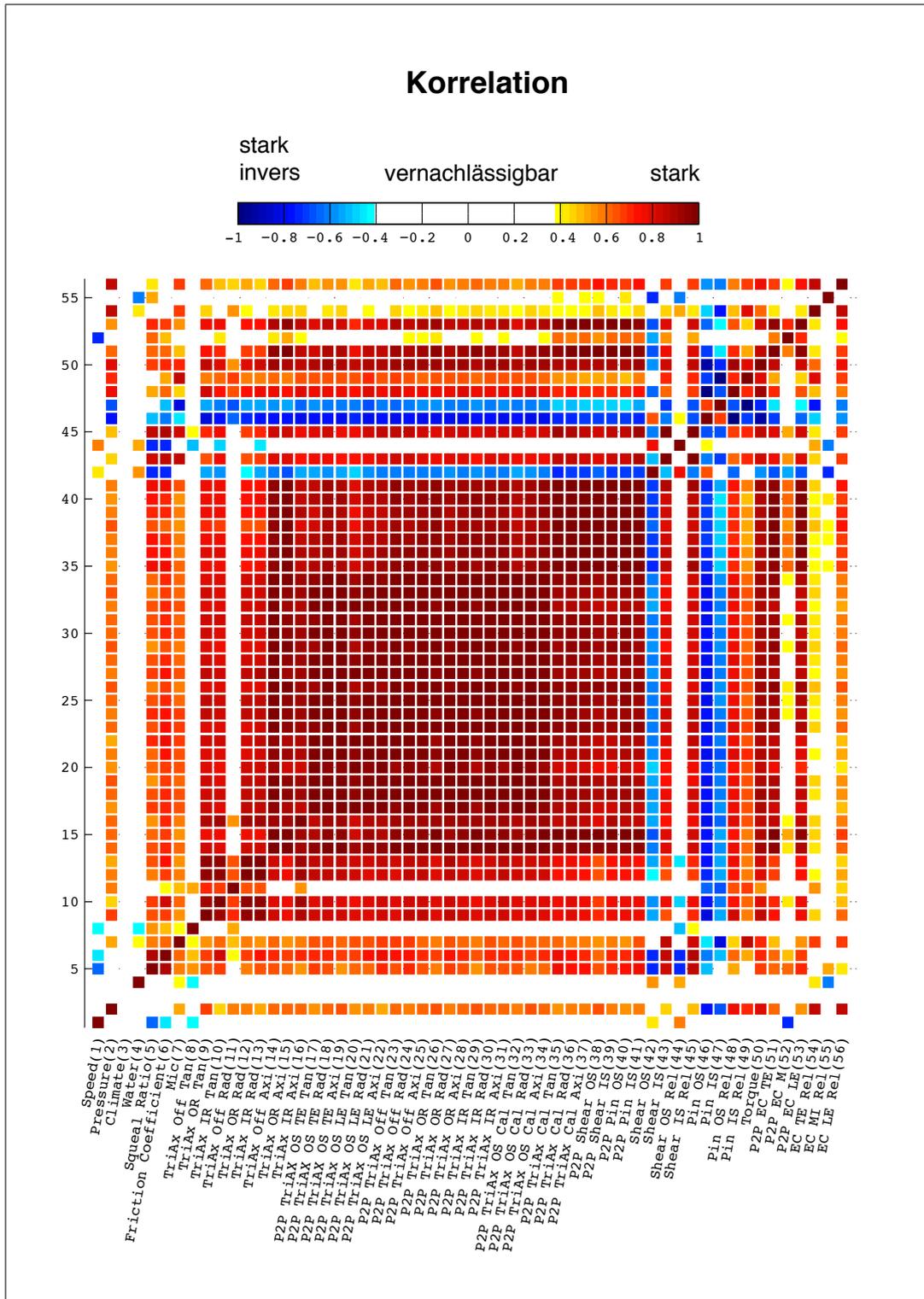


Abbildung 3.4.: Korrelationsmatrix der Mittelwerte. Betrachtung der Messungen mit *Sinter B* Belägen ohne Sekundärmaßnahmen

## 3.4. Parametervariation

### 3.4.1. Analyse der Beläge *Sinter B*

**Grundsätzliches Verhalten** Abb. A.5 zeigt, dass die Bremse bei 30 bar besonders quietschanfälliges Verhalten aufweist. Das Material *Sinter B* ist akustisch betrachtet schlechter als *Organisch B*. Es weist eine hohe Steifigkeit auf, welches sich an den kleinen Verschiebungen zwischen Belag und Scheibe äußert (kleiner Ausschlag der Sensoren EC TE Rel und EC LE Rel). Die Wirbelstromsensoren zeigen die Verschiebung von Scheibe und Belag, welche bei einem weicheren Material größer ist.

Durchgehend zeigt sich (z.B. bei Abb. A.7 Messungen 1 bis 10), dass die Lautstärke und die Quietschdauer nicht immer zusammen hängen müssen.

**Wasser** Die rechteckig eingerahmten Messungen in Abb. A.7 und Abb. A.9 zeigen deutlich: Wird bei einer Bremsung Wasser aufgesprüht, sinkt der Reibwert deutlich um 23% bis 39%. Einhergehend damit kann eine wesentliche Reduktion des Bremsenquietschens beobachtet werden. Die Lautstärke wird, falls Quietschen auftritt, um ca. 30% gesenkt. Wird Wasser außen gesprüht, reduziert dies den Reibwert um bis zu 7% mehr als innen gesprühtes Wasser. Die Lautstärke wird dabei um ca. 30% gesenkt.

Durch den verminderten Reibwert tritt der in Kap. 1.1 erwähnte Mechanismus nur schwach auf: Die tangentialen Kräfte der Reibung wirken schwächer, in weiterer Folge wird die Bremsscheibe kaum zu Schwingungen angeregt. Eine axiale Schwingung (*out of plane*) bleibt aus, wodurch auch keine Schallabstrahlung erfolgt.

**Anfasen des Bremsbelages:** Wird der Belag angefast, so ist in erster Linie eine Erhöhung der Schwingungsamplitude in axiale Richtungen zu beobachten. Teilweise wird dadurch auch die Schwingung des Bremsbelages an der Auslaufkante und des Bremsbelages in tangentialer Richtung erhöht. Die Lautstärke kann im besten Fall um ca. 10 % gesenkt werden, wohingegen sich die

Quietschdauer erhöht (siehe A.3 Bremsung Nr. 7).

**Krallenbleche:** Abb. 3.4 zeigt die Korrelationskoeffizienten der Messung ohne jegliche Sekundärmaßnahmen. Der Großteil der Signale korreliert sehr stark. Verglichen mit Abb. A.12 sind dort wesentliche Unterschiede erkennen. Die Sensoren von unterschiedlichen Bereichen der Bremse (Scheibe, Belag, Sattel) korrelieren sehr schlecht. Es gibt klar abgezeichnete Bereiche, welche blau strichliert markiert sind. Besonders die Schwingungen der Scheibe korrelieren schlecht mit denen von Belag und Sattel. Gut zu erkennen ist auch, dass die Schwingung der Bremsscheibe in tangentialer Richtung schlecht mit den Schwingungen in Belag und Sattel korrelieren (durchgezogene Rechtecke). Bei Verwendung der Krallenbleche werden also die Scheibe, der Belag und der Bremssattel in ihrer tangentialen Bewegung entkoppelt. Dies ist durchgängig in allen Auswertungen zu finden. In Abb. A.1 zeigt der umrahmte Bereich in der Mitte deutlich die Auswirkung der Krallenbleche. Die axiale Schwingung als auch die Schwingung der Reibkraft (P2P Pin OS und P2P Pin IS) werden stark reduziert. Es wird eine Reduktion der Lautstärke um 10 % bis 25 % erreicht. In den Abb. A.1 bis A.4 sind deutlich die Bereiche zu erkennen, bei denen die Krallenbleche Wirkung zeigen. Der in A.2 und A.4 eingezeichnete Bereich zeigt die starke Dämpfung der Schwingungsamplituden, infolge dessen die Lautstärke reduziert wird. Der Reibkoeffizient wird um maximal 25 % gesenkt.

Bei 30 bar Bremsdruck tritt immer langes Quietschen auf (siehe Squeal Ratio). Die Lautstärke wird durch Hinzufügen von Krallenblechen, Phasen und/oder Schlitz um ca. 30% gesenkt. Die Feder alleine hat keine Verbesserung zufolge.

**Spannfeder:** In Abb. A.5 sind paarweise vergleichbare Messungen bei 20 km/h grün eingezeichnet. Sie unterscheiden sich jeweils darin, ob eine Spannfeder verwendet wurde oder nicht. Eine erkennbare Verbesserung des Quietschens tritt nur in Verbindung mit dem Krallenblech auf. Hier kann die Quietschdauer

um bis zu 90 % reduziert werden.

Bei der Verzögerungsbremmung von 50 km/h auf 5 km/h bewirkt die Feder bei manchen Parameterkombinationen eine deutliche Verbesserung. Abb. A.6 zeigt fünf paarweise vergleichbare Messungen. Die Messungen 3 und 4, 5 und 6 sowie 11 und 12 zeigen, dass das Quietschen mit Verwendung der Feder verschwindet. Die Paare 7 und 8 sowie 9 und 10 zeigen hingegen, dass bei falscher Kombinationen mit anderen Sekundärmaßnahmen keine Verbesserung bzw. bei gleichzeitiger Verwendung von Krallenblech und Fase sogar eine Verschlechterung eintritt. In diesem Fall wäre eine Entkoppelung der Kolben vom Belag sinnvoll. Dies wird in der Praxis durch Inox Bleche in Verbindung mit einer Schmierung (Fett) gemacht.

**Einschlitzten:** Durch Einschlitzten der Beläge wird die Lautstärke um maximal ca. 19 dB(A) reduziert. Quietschen wird teilweise unterbunden. Die tangentielle Schwingung am Innenradius der Bremsscheibe wird stark reduziert. In Abb. A.7 und A.9 können die Messungen 10 und 11 sowie 9 und 12 paarweise verglichen werden. In Verbindung mit der Feder wird eine Reduktion der Schwingungsamplitude (P2P) an Sattel, Belag und Scheibe erreicht.

Bei 20 bar zeigt das Einschlitzten eine ähnliche Wirkung wie die Verwendung von Krallenblechen. Die axiale Schwingung wird stark gehemmt (Abb. A.3). Die Schwingungsamplitude wird in alle drei Achsenrichtungen reduziert (Abb. A.4).

Bei der Verzögerung von 50 km/h auf 5 km/h wird mit dem Einschlitzten in Verbindung mit Feder und Fase eine Reduktion von Lautstärke und Quietschdauer erreicht (Abb. A.6).

**Klima:** Die Beobachtung zeigt, dass vor allem bei kalter Umgebung langes Quietschen mit großer Lautstärke auftritt. Möglicherweise ist dies auf den bei dieser Temperatur erhöhten Reibungskoeffizient zurückzuführen (grün markiert in Abb. A.7). Zusätzlich kommt es durch die unterschiedlichen Materialien zu unterschiedlichen Verformungen und dadurch zu einer geometrischen Verän-

derung des Bremssystems. Diese kleinen Änderungen können das System bereits instabil werden lassen. Bei kalter Umgebung schwingt der Bremsbelag an der Einlaufkante sehr stark. Die grün markierten Messungen Nr. 10 bis 14 in Abb. A.8 zeigen, dass die Bremsscheibe ebenso wie der Sattel in axialer Richtung stärker schwingen als bei den Vergleichsmessungen (Nr. 1 bis 5 bzw. 24 bis 28).

### 3.4.2. Analyse der Beläge *Organisch B*

**Grundsätzliches Verhalten:** Das geht ebenfalls aus Abb. A.5 hervor: *Organisch B* hat einen kleineren Reibwert, weil es weicher ist. Die Verschiebung von Scheibe und Belag ist hier wesentlich größer als bei *Sinter B*. Dies ist an der äußeren Markierung zu erkennen (Sensoren EC TE Rel und EC LE Rel). Die Schwingung der Bremsscheibe am Innenradius in tangentialer Richtung ist verglichen zu den übrigen Messpunkten sehr klein, jedoch ist sie durchgehend vorhanden. Auch bei Quietschen tritt hier keine auffällige Überhöhung auf.

Bei den Messungen existiert kein kritischer Bremsdruck wie mit *Sinter B* Belägen. Quietschen kann bei allen Drücken auftreten. Hoher Druck oder ein hoher Reibwert bedeuten nicht automatisch, dass Quietschen auftritt. Allerdings ist aus der Praxis bekannt, dass ein hoher Reibwert immer kritischer ist. Aus Gründen der Performanz wird der Reibwert allerdings nicht reduziert. Auch ist sehr gut zu erkennen, dass eine starke Schwingungsamplitude (P2P-Signale) in den meisten Fällen zu Quietschen führt. Ein Ausreißer existiert in Abb. A.10, Messung 12. Hier schwingt die gesamte Bremse sehr stark, jedoch tritt kein Quietschen auf.

**Wasser:** Lediglich die Messungen Nr. 51 bis 53 aus Abb. A.10 erlauben einen direkten Vergleich von Messungen, bei denen nur der Parameter Wasser verändert wurde. Es zeigt sich am gesamten Verhalten keine Änderung, wenn Wasser aufgespritzt wird. Allerdings bleibt auch der Reibungskoeffizient unverändert.

**Dämpfungsbleche:** Bei einem Vergleich der Messungen 1 bis 3 mit den Messungen 37 bis 39 aus Abb. A.10 zeigt sich, dass das Quietschverhalten ohne Dämpfungsbleche besser ist. Dieser Vergleich lässt sich bei allen Parameterkombinationen anstellen. Zwar kann die Scherbelastung der Bremsscheibe an Außen- und Innenseite um bis zu 20 % reduziert werden, allerdings hat diese Reduktion weder auf die Lautstärke noch auf die Dauer des Quietschens Einfluss. Weiters reduzieren die Dämpfungsbleche die ohnehin geringe tangentielle Schwingung am Innenradius der Bremsscheibe.

**Krallenbleche:** Da auch bei den Vergleichsmessungen ohne Krallenbleche kein Quietschen auftritt (Abb. A.10 Messungen 28 bis 32 und 37 bis 41), kann nur die Aussage getroffen werden, dass die Verwendung von Krallenblechen zumindest zu keiner Verschlechterung des Quietschverhaltens führt.

Abb. A.13 zeigt den Korrelationsplot der Messungen mit Spannfeder, Krallenblechen und Fase. Die Vergleichsmessung ohne Krallenblech wird in Abb. A.14 gezeigt. Offensichtlich sind die Komponenten der Bremse stärker gekoppelt, wenn Krallenbleche verwendet werden. Die Korrelationskoeffizienten sind in Abb. A.14 durchgehend kleiner bzw. vernachlässigbar. Die tangentielle Schwingung am Innenradius der Scheibe (Kanal Nr. 29) korreliert ohne Krallenbleche invers, mit solchen wird jegliche Korrelation verhindert.

**Schlitz:** Das Schlitzen des Belages bringt eine wesentliche Verschlechterung des Quietschverhaltens. In Abb. A.10 und Abb. A.11 sind die betroffenen Messungen blau gekennzeichnet. Vergleicht man diese beiden Abbildungen, ist besonders auffällig, dass die tangentielle Schwingung der Bremsscheibe im Innenradius in Abb. A.11 sehr hohe Spitzenwerte aufweist. Der Mittelwert ist nur geringfügig höher. Ein solch großes Verhältnis der Spitzen- und Mittelwerte lässt sich bei keinem anderen Sensor finden. Wird Wasser außen gespritzt, kann die Schwingung am Innenradius reduziert werden. Der Reibwert wird auch hier um ca. 20 % gesenkt. Hier sieht man schön, dass durch das Schlitzen die zweite Biegemode des Belages bei ca. 2 kHz gesenkt wird und nun

noch besser mit der Scheibenmode zusammenfällt. In diesem Fall wäre also eine Versteifung des Belages sinnvoll gewesen.

**Klima:** Eine kalte bzw. warme Umgebungstemperatur führen zu einem verbesserten Quietschverhalten bei der getesteten Konfiguration der Parameter. Während bei normaler Umgebung noch vier von fünf Bremsungen quietschen, reduziert sich dies bei kalter Umgebung auf zwei, bei warmer Umgebung wird nur bei einer von fünf Bremsungen Quietschen detektiert.

Kalte Umgebung führt zu stärkeren Schwingungsamplituden, welches an den P2P-Werten in Abb. A.10 (grüne Markierungen, Messungen 10 bis 14) abgelesen werden kann. Im Vergleich zur Messung bei Normaltemperatur (Messungen 1 bis 5) führt eine warme Umgebung (Messungen 19 bis 23) zu kleineren Schwingungen.

