

Beurteilung des Fahrzeuginnenraumschallpegels anhand der Außenströmung

Diplomarbeit

durchgeführt von

Eva-Elisabeth Spitzer



Institut für Signalverarbeitung und Sprachkommunikation
der Technischen Universität Graz

Leiter: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Gernot Kubin

in Zusammenarbeit mit



MAGNA STEYR AG & Co KG

Begutachter: Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Gerhard Graber (TU-Graz)

Betreuer: Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Gerhard Graber (TU-Graz)

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helfried Steiner (TU-Graz)

Dipl.-Ing. Dr.techn. Gregor Müller (MAGNA STEYR)

Graz, Oktober 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
(Unterschrift)

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich herzlich bei all jenen Personen bedanken, die mich während der Entstehung dieser Diplomarbeit unterstützt haben.

Ein großer Dank gilt meinem Betreuer seitens MAGNA STEYR, Herrn Dr. Gregor Müller, für die fachkundige Unterstützung, positive Motivation, interessanten Gesprächen und investierte Zeit sowie Mühe. Ebenso gilt mein Dank seinen Kollegen: Herrn Dipl.-Ing. Gottfried Grabner, Herrn Dipl.-Ing. Michael Wiesenegger und Herrn Dipl.-Ing. Jörg Jany, für ihr entgegengebrachtes Interesse an meiner Arbeit und dass sie mir ebenfalls mit Rat und Tat zur Seite standen.

Des Weiteren möchte ich Herrn Prof. Gerhard Graber danken, dass er die Betreuung und Begutachtung meiner Diplomarbeit übernommen hat. Herrn Prof. Helfried Steiner möchte ich danken, dass er mich im Gebiet der Strömungslehre unterstützt hat und mir zur Seite gestanden ist.

Mein Dank gilt aber besonders meiner Familie, die mich im Laufe meines bisherigen Bildungsweges immer unterstützt haben und ohne die dieses Vorhaben des Studiums nicht möglich gewesen wäre.

Ich möchte diese Arbeit meinen Eltern, meiner Schwester, meinem Bruder, meiner Oma und nicht zuletzt meinem Freund widmen. Danke, dass ihr immer hinter mir gestanden seid und einen großen Teil zum Erfolg meines Studiums beigetragen habt.

Kurzfassung

Die Außenkontur eines Fahrzeuges wird bereits in sehr frühen Projektphasen festgelegt, mit direkter Auswirkung auf das zu erwartende Windgeräusch im Innenraum. Daher ist auch die Windgeräuschentwicklung in diesen frühen Projektphasen am effizientesten, sie muss jedoch im Allgemeinen ohne aussagekräftige Prototypen auskommen. Für die Aerodynamik werden zwar Claymodelle (Modelle der Fahrzeugaußenkontur aus Ton o.ä.) benutzt, Schallpegelmessungen im Innenraum sind damit allerdings nicht möglich. Die Beurteilung des Windgeräusches erfolgt daher mittels Aeroakustiksimulationen (Computational Aeroacoustics, CAA) sowie auf Basis von Erfahrungen von vergangenen Projekten. Die Grenzen der Simulation werden dabei momentan durch verbesserungswürdige Simulationsgenauigkeiten bei der Berechnung der Schallweiterleitung in den Innenraum gesetzt. Anhand von systematischen Untersuchungen an einem Sportcoupé in einem Aeroakustikwindkanal wird eine Vorgehensweise zur aeroakustischen Bewertung von Designmodifikationen im Greenhouse-Bereich (A-Säule, Spiegel, Wasserkasten, Dach, Front- und Seitenscheiben) gesucht. Dabei wird großer Wert auf die Erfassung und Trennung zwischen akustischer und hydrodynamischer Anregung (d.h. direkt durch vorüberstreichende Wirbel) der schallabstrahlenden Fahrzeugflächen gelegt, um das Windgeräusch bezüglich Anregung und Durchschallung systematisch zu erfassen. Aus den gemessenen Daten (Oberflächendruckschwankungen auf die Seitenscheibe (Hydrodynamik), ins Fernfeld abgestrahlter Schall (Akustik) und Vibrationen der Seitenscheibe) wird eine Messvorschrift zur Innengeräuschbewertung definiert und zur Integration in den Serienentwicklungsprozess vorgeschlagen.