### 3.5. Übertragbarkeit der Ergebnisse

Die Ergebnisse lassen sich nicht von einem Material (Sinter B) auf das andere (Organisch B) übertragen. Die Auswirkungen von Sekundärmaßnahmen wirken beinahe entgegengesetzt. Was bei Belägen aus Sinter B zu einer Verbesserung führt, bringt oftmals eine Verschlechterung bei Belägen aus Organisch B. Allerdings existieren von den Testbremsungen mit Sinter B mehr Messergebnisse, sodass mit Organisch B nicht die gleiche Anzahl von Parameterkombinationen getestet wurde. Wird Wasser zur Minderung des Reibwertes aufgespritzt, führt dies bei Sinter B zu einer Senkung der Lautstärke und einer Reduktion von Quietschen. Beim organischen Material lässt sich keine Veränderung erkennen.

Krallenbleche führen bei den Sinterbelägen zu einer Reduktion der Lautstärke, die tangentialen Schwingungen werden von den anderen Achsenrichtungen entkoppelt. Im Gegensatz dazu führt die Verwendung von Krallenblechen bei Belägen mit dem Material *Organic B* zu einer stärkeren Kopplung aller Komponenten der Bremse.

Durch Einschlitzen kann die Lautstärke teilweise reduziert werden, Quietschen wird

in manchen Fällen verhindert. Die Schwingungsamplitude kann in Verbindung mit der Spannfeder verkleinert werden. Bei organischen Belägen verschlechtert sich das Quietschverhalten durch Einschlitzen. Die tangentialen Schwingungen weisen hohe Spitzenwerte auf.

Bei kalter Umgebungstemperatur quietschen die Bremsen lange und laut. In axialer Richtung sind stärkere Schwingungen zu erkennen. Im Gegensatz dazu führt eine veränderte Temperatur bei organischem Belagsmaterial zu einer Verbesserung der Quietschhäufigkeit, obwohl kalte Temperatur zu größeren Schwingungsamplituden führt. Bei warmer Temperatur sind die Schwingungsamplituden nicht so stark ausgeprägt.

### **3.6. Ergebnisse**

Zusammengefasst gibt es wesentliche Ergebnisse, welche die Sensitivitätsanalyse hervorgebracht hat.

#### **3.6.1. Ergebnisse mit Beläge *Sinter B***

- Der kritische Bremsdruck der untersuchten Bremse hat mit den Belägen Sinter B einen kritischen Bremsdruck von 30 bar. Hier tritt bei beinahe jeder Bremsung Quietschen auf.
- Eine Senkung des Reibwertes führt zu einer schlagartigen Reduktion des von Bremsenquietschen und dessen Lautstärke. Für die Praxis stellt diese jedoch keine wirkliche Lösung dar.
- Krallenbleche verhindern das Auftreten von Quietschen nicht, reduzieren aber dessen Lautstärke. Es findet eine Koppelung der Bauteile statt. Durch die Massenkoppelung und der damit einhergehenden Verstimmung des Systems sind die Schwingformen von Belag und Scheibe entkoppelt.
- Durch Anfasen des Belages kann nur die Lautstärke um max. 10 % gesenkt werden. Die Quietschdauer wird verlängert. Das System quietscht schneller, aber dafür leiser.

- Sekundärmaßnahmen, die bei alleiniger Verwendung keine Wirkung zeigen, bringen bei richtiger Kombination sehrwohl Verbesserungen des Quietschverhaltens. Sehr gut eignet sich die gleichzeitige Verwendung der Spannfeder mit Krallenblechen. Hier wird eine Reduktion der Quietschdauer um bis zu 90 % erreicht.
- Bei falscher Kombination von Sekundärmaßnahmen tritt eine Verschlechterung ein, zB. bei gleichzeitiger Verwendung von Krallenblechen und dem Anfasen der Bremsbeläge.
- Das Schlitzen der Bremsbeläge kann die Lautstärke um max. 19 dB(A) reduzieren.
- Bei kalter Umgebungstemperatur tritt vor allem langes und lautes Quietschen auf. Der Bremsbelag schwingt besonders an der Einlaufkante sehr stark.

### **3.6.2. Ergebnisse mit Beläge *Organisch B***

- Das organische Belagsmaterial ist weicher und hat einen niedrigeren Reibwert. Quietschen tritt äußerst selten auf.
- Aufspritzen von Wasser (Reduzieren des Reibwertes) zeigt weder eine verbessernde noch eine verschlechternde keine Wirkung.
- Krallenbleche verschlechtern das Quietschverhalten. Die Komponenten werden bei deren Verwendung im Gegensatz zum Belagsmaterial *Sinter B* stärker untereinander gekoppelt.
- Schlitzen verschlechtert das Quietschverhalten ebenfalls.
- Eine kältere und wärmere Umgebung führen zu weniger Quietschereignissen als es bei normaler Umgebungstemperatur der Fall ist.

## **Kapitel 4.**

# **Analysetool für quietschende Bremsysteme**

### **4.1. Einsatzgebiet**

Tritt bei Prüfstands- oder Fahrversuchen Bremsenquietschen auf, sind die Umgebungs- und Zustandsparameter (zB. Regen, Außentemperatur, Bremsdruck, Geschwindigkeit, Temperatur der Bremsscheibe etc.) von Interesse. Das Analysetool erkennt die jeweils quietschende Bremse und erleichtert die Auswertung der Messdaten.

Hörbares Quietschen entsteht, wenn die Bremsscheibe die umgebende Luft stark genug anregen kann und diese die Schwingung in Form von Schallwellen weiterleitet. Körperschall und Luftschall weisen in entsprechenden Frequenzbereichen starke Ähnlichkeiten auf. Demzufolge ist es möglich, über eine Signalkorrelation den Grad der Ähnlichkeiten zu bestimmen und Aussagen darüber zu treffen, ob bzw. welche Teile des Luftschalls von der Bremsscheibe abgegeben wurden.

Das Messsystem besteht aus vier einaxialen Beschleunigungssensoren, welche an den Bremssatteln angebracht sind, und einem Mikrofon im Fahrgastraum. Die Sensoren dürfen nicht in Schwingungsknoten sitzen und sollten in die Richtung der größten Auslenkung des Bremssattels zeigen. Enthalten die Messdaten eines Beschleunigungssensors nur schwache Frequenzinformationen, reicht auch eine geringfügige Umpositionierung. Für eine exakte Messpunktbestimmung muss ein FE-

Modell simuliert werden, in welchem die Eigenschwingung mit den Schwingungsknoten und -bäuchen ermittelt wird.

Das Mikrofon wird im Fahrzeuginneren montiert. Dazu eignen sich Halterungen, welche an der Kopfstütze befestigt werden und eine Clip-Befestigung für das Mikrofon besitzen.

Das Schallfeld im Fahrgastraum wird bei langsamen Fahrten (<50 km/h) vor allem vom Motor dominiert. Bei mittleren Geschwindigkeit von ca. 50-100 km/h dominieren die Rollgeräusche, welche durch die Wechselwirkung von Reifen und Fahrbahn entstehen. Bei 60 km/h beeinflusst das Rollgeräusch das Innenraumgeräusch im Bereich von etwa 35 Hz bis 2 kHz. Ab 100 km/h dominiert das durch den Fahrtwind verursachte Umströmungsgeräusch, welches eine Bandbreite von 25 Hz bis 10 kHz hat und speziell zwischen 100 Hz und 3 kHz sehr ausgeprägt ist [3].

Das Spektrum ist somit sehr breitbandig und kann als Rauschen betrachtet werden, welches von Fahrtgeschwindigkeit, Motordrehzahl, (Fahrt-)Wind, Straßenbelag, Beladung uvm. abhängt. Quietschen tritt sehr schmalbandig bei einer Frequenz und eventuell bei deren Harmonischen auf. In Summe ergibt sich ein Spektrum, welches Spitzen bei der Quietschfrequenz und deren Harmonischen aufweist, die von einem sich ständig ändernden Grundrauschen überlagert sind.

Quietschen ist ab einer Frequenz von 1 kHz definiert und ab einer Lautstärke von 70 dBA [15]. Die Signale des Mikrofons und der Beschleunigungssensoren können mit einem Hochpass gefiltert werden, um unwesentliche tiefere Frequenzen zu beseitigen. Nach oben hin gibt es theoretisch nur die Beschränkung des menschlichen Gehörs. Allerdings weisen die eingesetzten Beschleunigungssensoren eine obere Grenzfrequenz von 8 bis 10 kHz auf. Daher kann das Mikrofonsignal ab dieser Frequenz Tiefpassgefiltert werden. In die Berechnung der Korrelation fließen nur mehr tatsächlich relevante Signalanteile ein, wodurch die Erkennung der quietschenden Bremse verbessert wird.

## 4.2. Analysetool in Matlab

Als Entwicklungsumgebung wurde Matlab gewählt, da es sich sehr gut zur Datenerfassung, Datenanalyse und -auswertung eignet. Der Programmablauf kann durch die Debugging-Funktionen analysiert werden, wodurch der Programmcode leichter optimiert werden kann. Das entwickelte Analysetool funktioniert nicht in Echtzeit und arbeitet mit bereits vollständig vorhandenen Aufzeichnungen von Testbremsungen. Allerdings verarbeitet das Tool die Daten blockweise. Somit kann es leichter auf eine Echtzeitanwendung umgesetzt werden kann.

Es kann in zwei Teile gegliedert werden. Zuerst muss erkannt werden, wann eine Bremse quietscht. Danach wird dieses Quietschen auf Korrelation mit einem der vier Beschleunigungssensoren untersucht.

### 4.2.1. Erkennung von Quietschen

Zu Beginn wird das Signal bandpassgefiltert. Der interessante Frequenzbereich beginnt bei ca. 1 kHz und endet bei ca. 10 kHz. In diesem Bereich ist Bremsenquietschen relevant.

Quietschen tritt in der Regel schmalbandig auf und hebt sich vom restlichen Fahrzeuggeräusch sehr gut ab. Laut dem SAE Standard [15] muss das Bremsengeräusch 70 dBA überschreiten, um als Quietschen definiert zu werden. Dies gilt allerdings im genannten Standard bei einer Mikrofonposition, welche zentral zur Brems Scheibe in einem halben Meter horizontaler Entfernung liegt. Wie bereits in Kap. 2.1 erwähnt, gelangt das Bremsgeräusch über eine Vielzahl von Übertragungswegen in das Fahrzeuginnere. Die dabei auftretende Dämpfung kann nicht exakt bestimmt werden. Daher kann bei der Erkennung des Quietschens nur ein ungefährender Wert als Grenzwert herangezogen werden. Die Höhe desselben kann eventuell subjektiv beurteilt werden, also entweder ab wann das Quietschen hörbar oder ab wann es störend wird.

Aufgrund der Schmalbandigkeit sticht im Spektrum diese Frequenz aus dem Hintergrundrauschen hervor. Abb. 4.1 zeigt ein beispielhaftes Spektrum, welches bereits bandpassgefiltert wurde. Zwischen dem Spitzenwert und dem Effektivwert (RMS,

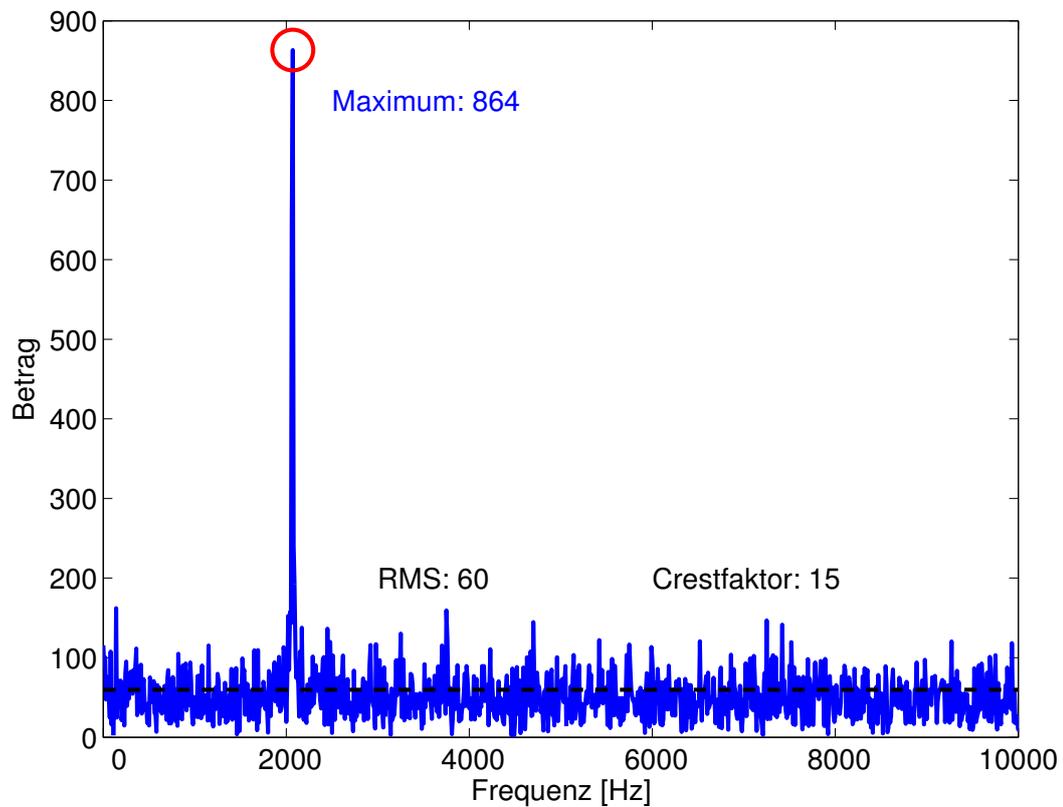


Abbildung 4.1.: Beispiel eines Spektrums von Bremsenquietschen

Root Mean Square) besteht ein deutlicher Unterschied. Daher dient der Crestfaktor als Entscheidungsbasis, ob Quietschen vorliegt oder nicht. Der Effektivwert wird nur für den Bereich zwischen der unteren und oberen Grenzfrequenz des Bandpasses berechnet. Somit fließen nur entscheidungsrelevante Signalanteile in diese Berechnung ein.

Der Crestfaktor steht in keinem konkreten Zusammenhang mit der Lautstärke. Daher wird ein weiterer Schwellenwert für die Lautstärke des Quietschens festgelegt. Zur Beurteilung der Lautstärke des Quietschens wird der Schalldruckpegel der detektierten Frequenz des Spektrums herangezogen. Würde der Schalldruckpegel über das gesamte berechnet werden, würde auch das Rauschen in die Lautstärke miteinbezogen werden, was hier jedoch nicht gewünscht ist.

### 4.2.2. Berechnung der Korrelation

Da für eine Korrelation eine Folge von Werten notwendig ist, werden die Signale in Blöcke von jeweils  $M$  Samples Länge unterteilt. Von diesen beiden Blöcken wird der Korrelationskoeffizient und die Signifikanz gebildet. Die Länge ist als Zeitfenster einstellbar und liegt im Bereich 100 bis 500 ms. Bei einer Abtastrate von  $F_S=100$  kHz ergibt sich die Blocklänge zu  $M=20000$  bis  $50000$  Samples.

Da die Signale eine Laufzeit zueinander besitzen, welche abhängig vom Abstand zwischen dem Beschleunigungssensor und dem Mikrofon ist, muss dieser Phasenunterschied ausgeglichen werden. Das Fenster des Mikrofonsignals läuft insgesamt um  $M$  Samples weiter, wobei nach jedem Schritt erneut der Korrelationskoeffizient und die Signifikanz mit dem Block des Beschleunigungssignales berechnet wird. Alle errechneten Korrelationskoeffizienten und Signifikanzen werden in einem Vektor abgespeichert. Ist dieses "Vorbeischieben" abgeschlossen, wird der nächste Block beider Signale verwendet und selbiger Prozedur unterzogen.

Die berechneten Korrelationskoeffizienten und Signifikanzen werden in den Vektoren  $p$  und  $r$  gespeichert. Die Länge  $L$  dieser Ergebnisvektoren ist abhängig von der Signallänge  $N$ , der Blockgröße  $M$  und der maximalen Verschiebung  $\tau_{max}$  und berechnet sich durch

$$L = \frac{N}{M} \cdot \tau_{max}$$

Abb. 4.2 zeigt am Beispiel zweier identer Sinussignale, dass aufgrund der ständigen Verschiebung der Signale zueinander der Korrelationskoeffizient zwischen -1 und 1 pendelt. Die Signifikanz weist beim Nulldurchgang des Korrelationskoeffizienten stets einen Ausschlag auf, weil die Signale an dieser Verschiebungsposition nicht korrelieren. Die Signale sind um  $90^\circ$  zueinander Phasenverschoben. Daher tritt das Maximum des Korrelationskoeffizienten erst ab dem ca. fünften Sample ein.

Um zu einem stabilen Ergebnis zu gelangen, wird der Mittelwert der Signifikanz verwendet.

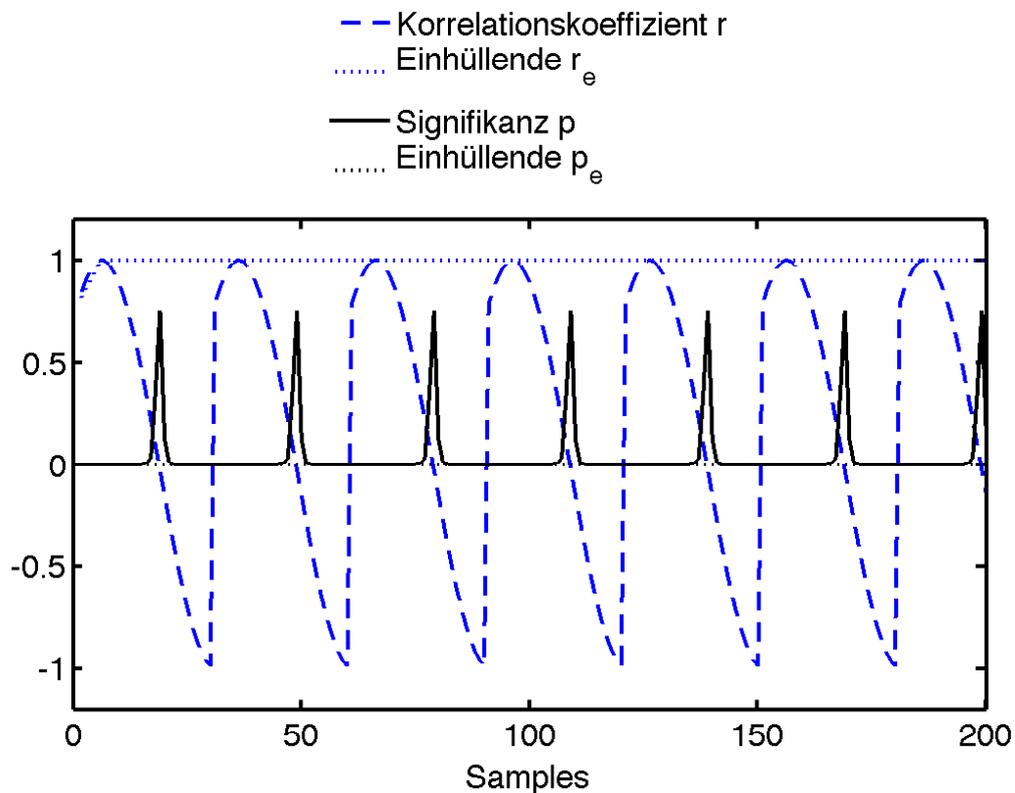


Abbildung 4.2.: Signifikanz und Korrelationskoeffizient sowie deren Einhüllende zweier identer Sinussignale  $f=2\text{ kHz}$ ,  $F_s=100\text{ kHz}$ , Fensterlänge 100 Samples, Maximale Verschiebung 30 Samples

### 4.2.3. Optimierung der Parameter

Damit das System die Anforderungen in einer realen Versuchsumgebung erfüllt, muss es zuverlässig funktionieren und kurze Berechnungszeiten aufweisen. Für jeden Parameter, der mit der Berechnungsdauer zusammenhängt, muss ein Kompromiss zwischen Genauigkeit des Ergebnisses und der Dauer für die Messung und Auswertung getroffen werden.

**Abtastrate  $F_S$**  Wie in Kap. 2.3.1 erwähnt, muss die Abtastrate  $F_S > 2 \cdot B$ , der Bandbreite des Signals, sein. Bei kleiner Abtastrate fallen weniger Daten an, die verarbeitet werden müssen. Allerdings müssen wegen der notwendigen steilen Filterflanken Filter höherer Ordnung verwendet werden. Dies verlang-

samt die Rechengeschwindigkeit und führt außerdem zu größeren Phasenverschiebungen. Wird eine höhere Abtastrate gewählt, entstehen mehr Daten, die Tiefpassfilterung wird jedoch einfacher.

**Blocklänge  $M$**  Die Blocklänge gibt die Größe der Blöcke an, mit denen die Korrelation durchgeführt wird. Die entsprechende Fensterlänge in Sekunden ergibt sich durch Multiplikation mit der Samplerate. Bei größeren Blöcken reduziert sich die Anzahl der zu verarbeitenden Blöcke. In der Folge fallen weniger Berechnungsschritte an. Allerdings sinkt im Gegenzug die Reaktionszeit der Korrelation, da Änderungen der Signalförm innerhalb eines Fensters nicht getrennt erkannt werden sondern in einen einzigen Wert, den Korrelationskoeffizienten, fließen. Durch einen größeren Block wird auch der Einfluss unkorrelierter Rauschens verringert. Aus den vorhandenen Beispieldaten wird ein Optimum zwischen Genauigkeit und Geschwindigkeit empirisch ermittelt.

**Filtertypen** In der finalen Version des Analysetools wurden die Filterkoeffizienten eines *Butterworth*-Filters verwendet. Bei höherer Ordnung neigen sie stark zum Überschwingen, weisen jedoch eine steile Flanke und einen ebenen Durchlassbereich auf. *Tschebyscheff*-Filter bieten den Vorteil einer größeren Flankensteilheit, jedoch besitzen sie im Durchlassbereich eine Welligkeit. Mit größerer Steilheit wird - bei gleichbleibender Ordnung - auch die Welligkeit größer. *Bessel*-Filter haben den Vorteil einer konstanten Gruppenlaufzeit im Durchlassbereich. Der Phasenverlauf der Signale bleibt somit weitgehend erhalten. Allerdings ist die Flankensteilheit geringer als bei den vorher genannten [26].

**Maximale Verschiebung  $\tau_{max}$**  Die maximale Verschiebung soll die Laufzeit zwischen Beschleunigungssensor und Mikrofon ausgleichen. In Kap. 4.3 sind verschiedene Methoden erklärt, die Laufzeit zu ermitteln. Bei genauer Kenntnis der Laufzeit werden die zu korrelierenden Blöcke stets um den gleichen Betrag verschoben. Je Block wäre dann nur eine Korrelation notwendig, was natürlich das Optimum bezüglich der Berechnungsdauer darstellt. In der Praxis

jedoch ist die Laufzeit keine Konstante sondern unterliegt ständigen Schwankungen:

- Die Schallgeschwindigkeit ist abhängig von Lufttemperatur, -druck und feuchtigkeit sowie vom Fahrtwind.
- Je nach Art und Stabilität der Montage ändert sich die Mikrofonposition während einer Testfahrt mehr oder weniger (im Bereich von einigen Millimetern bis Centimetern), sie kann jedoch nicht exakt fixiert werden.
- Der Bremssattel selbst bewegt sich fortwährend relativ zur Karosserie aufgrund von Lenkeinschlag und Bewegung der Stoßdämpfer.

Bereits bei einer Positionsänderung von 3,4 mm bedeutet bei einer Abtastrate  $F_S = 100$  kHz bereits ein Sample Verschiebung. Ein 30 s andauerndes Signal wird bei der maximalen Verschiebung von 50 Samples bei 100 kHz innerhalb von ca. 5 s auf Quietschen überprüft und mit einem zweiten Signal korreliert. Der Algorithmus arbeitet somit schnell genug, um prinzipiell echtzeitfähig zu sein. 50 Samples entsprechen bei einer angenommenen Schallgeschwindigkeit von  $c=340$  m/s einer Wegstrecke von  $s=17$  cm, welche der Schall in dieser Zeit zurücklegt. Das heißt also, dass bei relativ genauer Kenntnis des Weges vom Beschleunigungssensor zum Mikrofon ein Bereich von 50 Samples ausreicht, um etwaige Toleranzen auszugleichen (Mikrofonposition, Lenkeinschlag, Federweg etc.).

#### 4.2.4. Performance Test

Abb. 4.3 zeigt die Berechnungsdauer eines Blockes bei unterschiedlichen Blocklängen und maximalen Verschiebungen. Die CPU des Testcomputers ist ein Intel Core Duo 2.9 GHz. Aufgrund von Schwankungen wurden je zehn Berechnungsdurchläufe pro eingestellter Blocklänge gemittelt. Weiters wurde auch die Anzahl der zu korrelierenden Kanäle von 1 bis 4 erhöht. Der Verlauf wird durch die Komplexität der Funktionen *corrcoef* und *fft* aus Matlab bestimmt. Die Berechnungsdauer konvergiert gegen einen konstanten Wert. Dadurch gibt es abhängig von der Anzahl

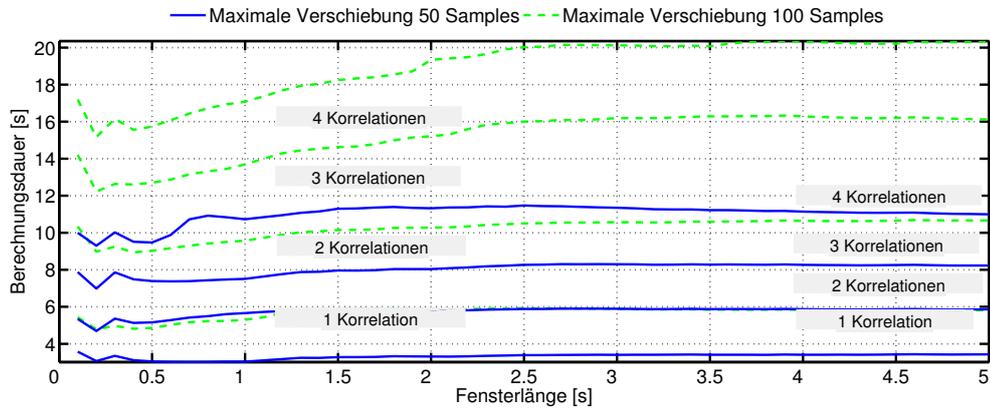


Abbildung 4.3.: Berechnungszeiten für einen Block bei verschiedenen Parameter-einstellungen

der zu korrelierenden Kanäle ein Optimum bezüglich der Rechenzeit. Dauert die Berechnung eines Blockes kürzer als der Block selbst, ist das System prinzipiell uneingeschränkt echtzeitfähig. Der Algorithmus kann die aufgenommenen Daten sofort verwerten. Die Daten des Performance Tests wurden mit einer Samplerrate von  $F_S=100$  kHz aufgezeichnet. Wie bereits erwähnt würde eine Reduktion auf  $F_S=50$  kHz die Daten halbieren und somit die Rechengeschwindigkeit verdoppeln.

### 4.3. Kalibrierung der Laufzeit

#### 4.3.1. Abschätzen der Entfernung

Die schnellste, jedoch auch ungenaueste Methode, ist die Abschätzung der Entfernung  $s$  zwischen Bremsscheibe und Mikrofon. Über die Beziehung

$$t = \frac{s}{c} \tag{4.1}$$

lässt sich die Laufzeit  $t$  ermitteln. Die Schallgeschwindigkeit kann bei  $20^\circ$  Celsius mit  $c = 340$  m/s angenommen werden. Bei Verwendung dieser Methode muss eine große maximale Verschiebung  $\tau_{max}$  eingestellt werden, was zu einer Verlangsamung der Korrelationsberechnung führt.

### 4.3.2. Impulshammer

Zur exakten Laufzeitbestimmung zwischen der Bremsscheibe (größte Geräuschquelle des Bremsenquietschens) und dem Mikrofon kann der Bremssattel so mit einem Impulshammer angeschlagen werden, dass das Aufschlaggeräusch auch vom Mikrofon im Fahrzeuginneren detektiert wird. Durch den kurzzeitigen Impuls kann die Laufzeit entweder über eine Korrelation berechnet werden oder einfach beim Vergleich der Zeitsignale des Beschleunigungssensors und des Mikrofons abgelesen werden. Wie bereits erwähnt muss wegen der ständigen Relativbewegung zwischen Bremssattel und Mikrofon ohnehin eine Toleranz berücksichtigt werden [23].

### 4.3.3. Elektromagnetischer Schwingungsanreger

Eine aufwändigere Methode ist, die Bremsscheibe über einen Shaker anzuregen. Als Anregungssignal können Sinus-Bursts von kurzer Dauer verwendet werden, um im Zeitbereich das Anregungssignal mit dem Mikrofonsignal gut vergleichen zu können [23].

## 4.4. Robustheit der Algorithmen

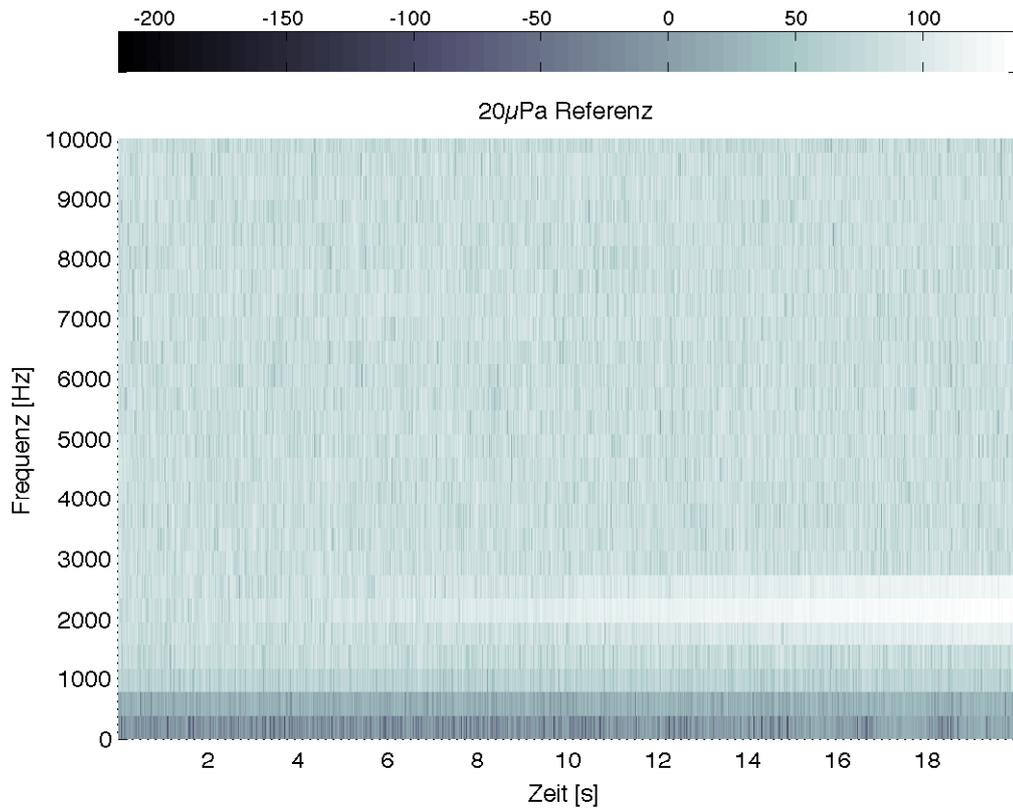
Mit Hilfe der vorhandenen Daten von quietschenden Testbremsungen am Prüfstand wurde die Störanfälligkeit der Quietscherkennung und der Korrelation überprüft. Durch Addition von weißem, normalverteilten Rauschen  $\mathcal{N}(0, 1)$  ( $\mu = 0$  bar,  $\sigma^2 = 1$  bar) mit Amplituden von 40 % bis 190 % der Maximalamplituden des Mikrofonsignals wird über das gesamte Spektrum das Hintergrundrauschen angehoben. Die Signale der Beschleunigungssensoren blieben unverändert.

### 4.4.1. Quietscherkennung

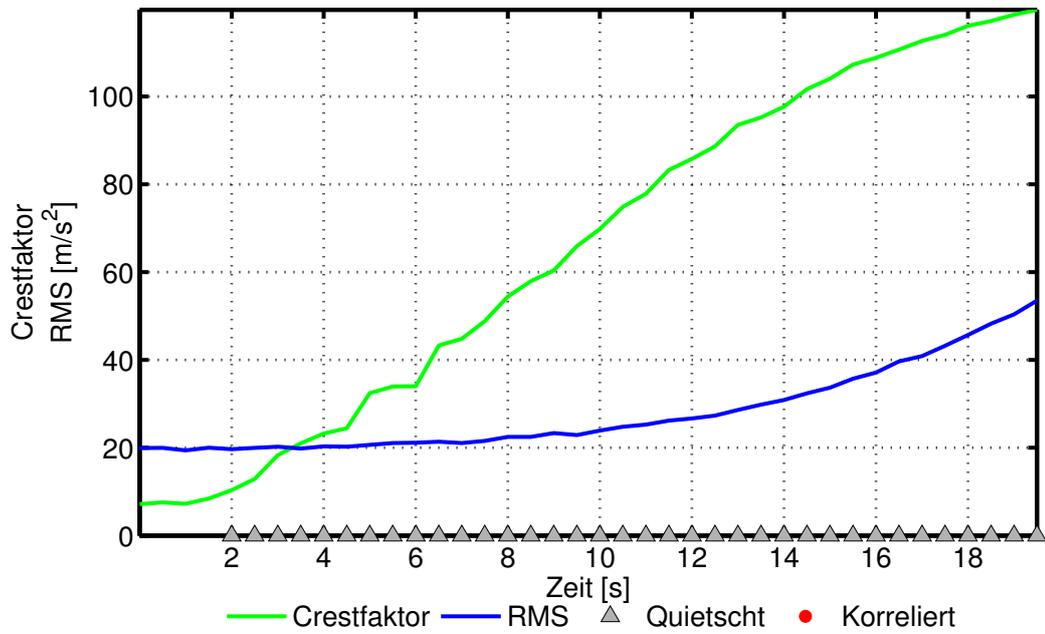
Durch die erwähnte Addition von Rauschen steigt der Effektivwert, wodurch der Crestfaktor kleiner wird. Unterschreitet er durch zu großes Rauschen einen festgelegten Schwellwert, wird Quietschen nicht mehr detektiert.