Abstract

The outer shape of a vehicle is determined in the early stages of a project with direct consequences for the expected wind noise on the inside of the car. This is why the development of wind noise in this stage is most efficient; however, there is usually no informative prototype available. Clay models (models of the outer car shape made from clay or similar materials) are used for aerodynamics, but it is not possible to conduct sound level measurements inside the car using these models. An assessment of the wind noise is therefore made with the help of an aeroacoustics simulation (Computational Aeroacoustics, CAA) and through the experience gathered in previous projects. This simulation is limited by the simulation accuracy of the sound conduction calculation inside the car, which currently still needs improvement. Systematic examinations of a sport sedan in an aeroacoustics wind channel are conducted in order to find an approach to aeroacoustic assessment of design modifications in the greenhouse-area (A-pillar, mirror, radiator tank, roof-, front and back windows). While doing this, special attention is paid to the detection and separation of acoustic and hydrodynamic stimuli (i.e. via passing whirls) of the sound beaming surfaces of the car in order to get systematic data about the sound noise stimuli and the penetration of sound. From the gathered data (fluctuation of surface pressure onto the side window (hydrodynamics), sounds radiated to the far-field (acoustics) and vibration of the side window), measuring instructions for the assessment of inside noise will be defined and suggested for an integration into the serial development process.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Aerodynamische Grundlagen	7
2.1	Widerstand umströmter Körper	7
2.1.1	Viskosität	9
2.1.2	Druckverteilung	10
2.2	Grenzschicht	13
2.2.1	Reynolds-Zahl	15
2.2.2	Laminare Grenzschicht	16
2.2.2.1	Grenzschichtdicke der laminaren Strömung	16
2.2.2.2	Verdrängungsdicke	17
2.2.2.3	Reibungskräfte	18
2.2.3	Turbulente Grenzschicht	19
2.2.3.1	Grenzschichtdicke der turbulenten Strömung	20
2.3	Umströmung von Körpern	21
2.3.1	Strömungsablösung	21
2.3.1.1	Ablösungsbedingung	23
2.3.1.2	Unterschied zwischen laminarer und turbulenter Strömungsablösung	24
2.3.1.3	Strömungsbereiche anhand des Beispiels vom Kreiszyylinder	26
2.4	Schallentstehung durch Strömung	27
2.4.1	Kármán'sche Wirbelstraße	27
3	Aeroakustische Grundlagen	31
3.1	Aeroakustische Schallquellen	31
3.1.1	Mechanismen der aeroakustischen Geräuschenstehung	35
3.2	Akustische Grundlagen	41

4	Hauptgeräuschquellen	49
4.1	Außenspiegel	51
4.2	A-Säule	54
5	Messungen im Windkanal	57
5.1	Messsysteme	58
5.1.1	Hohlspiegelarray	59
5.1.2	Oberflächenmikrofone	65
5.1.2.1	Der Cutoff-Effekt bei Oberflächenmikrofonen	67
5.1.3	Beschleunigungssensoren	70
5.1.4	Mikrofon im Innenraum	73
5.2	Bauvarianten	74
6	Auswertung der Messdaten	77
6.1	Unterscheidung Akustik - Hydrodynamik durch A/B-Vergleiche	78
6.1.1	Mittelung Oberflächenmikrofone / Beschleunigungssensoren	79
6.1.2	Aufteilung von Oberflächenmikrofonen und Beschleunigungssensoren in Gruppen	89
6.1.3	Campbell-Diagramme	100
6.1.4	Differenzdarstellung der Campbell-Diagramme	103
6.1.5	Cutoff-Korrektur der Oberflächenmikrofone	115
6.1.6	CAA-Simulationsergebnisse der Designvarianten: Serienstand / vergrößerte Spiegelkappe	118
6.2	Unterscheidung Akustik - Hydrodynamik durch Untersuchung der v -Abhängigkeit der Zielgrößen	120
6.2.1	Aufteilung von Oberflächenmikrofonen und Beschleunigungssensoren in Gruppen	124
6.3	Statistische Auswertung der Oberflächenmikrofone und der Beschleunigungssensoren (Mittelwert und Standardabweichung)	129
6.3.1	Darstellung pro Geschwindigkeit	129
6.3.1.1	Darstellung aller Geschwindigkeiten	130
6.3.1.2	A/B-Vergleich der Mittelwert und Standardabweichung	132
6.3.2	Darstellung über die Geschwindigkeit	136