Um einen Anhaltspunkt zu erhalten, in welchem Bereich der Crestfaktor bei hörbarem Quietschen liegt, wurde ein Testsignal konstruiert. Es besteht aus konstantem weißen Rauschen mit einer Referenzamplitude von 1, welches zwischen 1 und 10 kHz durch einen Bandpass gefiltert wurde. Dazu wurde ein Sinuston mit einer Frequenz von 2 kHz addiert, dessen Amplitude von 0 weg bis zur doppelten Referenzamplitude erhöht wird (siehe Abb. 4.4(a)).

Der Sinuston kann sehr schwach bereits ab ca. 2-3 s wahrgenommen werden. Abbildung 4.4(b) zeigt, dass dort der Crestfaktor ca. 10 beträgt. Dies gilt somit als Referenz dafür, ab welchem Crestfaktor ein Sinuston gerade aus dem Rauschteppich hervortritt.



(a) Testsignal mit Rauschen und steigendem Pegel bei 2kHz



(b) Verlauf des Crestfaktors und RMS des Testsignales

Abbildung 4.4.: Ermittlung einer Referenz für den Crestfaktor

Die Erkennung einer quietschenden Bremsung anhand des Mikrofonsignals funktioniert sehr zuverlässig. Im Probelauf wurde die Erkennung mit einem sehr niedrigen Grenzwert durchgeführt. Das heißt, dass bereits eine Amplitude, welche 2,6 % der maximalen Rauschamplitude entspricht, bei einer diskreten Frequenz im interessanten Spektrum ausreicht, um Quietschen zu detektieren. Selbst nur schwer hörbares Quietschen wird erkannt. Dies ist eine wichtige Erkenntnis über die Zuverlässigkeit. Im Fahrzeuginnenraum werden eine Vielzahl von Geräuschquellen überlagert und prinzipiell soll das Messsystem bei jeglichem Auftreten von Quietschen reagieren. Der Grenzwert kann dann auch sehr empfindlich eingestellt werden.

Im Versuch mit additivem weißen Rauschen hat sich gezeigt, dass diese Detektion sehr gut funktioniert. Die manipulierten Signale wurden zur Überprüfung auch als Audio-Datei abgespielt. Das verwendete Signal *Mic A* in Abb. 4.6<sup>1</sup> ist die Aufnahme eines sehr ausgeprägten Bremsenquietschens, welches ab ca. 2 s einsetzt und bis zum Schluss der Aufnahme andauert. Das Spektrogramm in Abb. 4.5 zeigt den Frequenzverlauf über der Zeit. Dunkel eingefärbte Bereiche weisen eine höhere Leistungsdichte auf. Die dominante Frequenz um 2 kHz ist deutlich erkennbar. Auch deren Harmonische bei 4 kHz und 6 kHz treten zu Beginn des Quietschens deutlich hervor.

Die dreieckigen Symbole markieren erkanntes Quietschen. Hier ist zu sehen, dass zugefügtes Rauschen  $\mathcal{N}(0, 1)$  mit 40 % der Signalamplitude (Abb. 4.7) das Ergebnis dahingehend verbessert, dass Quietschen nicht fälschlicherweise erkannt wird. Abb. 4.9 zeigt, dass bei sehr starkem Rauschen mit 190 % Rauschamplitude trotzdem noch eine Erkennung stattfindet, jedoch nur mehr in etwa ein Viertel des Quietschens detektiert. In diesem Fall war Quietschen subjektiv auch nur mehr sehr schwer zu erkennen.

Die Auswirkung des Rauschens zeigt sich auch am Verlauf des RMS. Beim Vergleich der Abb. 4.6 bis 4.9 ist das Anwachsen des RMS gut erkennbar, wodurch nach Glg. 2.8 der Crestfaktor reduziert wird.

---

<sup>1</sup>Zur einfacheren Darstellung in den Plots wurden alle Mikrofonsignale auf  $\pm 1$  normiert.

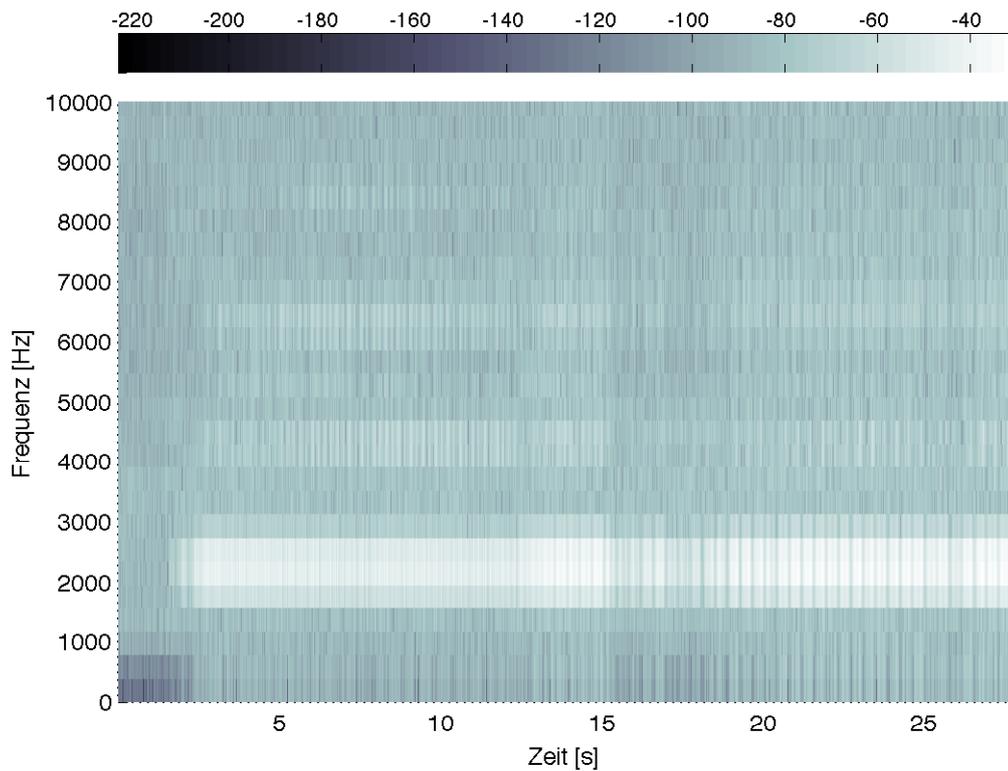


Abbildung 4.5.: Frequenz über der Zeit, Testsignal Mic A ohne Rauschen, Leistungsdichte ist farblich codiert

#### 4.4.2. Qualität der Korrelation

Abb. 4.6 zeigt, dass die Kreuzkorrelation bis auf zwei Blöcke bei ca. 16 s und 24 s korrekt funktioniert. Bei Verrauschen mit 40 % Amplitude wird die Korrelation verbessert. Nur der Block bei 24 s bleibt unerkannt. Quietschen wird zwar schon von Beginn an detektiert, allerdings ist dies eine Fehlentscheidung des Algorithmus. Die Korrelation mit dem Signal des Beschleunigungssensors setzt erst ein, sobald tatsächlich Quietschen einsetzt (ab ca. 2 s). Abb. 4.8 zeigt das Ergebnis bei 130 % hinzugefügtem Rauschen. Die Fehlerrate liegt bei ca. 50 %. Die Korrelation wird bei erkanntem Quietschen dennoch relativ gut erkannt. Bei Rauschen mit 190 % Amplitude (Abb. 4.9).

Abb. 4.10 zeigt die ermittelten Quietschfrequenzen. Bei diesem Signal ist Quiet-

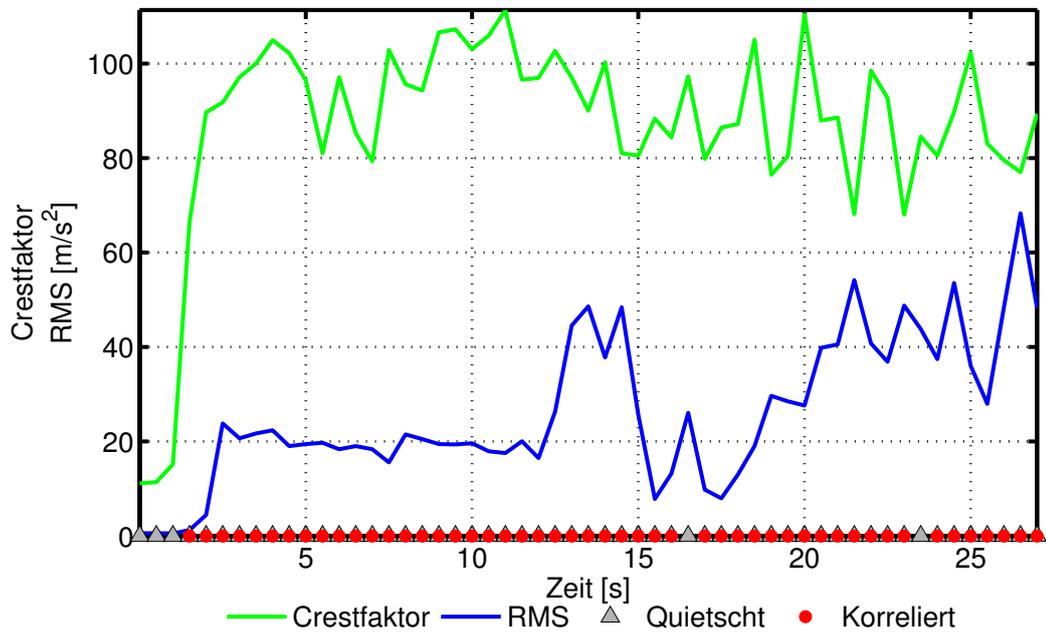


Abbildung 4.6.: Testsignal Mic A ohne Rauschen

schen nur sehr schwach vorhanden. Eine Korrelation zum Beschleunigungssignal wird nicht erkannt. Anhand der Frequenzen ist zu interpretieren, dass das Quietschen der Grundschiwingung bei 2 kHz und deren Vielfachen bei 3 und 4 kHz entweder ungefähr gleich stark ausgeprägt ist und somit die Maxima schnell wechseln oder dass die Hauptfrequenzen tatsächlich schnell wechseln.

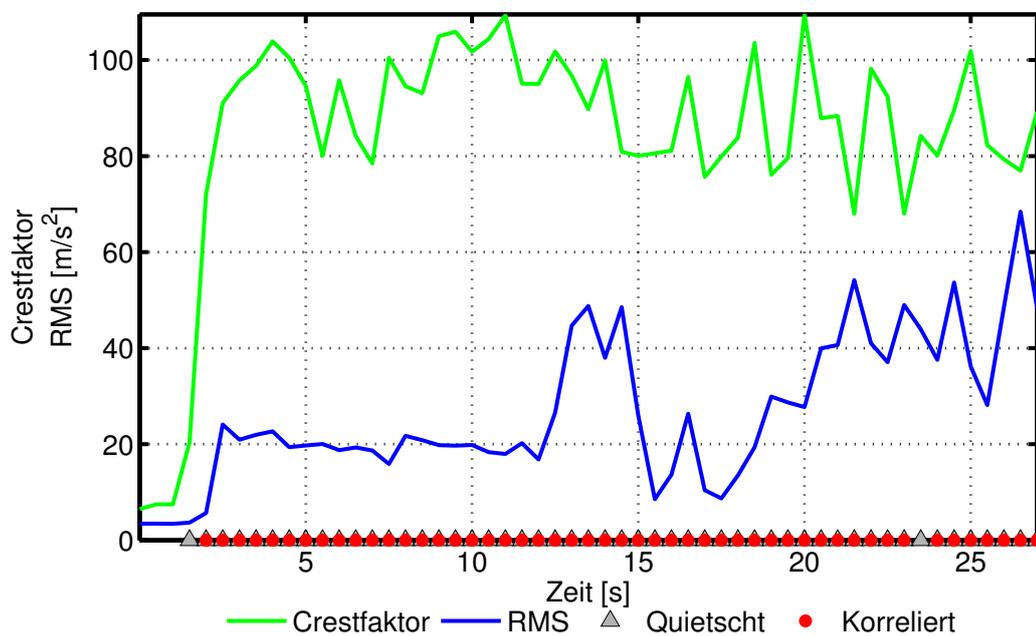


Abbildung 4.7.: Testsignal Mic A 40 % Rauschen

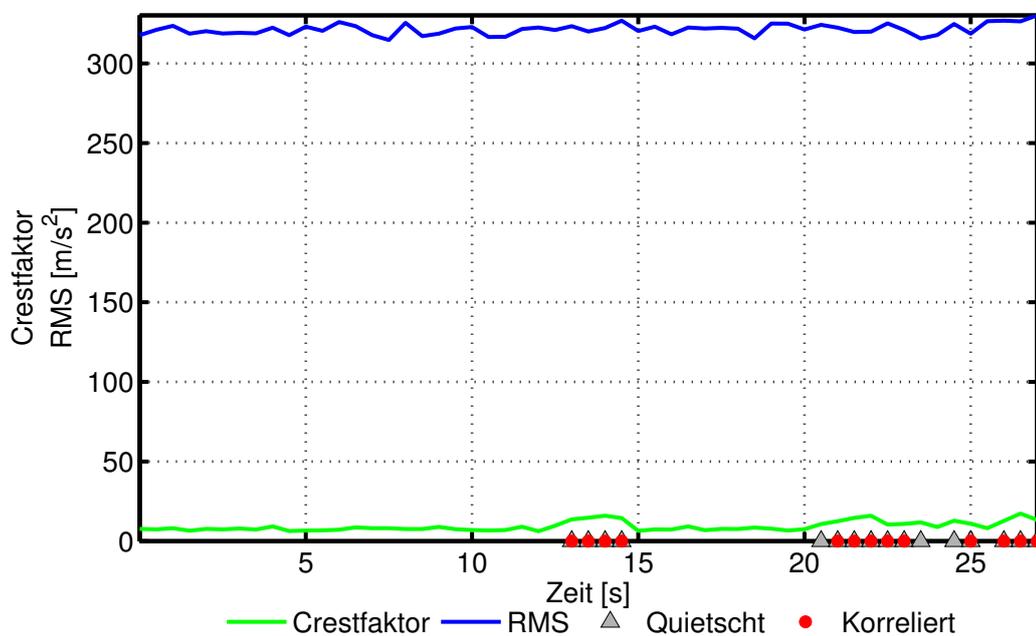


Abbildung 4.8.: Testsignal Mic A mit 130 % Rauschen

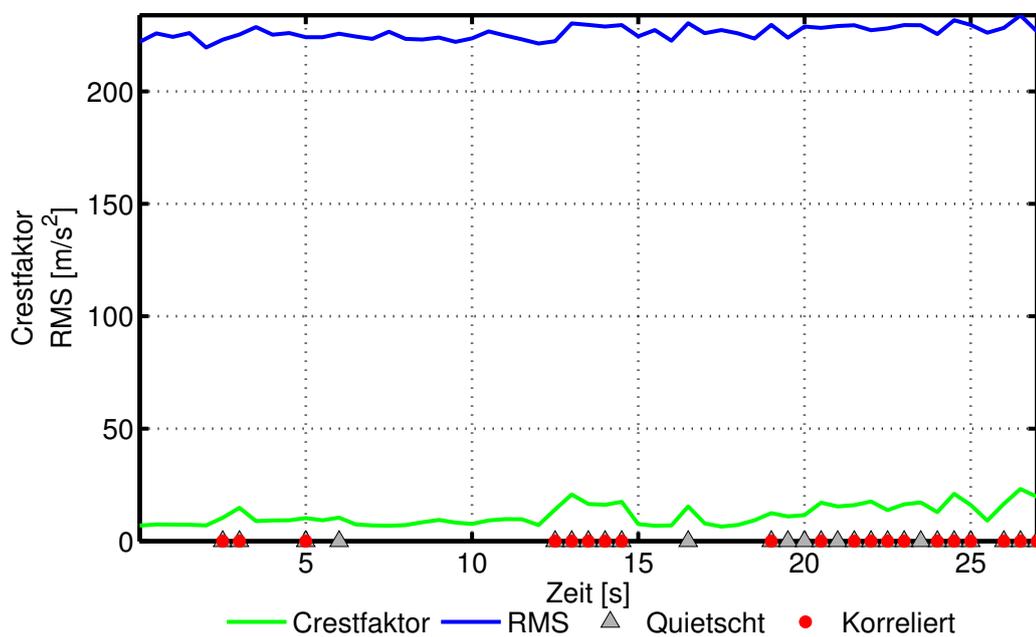


Abbildung 4.9.: Testsignal Mic A mit 190 % Rauschen

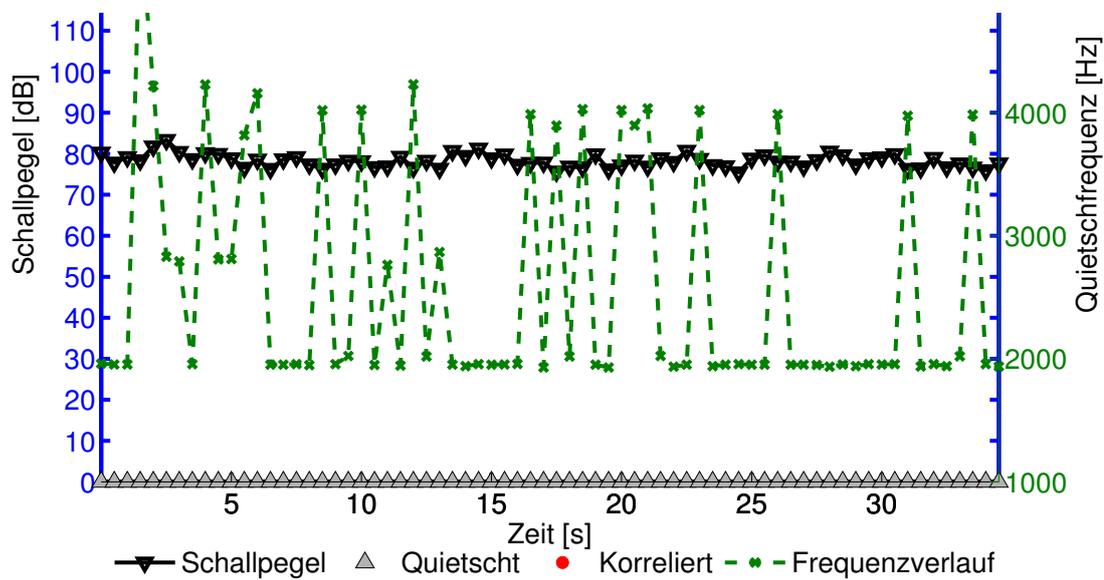


Abbildung 4.10.: Quietschfrequenzen und -pegel von Testsignal Mic B

## **4.5. Entwicklungsvorschläge**

### **4.5.1. Portierung auf DEWESoft**

Der für dieses Messsystem vorgesehene Einsatzort ist das fahrende Auto. In Matlab sind prinzipiell Aufnahmen über Analog-Digital-Wandler möglich, allerdings ist das Programm nicht dafür konzipiert. Daher ist es sinnvoll, die Funktionsweise der Quietscherkennung und Korrelation auf DEWESoft zu portieren. Dann kann auch abgeschätzt werden, ob dieses Programm zeitnah zu den Bremsungen Ergebnisse liefern kann oder ob für die Echtzeitfähigkeit noch Verbesserungen vorgenommen werden müssen.

### **4.5.2. Verwendung mehrerer Mikrofone**

Bei der Verwendung nur eines Mikrofones kann es passieren, dass der Messort ungeeignet gewählt wird und das Geräusch der quietschenden Bremse an diesem Punkt abgeschattet wird oder durch Interferenzen beeinträchtigt wird. Bei der Verwendung von zumindest zwei Mikrofonen kann dem entgegengewirkt werden. Der Nachteil ist natürlich der gesteigerte Rechenaufwand. Pro zusätzlichem Mikrofon müssen eine Bandpassfilterung, eine Quietscherkennung und vier Korrelationen zusätzlich durchgeführt werden. Dies bedeutet ungefähr die doppelte Rechenzeit pro zusätzlichem Mikrofon. Durch eine Anpassung der in Kap. 4.2.3 besprochenen Parameter kann die Rechenzeit unter Umständen reduziert werden.

### **4.5.3. Verwendung adaptiver Filter**

Um bei der Korrelation genauere Ergebnisse zu erzielen, kann ein adaptiver Bandpass verwendet werden. Die Frequenz, die am Mikrofonsignal als Quietschen detektiert wird, gibt die Mittenfrequenz eines Bandpasses vor, mit welchem das Signal des Beschleunigungssensors gefiltert wird. Dadurch wird sichergestellt, dass nur jene Anteile bei der Berechnung der Korrelation berücksichtigt werden, welche tatsächlich einen Beitrag zum Quietschen leisten können. Gerade bei leisem Quietschen verhindern "quietschfremde" Signalanteile eine zuverlässige Korrelation.

## 4.6. Ergebnisse

Das entwickelte Analysetool kann zur Auswertung von bereits vorhandenen Messdaten eingesetzt werden. Prinzipiell können beliebige Signale zur Analyse verwendet werden, das Programm ist jedoch für ein Mikrofonsignal und vier Beschleunigungssignale vorgesehen. Bei Verwendung anderer Signale müssen Einheiten und Grenzwerte neu justiert werden.

Bei den Versuchen mit Testdaten einer Prüfstandsmessung hat sich gezeigt, dass das Erkennen von Quietschen über den Crestfaktor sehr zuverlässig funktioniert. Es wird auch subjektiv kaum wahrnehmbares Quietschen noch erkannt. Die Robustheit wurde überprüft, indem weißes Rauschen hinzugefügt wurde. Die Erkennung von Quietschen funktioniert auch hier bis zur Grenze der subjektiven Wahrnehmung.

Die Korrelation funktioniert ebenfalls sehr zuverlässig. Die Fehlerrate beträgt bei hinzugefügtem Rauschen mit 190 % der Signalamplitude ca. 20 %. Die Empfindlichkeit und Rechengeschwindigkeit des Programms kann durch Einstellen der Parameter Abtastrate, Blocklänge und maximale Verschiebung angepasst werden.

Beim Versuch zur Störanfälligkeit der Algorithmen wurde der Grenzwert für Quietschen sehr sensibel auf einen Crestfaktor von 10 eingestellt. Der Schwellwert für den Schallpegel wurde ignoriert. In der Praxis kann der Crestfaktor als subjektives Kriterium verwendet werden (ab wann ist Quietschen hörbar, störend, laut) und der Schwellwert für den Schallpegel als objektives Kriterium. Rechenzeit kann ohne Verlust von Zuverlässigkeit und Genauigkeit eingespart werden, wenn die Laufzeit zwischen dem Mikrofonsignal und den Beschleunigungssignalen möglichst genau ermittelt wird. Durch Erhöhen der Blockgröße wird die Reaktionsgeschwindigkeit der Detektion gesenkt, dafür sinkt die benötigte Rechenzeit. Ebenfalls kann in Erwägung gezogen werden, die Abtastrate möglichst klein zu halten. Typischerweise beträgt die Abtastrate 100 kHz, für akustische Anwendungen reichen auch 44,1 kHz. Dies würde über eine Verdopplung der Rechengeschwindigkeit zur Folge haben, da die zu verarbeitende Datenmenge nur mehr 44 % beträgt.

# Kapitel 5.

## Zusammenfassung

Aufgrund steigender Komfortansprüche des Kunden einerseits und leiseren Autos andererseits ist die Fahrzeugakustik ein wesentlicher Bestandteil in der Entwicklungsphase eines Fahrzeuges. Bremsenquietschen entsteht durch komplexes Zusammenwirken vieler verschiedener Faktoren. Äußere Zustände wie etwa Temperatur, Bremsdruck und Geschwindigkeit sowie Materialeigenschaften und Verbindungen zu weiteren Bauteilen beeinflussen die Schwingform und -empfindlichkeit von Bremsen. Das übergeordnete Ziel ist daher, akustisch robuster Bremssysteme zu entwickeln. Dabei steht die Bremse aber immer im Spannungsfeld zwischen Performanz, Gewicht und NVH.

Zur ersten Ermittlung von problematischen Betriebszuständen ist der Matrixtest nach SAE J2521 Standard geeignet. Während des Tests werden bis zu 2321 Bremsungen vorgenommen, welche sich in den Parametern Bremsdruck, Temperatur der Bremsscheibe und Geschwindigkeit unterscheiden. Anzumerken ist, dass der Psychoakustik leider kaum Beachtung geschenkt wird, da der Grenzwert der Lautstärke von 70 dBA keine tatsächlichen Aussagen über störende Eigenschaften von Bremsenquietschen trifft.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurde der Einfluss der äußeren Zustände und die Wirksamkeit von Sekundärmaßnahmen untersucht. Weiters wurde ein Analysetool entwickelt, welches zur Datenauswertung von Bremsentests am Prüfstand und auch von Testfahrten verwendet werden kann. Es soll die Erforschung der schwingungserregenden Mechanismen von Bremssystemen unterstützen.

## 5.1. Auswertung der Sensitivitätsanalyse

Bei einem umfassenden Bremsentest wurde versucht, die Auswirkung verschiedener Systemparameter auf Bremsenquietschen zu beobachten. Die Parameter Geschwindigkeit, Bremsdruck und Wasser wurden bei jeder Bremsung verändert. Weiters wurde nach jedem Satz dieser Kombinationen die Bremse modifiziert. Die Bremsbeläge wurden angefast, Bremsbeläge eingeschlitzt, Dämpfungsbleche wurden entfernt, Krallenbleche wurden angeklebt und Federn wurden angebracht. Außerdem wurden die Messungen mit zwei verschiedenen Bremsbelagmaterialien durchgeführt.

Die Daten von 24 Messkanälen und 168 durchgeführten Testbremsungen mussten so aufbereitet werden, dass die Parameteränderungen schnell und zuverlässig analysiert werden konnten. Die Messwerte wurden daher im ersten Schritt auf deren Maximal- bzw. Mittelwerte reduziert. In weiterer Folge wurde ein farbcodierter 2D-Plot erstellt, bei welchem der Einfluss einer Parameteränderung gut beobachtbar ist. Um den Zusammenhang mehrerer Messungen zu erkennen, wurden die Messkanäle von unterschiedlichen Parameterkonfigurationen korreliert und ebenfalls in einem 2D-Plot farblich dargestellt.

Es konnte gezeigt werden, dass sich die Anwendung von Sekundärmaßnahmen bei unterschiedlichen Materialien auch unterschiedlich auswirkt. Krallenbleche koppeln bei Belägen mit Material *Sinter B* die Komponenten der Bremse (Scheibe, Beläge, Sattel), was sich in einer Reduktion der Quietschlautstärke durch Entkoppelung der Schwingformen auswirkt. Im Gegensatz dazu führt diese Maßnahme bei Belägen des Materials *Organic B* zu einer stärkeren Kopplung der Komponenten.

Auch auf die Kombination von Sekundärmaßnahmen muss geachtet werden. Bei gleichzeitiger Verwendung von Krallenbelägen und dem Anfasen der Bremsbeläge war eine Verschlechterung des Quietschverhaltens zu beobachten.

Bei Belägen *Sinter B* tritt bei veränderten Umgebungstemperaturen (heißer oder kälter) häufiger und teilweise auch länger. Bei *Organic B* ist der umgekehrte Fall zu beobachten, Quietschereignisse treten bei kälterer und wärmerer Umgebung weniger häufig auf.

## 5.2. Analysetool

Das Analysetool, welches in Matlab läuft, dient zur nachträglichen Auswertung von Daten eines Bremsenversuches. Es überprüft die Korrelation zwischen einem Mikrofonsignal und einem oder mehreren Beschleunigungssensoren. Werden beispielsweise auf jedem der vier Bremssattel eines Fahrzeuges Beschleunigungssensoren angebracht, kann damit die quietschende Bremse ermittelt werden.

Das Programm wurde mit künstlich verrauschten Prüfstanddaten getestet. Die Funktion des Algorithmus hat sich als sehr robust erwiesen. Durch die blockweise Datenverarbeitung kann der Algorithmus prinzipiell in ein echtzeitfähiges System übernommen werden. Somit können Daten eines Fahrversuches unverzüglich ausgewertet werden.

Der Aufbau gliedert sich grundsätzlich in zwei Funktionen. Zum einen muss Quietschen am Mikrofonsignal erkannt werden. Dazu wird der Crestfaktor des Spektrums in der interessanten Bandbreite von ca. 1 bis 10 kHz als Entscheidungsgröße verwendet. Quietschen äußert sich als sehr schmalbandige Spitze bei einer diskreten Frequenz und eventuell auch noch bei deren Harmonischen. Es hebt sich gut vom restlichen Fahrzeuginnengeräusch ab.

Bei der nachträglichen Korrelation wird das Mikrofonsignal mit jedem der vier Beschleunigungssignale verglichen. Zu beachten ist die Laufzeit zwischen den Beschleunigungssensoren und dem Mikrofon. Diese muss zuvor annähernd ermittelt werden. Je genauer sie bekannt ist, desto kürzer ist die Rechenzeit. Auch mit den Parametern der Blockgröße und Samplerate kann die Genauigkeit und Geschwindigkeit der Berechnung beeinflusst werden.

Als zukünftige Entwicklung ist bei diesem Messtool sicherlich die Portierung auf ein echtzeitfähiges System zu sehen. Somit steht ein Tool zur Verfügung, mit dem Grundlagenuntersuchungen am Prüfstand und am Fahrzeug gemacht werden können.

# Literaturverzeichnis

- [1] A. Akay, "Acoustics of friction," Mechanical Engineering Department, Carnegie Mellon University, Pittsburgh, Tech. Rep., 2002.
- [2] B. Breuer und K. H. Bill, Eds., *Bremsenhandbuch: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik*. Vieweg+Teubner Verlag, 2006.
- [3] P. Zeller, *Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch*. Springer, 2009.
- [4] R. Allgaier, "Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Bremsenquietschen," *VDI-Fortschritts-Berichte*, Vol. 12, Nr. 481, p. 182, 2001.
- [5] M. Schumann, "Analysemethode zur Beurteilung des ungleichförmigen Brems Scheibenverschleißes an Pkw-Scheibenbremsen," Diss., Technische Universität Darmstadt, 2006.
- [6] T. Hodges und F. Dlugosch, "Entwicklung einer Methode zur Untersuchung von Bremsen-Kaltrubbeln," *ATZ 103*, vol. 103, pp. 70–72, 2001.
- [7] C. Cantoni, R. Cesarini, G. G. Mastinu, G. Rocca, und R. Sicigliano, "Brake comfort - a review," Department of Mechanical Engineering, Politecnico di Milano, Milano, Italien, Tech. Rep. 8, Aug. 2009.
- [8] H. Jacobsson, "Frequency sweep approach to brake judder, part A: the brake judder phenomenon. Classification and problem approach," Chalmers University of Technology, Göteborg, Tech. Rep. 1998-06-12, 1998.
- [9] H. Jacobsson, "Aspects of disc brake judder," *Proc. IMechE Part D217*, pp. 419–430, 2003.

## Literaturverzeichnis

- [10] H. Jacobsson, "Disc brake judder considering instantaneous disc thickness and spatial friction variation," *Proc. IMechE Part D* 217, pp. 325–342, 2003.
- [11] T. Kao, J. Richmond, und A. Douarre, "Brake disc hot spotting and thermal judder: an experimental and finite element study," *Int. J. Vehicle Des.* 23 (3/4), pp. 276–296, 2000.
- [12] R. Allgaier, L. Gaul, W. Keiper, and K. Willner, "Mode lock-in and friction modelling," *Transactions on Engineering Sciences*, Vol. 24, pp. 35–47, 1999.
- [13] M. Mitschke und X. Shi, "Entstehungsmechanismen des Bremsenquietschens," *ATZ* 99, pp. 666–673, 1997.
- [14] D. Wallner, "Experimental and Numerical Investigations on Brake Squeal," Diss., TU Graz, 2012.
- [15] SAE, "SAE J2521," *Surface Vehicle Recommended Practice*, 2006.
- [16] K. Genuit, *Sound-Engineering im Automobilbereich: Methoden zur Messung und Auswertung von Geräuschen und Schwingungen*. Gabler Wissenschaftsverlage, 2010.
- [17] M. Möser, *Technische Akustik*. Springer-Verlag, 2005.
- [18] E. Zwicker und H. Fastl, *Psychoacoustics: facts and models*. Springer, 1999.
- [19] M. Dickreiter, *Handbuch der Tonstudio Technik*. K. G. Saur Verlag KG, München, 1997, Nr. 1.
- [20] H. Nyquist, "Certain Topics in Telegraph Transmission Theory," *Transactions of the American Institute of Electrical Engineers*, vol. 47, no. 2, pp. 617–644, Apr. 1928.
- [21] A. V. Oppenheim, R. W. Schafer, und J. R. Buck, *Discrete-time signal processing*. Prentice Hall, 1999.
- [22] M. Möser, *Messtechnik der Akustik*. Gabler Wissenschaftsverlage, 2009, Vol. 2009.