7 Fazit und Ausblick	141
7.1 Fazit	141
7.2 Ausblick	144
 Abbildungs- und Tabellenverzeichnis	 145
 Literaturverzeichnis	 153
 A Anhang	 155
A.1 Export PAK-Daten - Universal File - für Weiterverarbeitung in MATLAB	155
A.2 Matlab - Files	159
A.3 Inhaltsverzeichnis der beigelegten CD (Diagramme)	170

Defintionsverzeichnis

Bernoulli-Gleichung.....	12	Reibungswiderstand F_R	8
Beschleunigungspegel L_a	42	Reibungswiderstand (Platte) W	19
Clay-Modell.....	5	Reynolds-Zahl Re	15
Druck		Schalldruck p_{rms}	41
dynamischer Druck p_{dyn}	12	Schalldruckpegel L_p	41
Gesamtdruck p_{ges}	12	Schallintensitäten I der drei Strahlertypen.....	39
statischer Druck p_{stat}	12	Strouhal-Zahl St	29
Druckwiderstand F_P	8	Terzfilter.....	45
Ffowcs Williams-Hawkings Analogie ..	37	Thermische Zustandsgleichung für ideale Gase.....	11
Grenzschichtdicke		v-Abhängigkeit	
laminar δ_{99}	17	Akustik.....	39
turbulent δ	21	Hydrodynamik.....	40
Grundgleichungen der		Verdrängungsdicke δ_1	18
Strömungsmechanik		Viskosität	
Erhaltung der Masse.....	33	dynamische Viskosität μ	10
Erhaltung des Impulses.....	33	kinematische Viskosität ν	10
Halbtonfilter.....	45	Wandschubspannung τ_w	18
Inhomogene Lighthill'sche		Widerstandsbeiwert c_w	19
Wellengleichung.....	35		
Machzahl Ma	11		
Newton'sches Fluid.....	10		
Oktavfilter.....	45		

1 Einleitung

Das Windgeräusch im Fahrzeuginnenraum wird maßgeblich von der Fahrzeugaußenkontur bestimmt. Da diese bereits in frühen Projektphasen vor der Existenz von Prototypen festgelegt wird, entsteht die Notwendigkeit, Aussagen über das Windgeräuschniveau ohne Zuhilfenahme einer Innenraummessung, zu treffen. Aus diesem Grund wird in der vorliegenden Diplomarbeit, die in Kooperation von MAGNA STEYR und der TU-Graz durchgeführt wird, die Aussagekraft und Beurteilung der Außenumströmung hinsichtlich deren Auswirkung auf den Fahrzeuginnenraumschallpegel untersucht. Vor diesem Hintergrund ist es wichtig, die Wirkungskette der Außenumströmung zu verstehen. Die dafür erforderlichen Untersuchungen werden auf Basis von Windkanalmessungen realisiert.

Im Laufe der Entwicklung der Automobile stiegen die Ansprüche der Kunden in Bezug auf Geräuschkomfort immer mehr. Um diesen Ansprüchen gerecht zu werden, sind die Autohersteller bemüht, ihren Kunden den größtmöglichen Komfort zu bieten. Dazu gehört sich mit den Innenraumgeräuschen zu beschäftigen, um den Fahrkomfort zu steigern.

Die Schallimmission setzt sich in Fahrzeugen im Wesentlichen aus drei Quellen zusammen:

- Antriebsgeräusch,
- Reifen-Fahrbahn-Geräusch und
- Umströmungsgeräusche.

Im Wesentlichen hängen die Gewichtungen des Fahrzeuggeräusches vom Betriebszustand ab. Wird das Gesamtgeräusch bei niedrigen Geschwindigkeiten und hoher Motorbelastung vom Antriebsgeräusch dominiert, so wird es hingegen bei geringer Motorbelastung vom Reifen-Fahrbahn-Geräusch dominiert. Steigt die Fahrgeschwindigkeit an, werden die Umströmungsgeräusche immer ausgeprägter und gewinnen somit an Bedeutung. Das ist darauf zurückzuführen, dass die Schalleistung der Umströmungsgeräusche mit der fünften bis

sechsten Potenz der Geschwindigkeit zunimmt, wohingegen die Reifen-Fahrbahn-Geräusche nur ungefähr mit der dritten Potenz ansteigen.¹ Abbildung 1.1 zeigt die jeweiligen Beiträge der verschiedenen Geräuschquellen zum Innengeräusch eines Fahrzeugs bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten. Bei 50 km/h dominiert das Rollgeräusch, während das Spektrum bei 160 km/h durch das Umströmungsgeräusch geprägt ist.