### *Literaturverzeichnis*

- [23] O. Døssing und B. K. Firm., *Structural testing: Mechanical mobility measurements, Part 1*. Brüel & Kjær, 1988.
- [24] W. Schmusch, *Elektronische Messtechnik*, 4th ed. Würzburg: Vogel, 1998.
- [25] L. Debnath, *Wavelet Transforms & Their Applications*, 1. Ed. Birkhäuser, 2001.
- [26] U. Tietze und C. Schenk, *Halbleiter-Schaltungstechnik*. Springer-Verlag, 1999.

## **Anhang A.**

### **Appendix**

Im Anhang sind die grafischen Auswertungen aus Kap. 3 angehängt. Der Übersichtlichkeit halber wurden sie nicht im Fließtext platziert. In App. A.1 sind die Ergebnisse aus Kap. 3.3.1 aufgezeichnet. In App. A.2 sind die Plots der Korrelationen aus Kap. 3.3.2 abgebildet.

## A.1. 2D-Auswertungsplots

Folgende grafische Auswertungen sind angehängt:

ABBILDUNG	TITEL
A.1	Mittelwerte der Messungen bei 30 bar, 1. Teil
A.1	Mittelwerte der Messungen bei 30 bar, 1. Teil
A.3	Mittelwerte der Messungen bei 20 bar, 1. Teil
A.4	Mittelwerte der Messungen bei 20 bar, 2. Teil
A.5	Mittelwerte der Messungen bei 20 km/h
A.6	Mittelwerte der Messungen bei Bremsung von 50 km/h auf 5 km/h
A.7	Mittelwerte der Messungen mit Material <i>Sinter B</i> , 1. Teil
A.8	Mittelwerte der Messungen mit Material <i>Sinter B</i> , 2. Teil
A.9	Mittelwerte der Messungen mit Material <i>Sinter B</i> , 3. Teil
A.10	Mittelwerte der Messungen mit Material <i>Organic B</i>
A.11	Spitzenwerte der Messungen mit Material <i>Organic B</i>

# Anhang A. Appendix

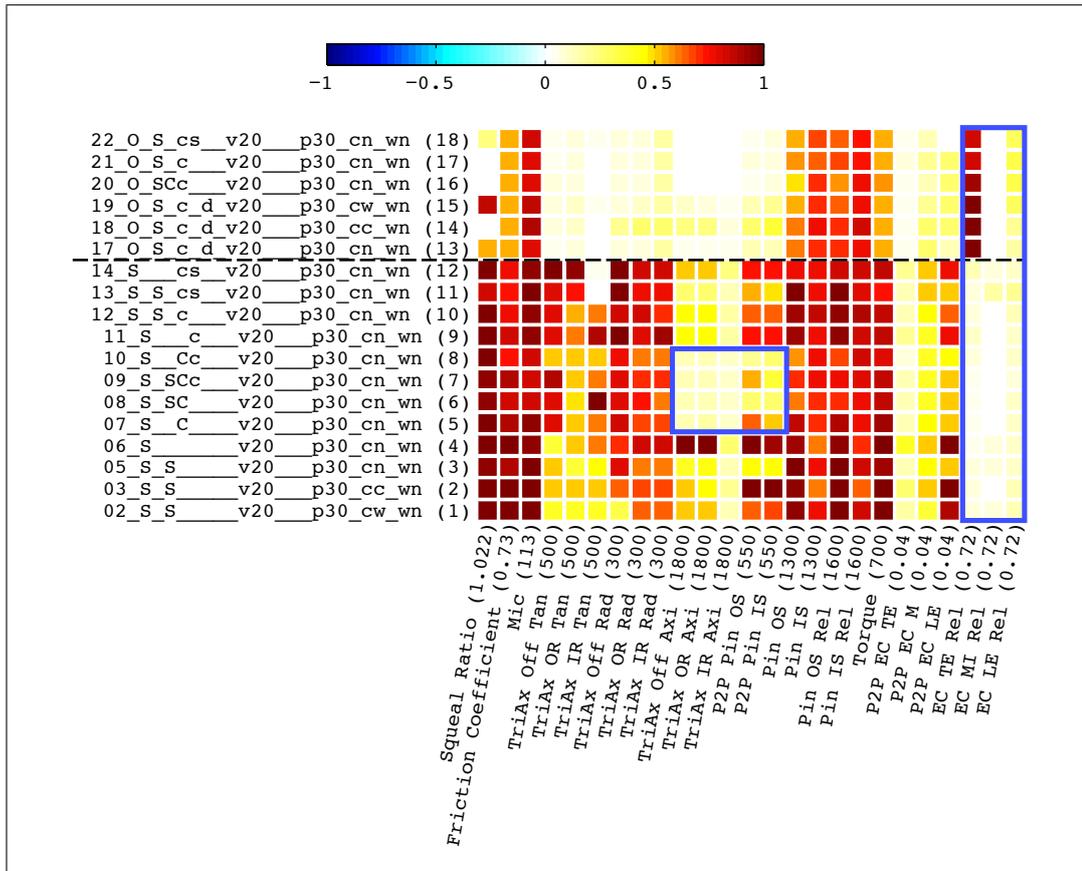


Abbildung A.1.: Mittelwerte der Messungen bei 30 bar, 1. Teil

# Anhang A. Appendix

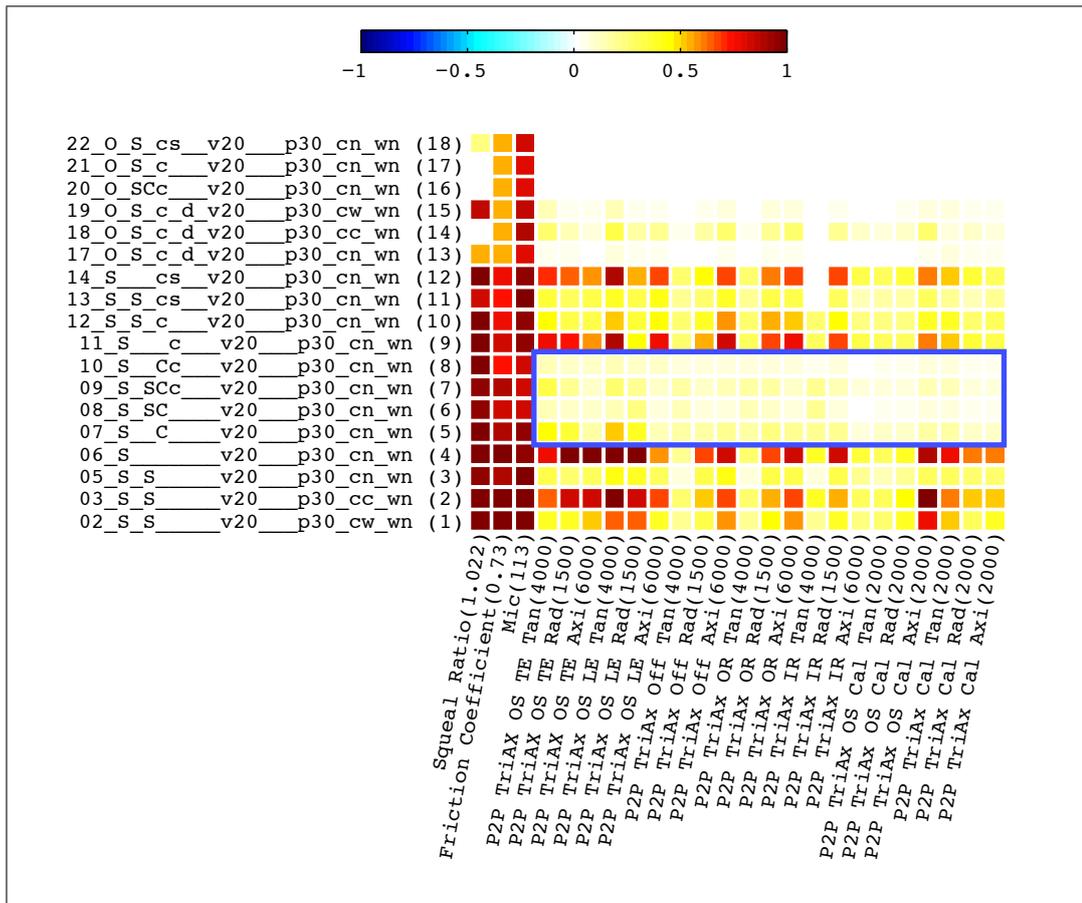


Abbildung A.2.: Mittelwerte der Messungen bei 30 bar, 2. Teil

# Anhang A. Appendix

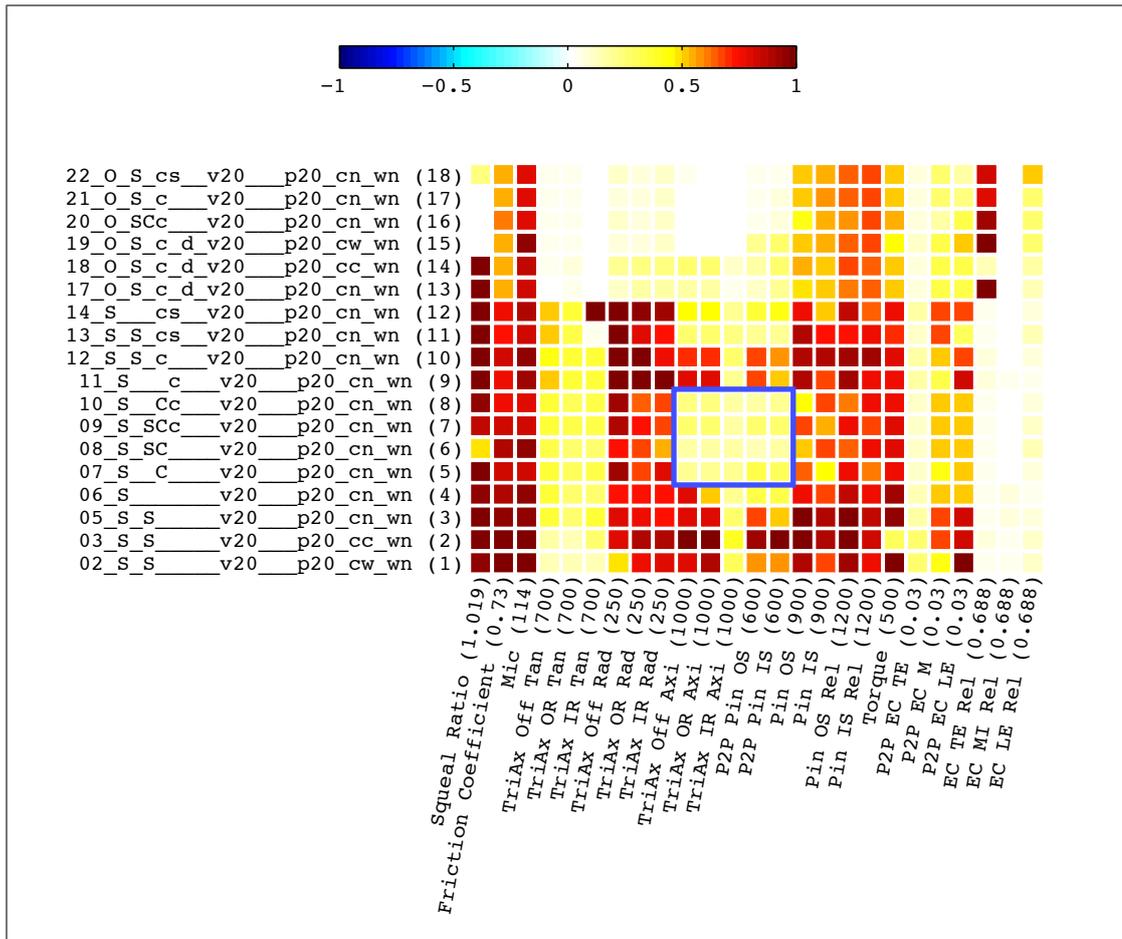


Abbildung A.3.: Mittelwerte der Messungen bei 20 bar, 1. Teil

# Anhang A. Appendix

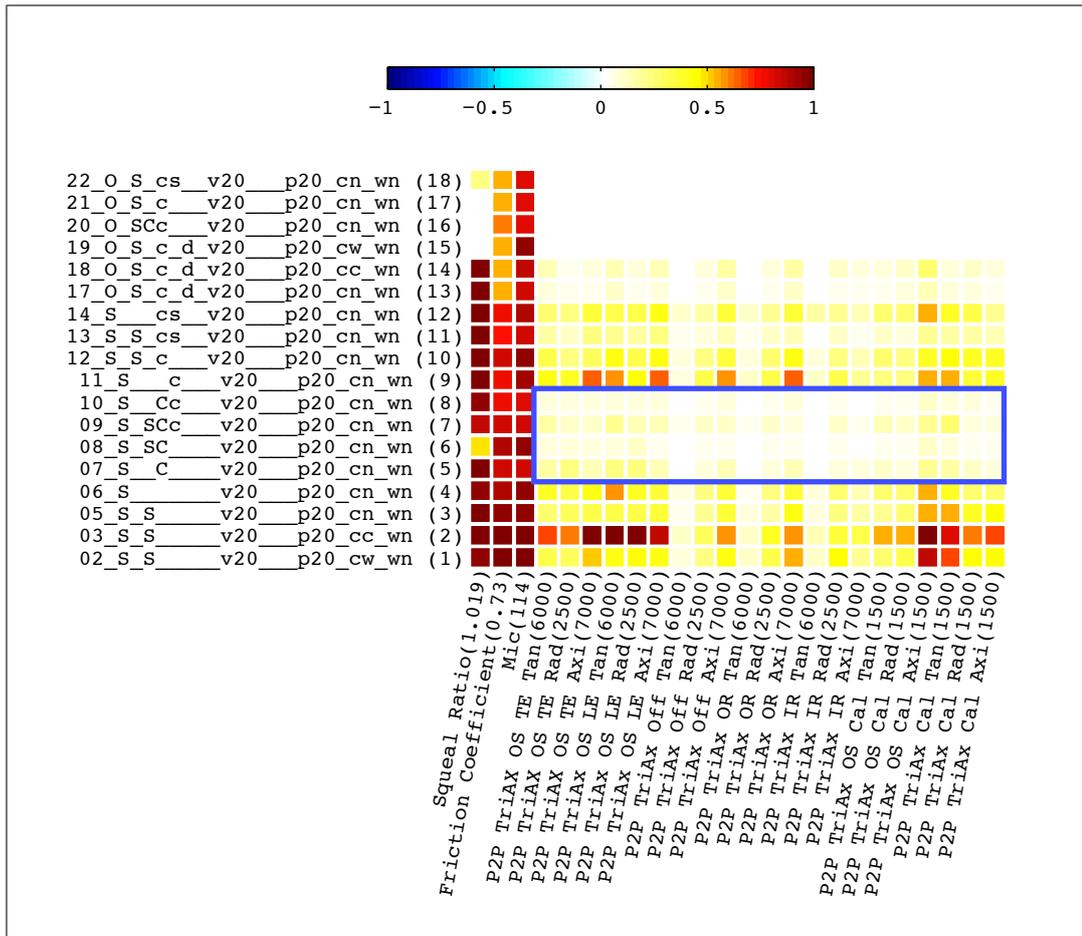


Abbildung A.4.: Mittelwerte der Messungen bei 20 bar, 2. Teil

# Anhang A. Appendix

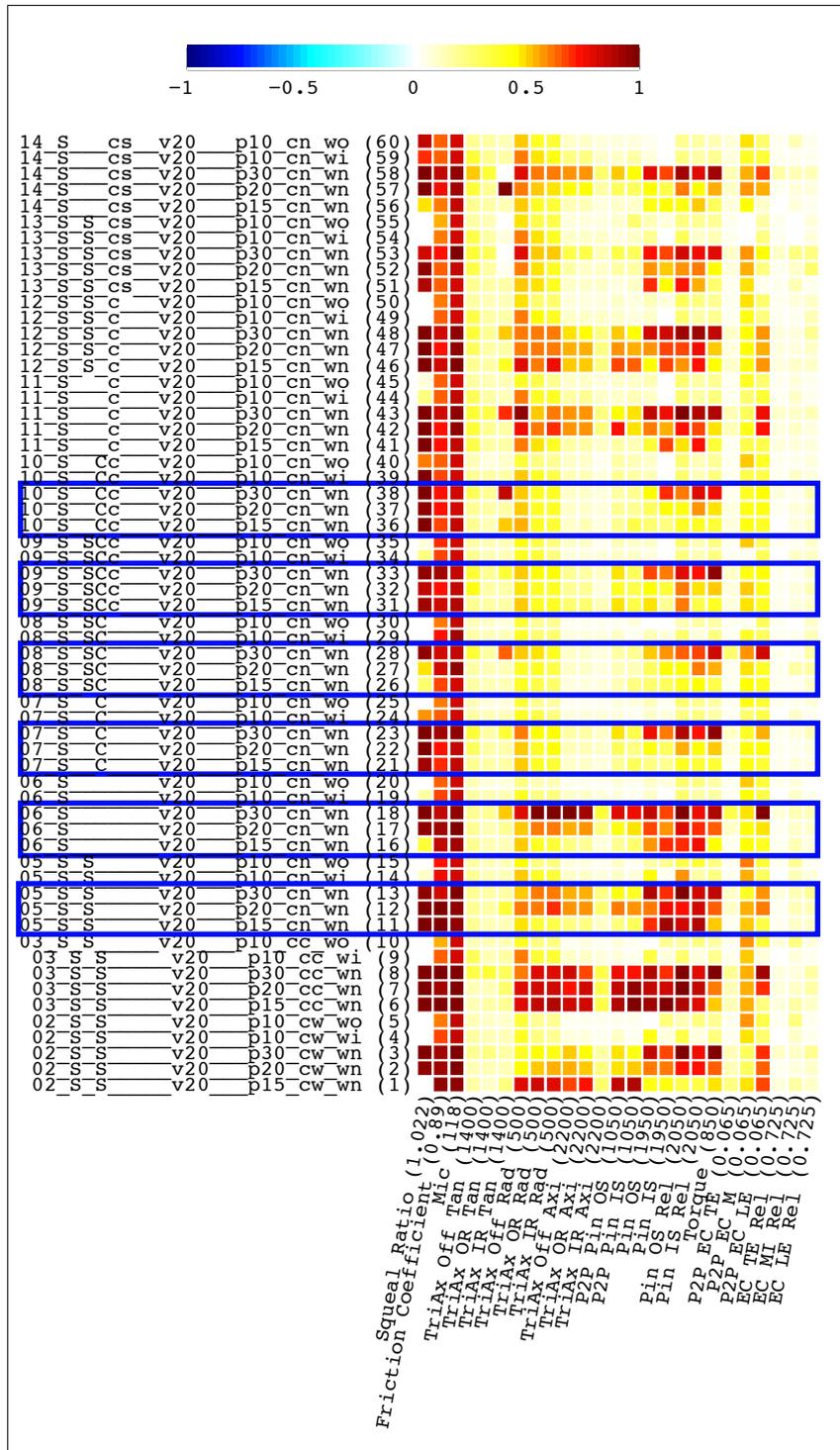


Abbildung A.5.: Mittelwerte der Messungen bei 20 km/h

Anhang A. Appendix

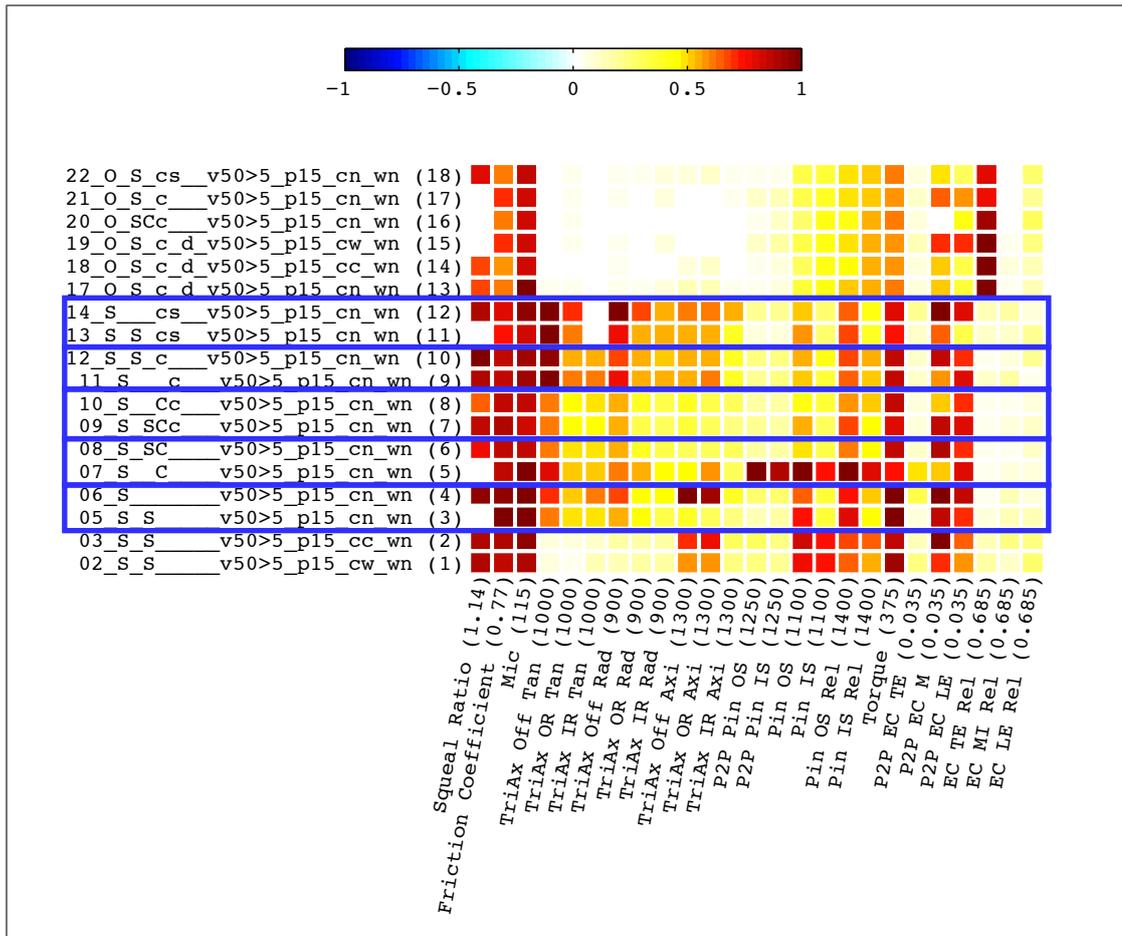


Abbildung A.6.: Mittelwerte der Messungen bei Bremsung von 50 km/h auf 5 km/h

# Anhang A. Appendix

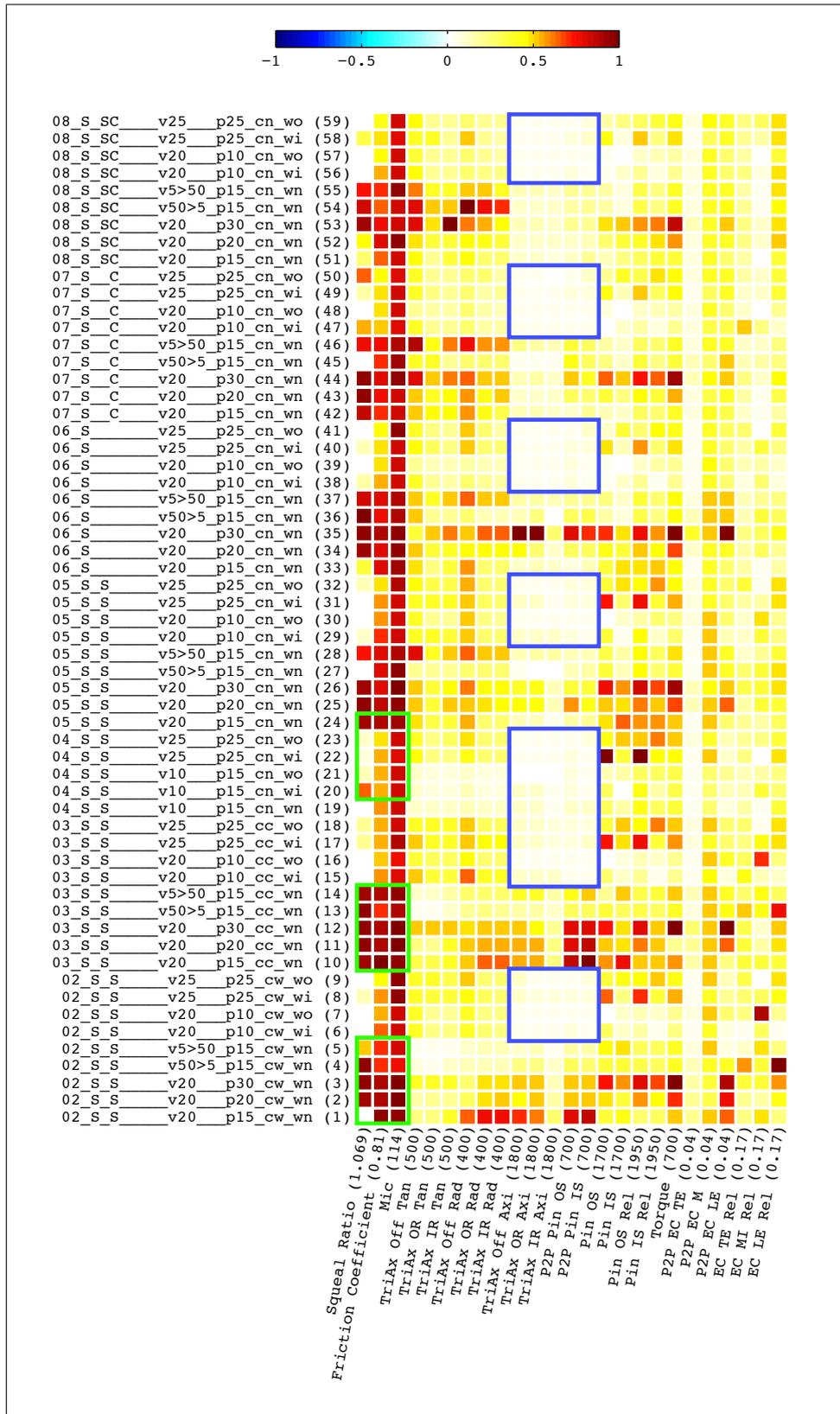


Abbildung A.7.: Mittelwerte der Messungen mit Material Sinter B, 1. Teil



# Anhang A. Appendix

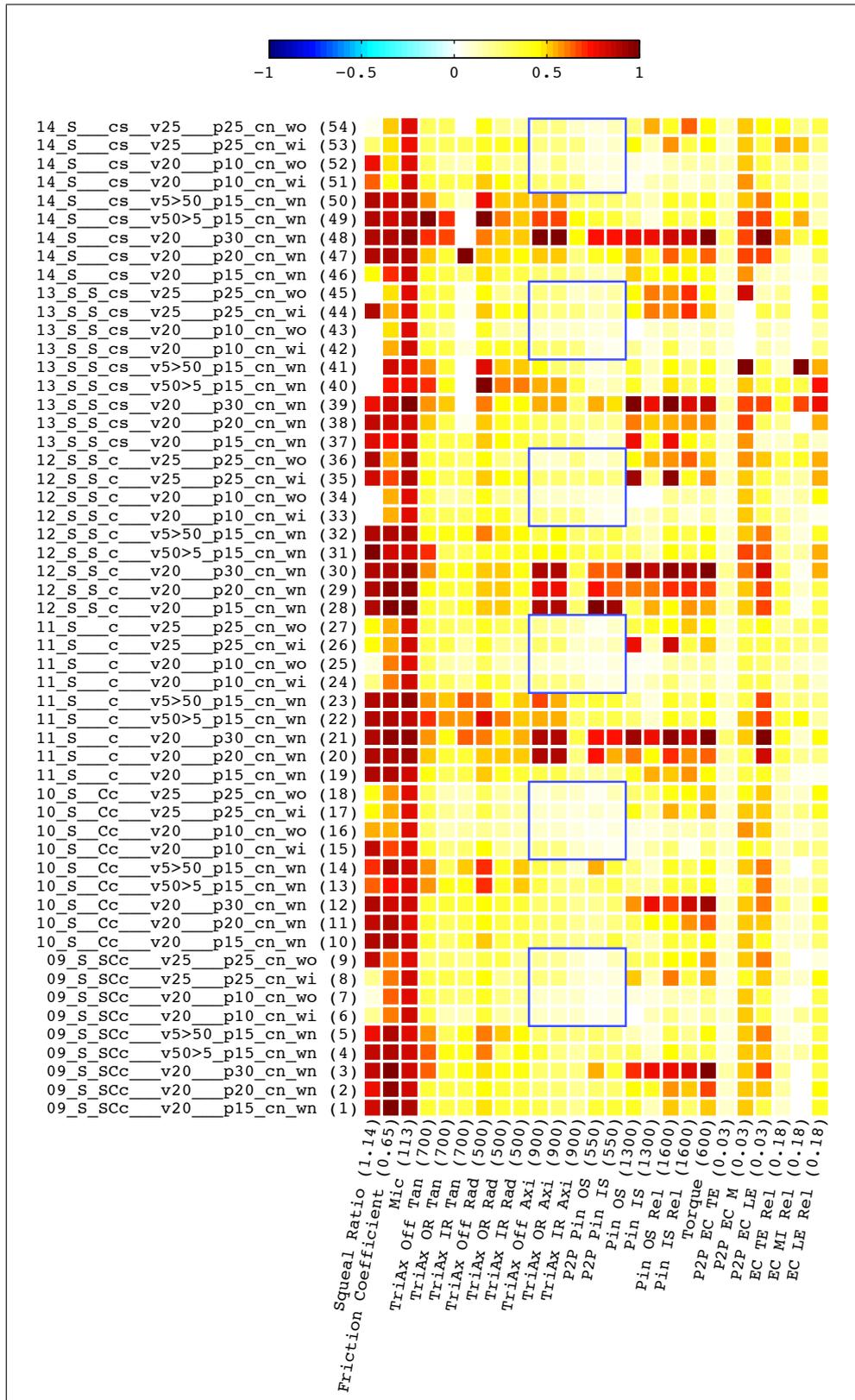


Abbildung A.9.: Mittelwerte der Messungen mit Material *Sinter B*, 3. Teil

# Anhang A. Appendix

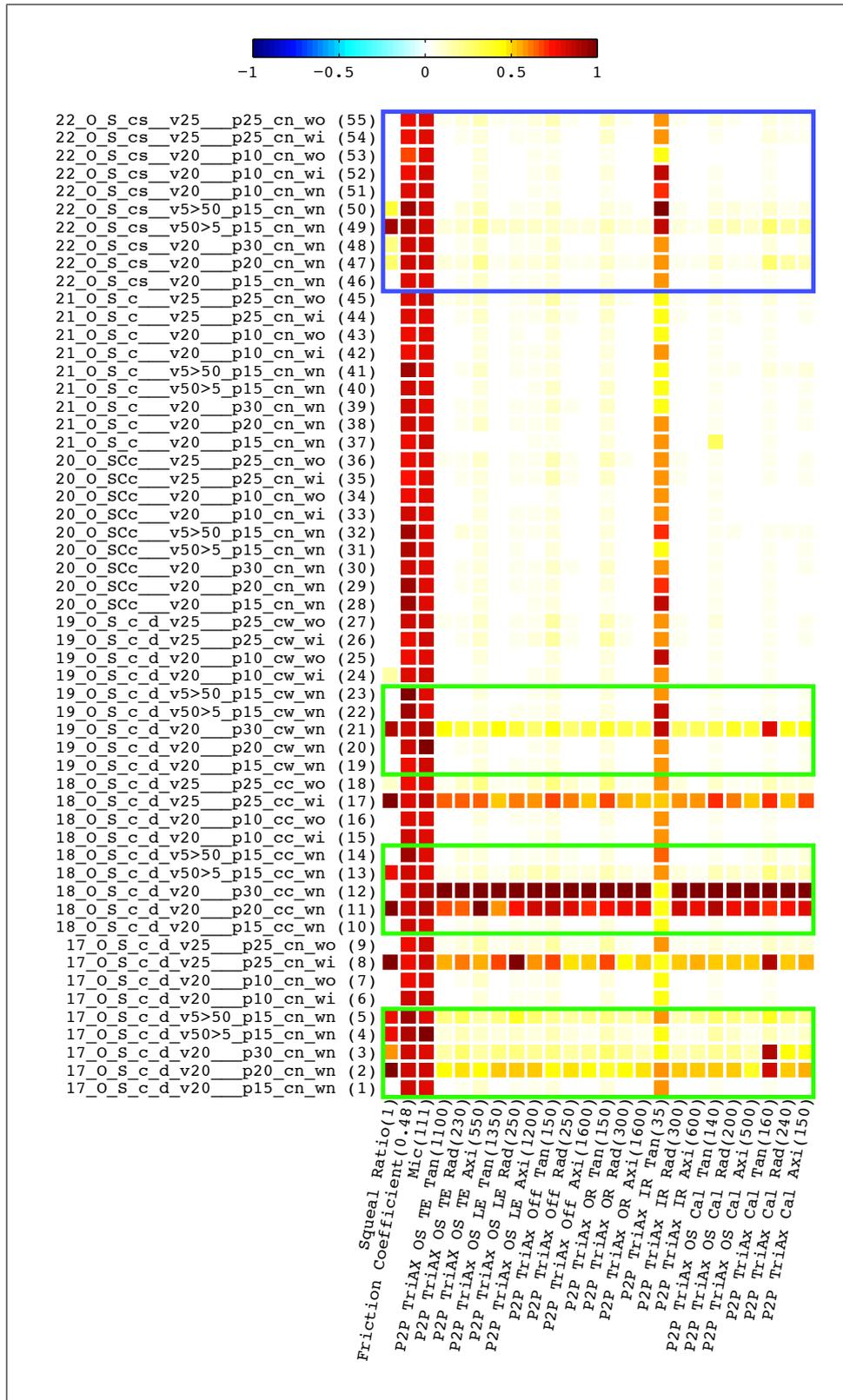


Abbildung A.10.: Mittelwerte der Messungen mit Material *Organic B*

# Anhang A. Appendix

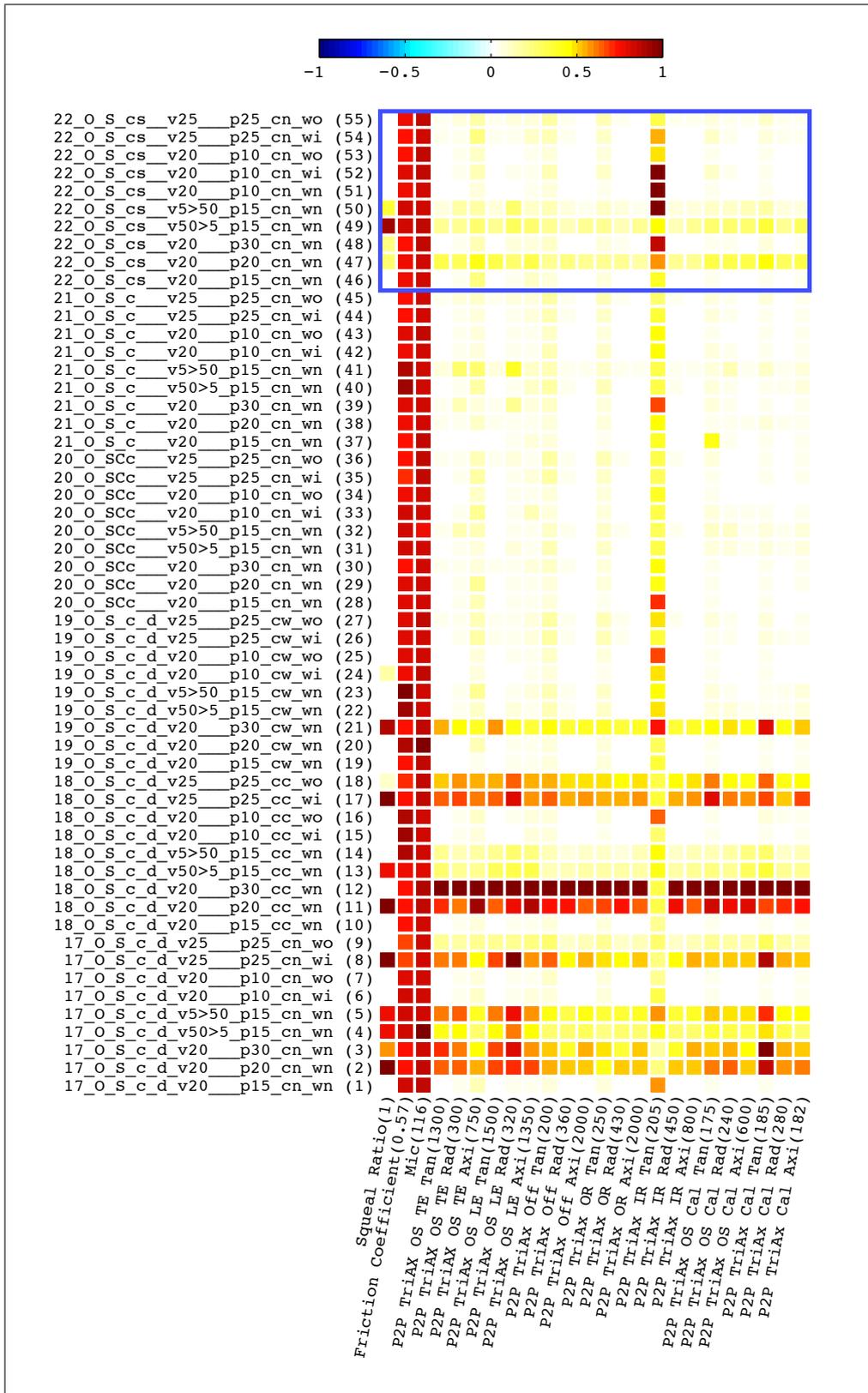


Abbildung A.11.: Spitzenwerte der Messungen mit Material Organic B

## A.2. Korrelationsplots

Folgend werden diese Plots gezeigt:

ABBILDUNG	TITEL
A.12	Korrelationsmatrix der Mittelwerte. Betrachtung der Messungen mit <i>Sinter B</i> Belägen und Krallenblechen.
A.11	Korrelationsmatrix der Mittelwerte. Betrachtung der Messungen von Organic B Belägen mit Spannfeder, Fase und Krallenblechen.
A.14	Korrelationsmatrix der Mittelwerte. Betrachtung der Messungen von Organic B Belägen mit Spannfeder und Fase

# Anhang A. Appendix

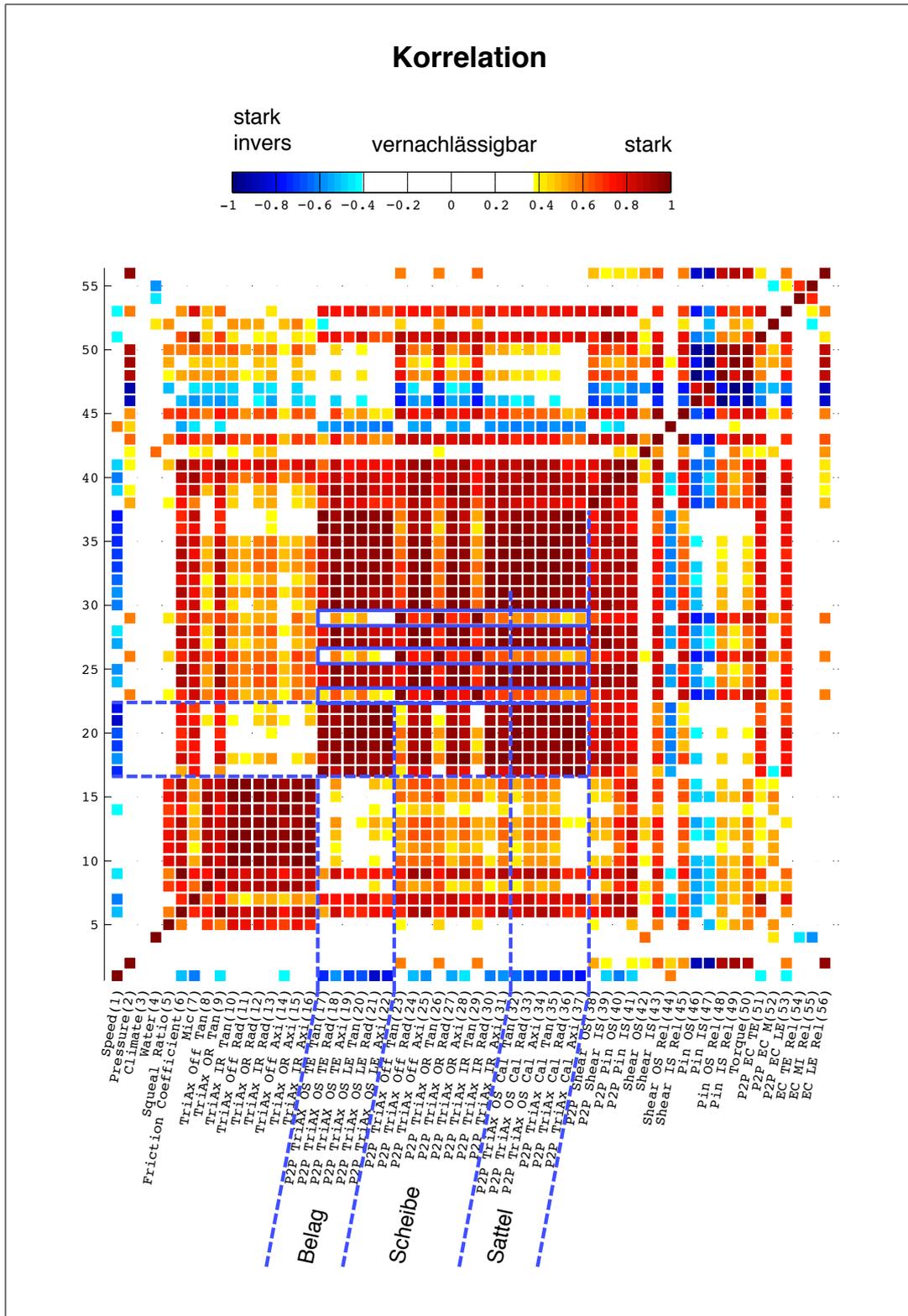


Abbildung A.12.: Korrelationsmatrix der Mittelwerte. Betrachtung der Messungen mit *Sinter B* Belägen und Krallenblechen.

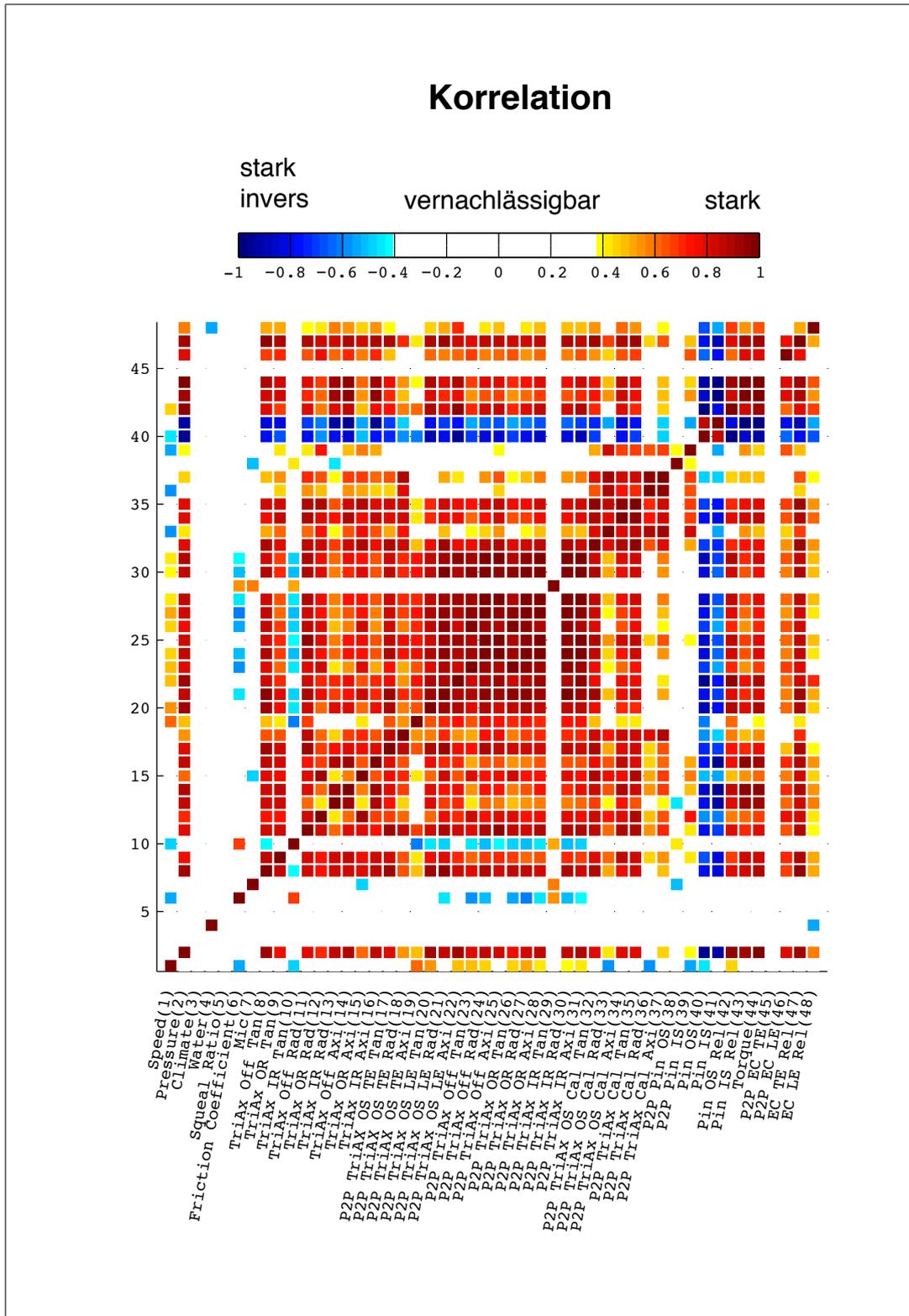


Abbildung A.13.: Korrelationsmatrix der Mittelwerte. Betrachtung der Messungen von *Organic B* Belägen mit Spannfeder, Fase und Krallenblechen.

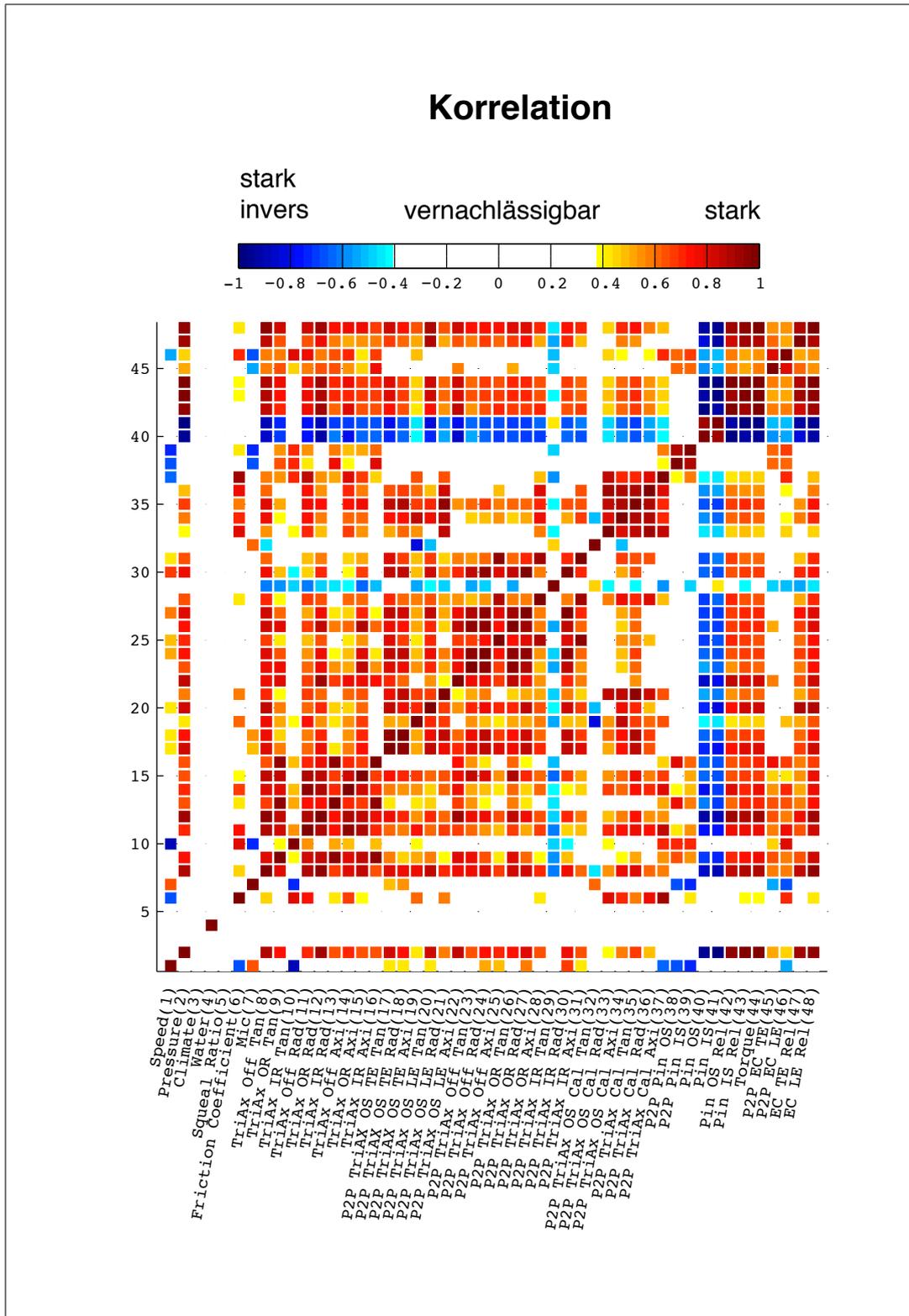


Abbildung A.14.: Korrelationsmatrix der Mittelwerte. Betrachtung der Messungen von *Organic B* Belägen mit Spannfeder und Fase