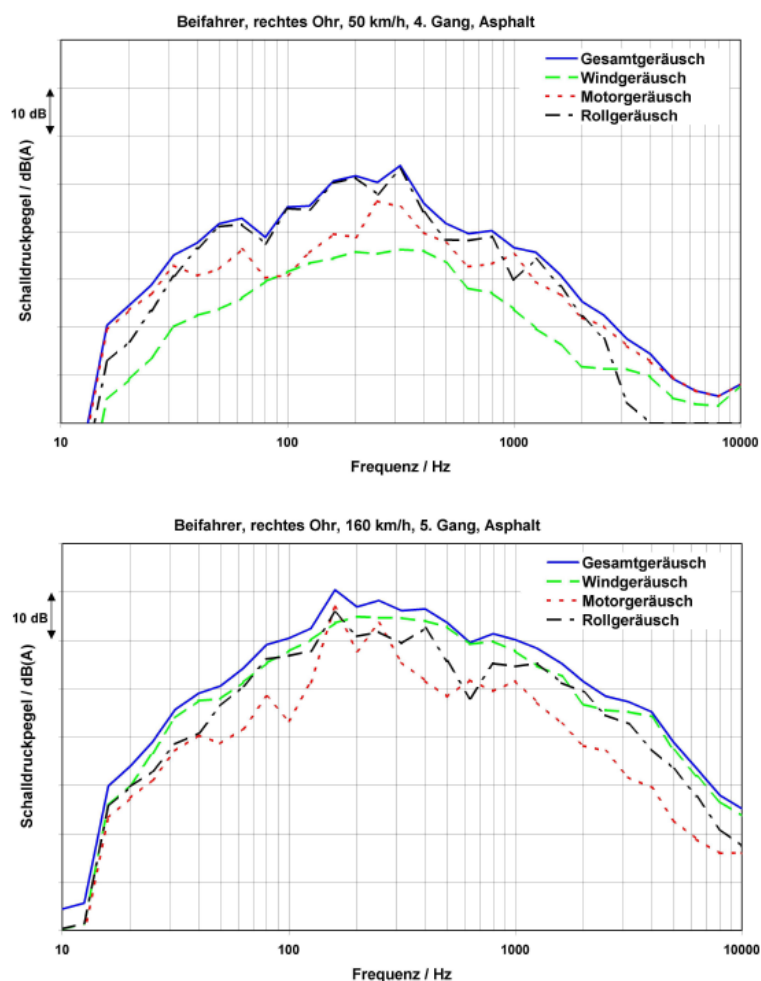


Abbildung 1.1: Gesamtgeräusch und Teilgeräusche in einem Pkw.
Oben: bei einer Geschwindigkeit von 50km/h
Unten: bei 160km/h. [18].S.15

Im Laufe der Jahre wurden die beiden Geräuschquellen Motor - und somit das Antriebsgeräusch - sowie das Reifen-Fahrbahn-Geräusch gedämpft und verringert, wodurch der dritten Schallquelle, dem Umströmungsgeräusch, immer mehr Aufmerksamkeit zuteil wurde.

¹[9] K. Genuit (Hrsg.), S.279

Aus strömungstechnischer Sicht kann man ein Fahrzeug als einen umströmten, stumpfen Körper annehmen, an dem es durch seine Kontur zu Ablösungen der Strömung kommt. Dadurch kommt es zu Druckfluktuationen, die zu einer Schallerzeugung führen. Dies wird in Kapitel 2 *Aerodynamische Grundlagen* näher beschrieben. Wo überall im Bereich des vorderen Teils des Wagens es zur Ablösung kommen kann, ist in Abbildung 1.2 dargestellt. Aber auch nicht abgelöste Strömungen über eine Fläche erzeugen Schall: Erstens der Schall in der turbulenten Grenzschicht selbst, der als „Grenzschichtlärm“ bezeichnet wird, und zweitens werden durch die Wechseldrücke in der turbulenten Grenzschicht Kräfte auf die umströmte Wand ausgeübt, wodurch diese in Schwingung versetzt wird und Schall abstrahlt.

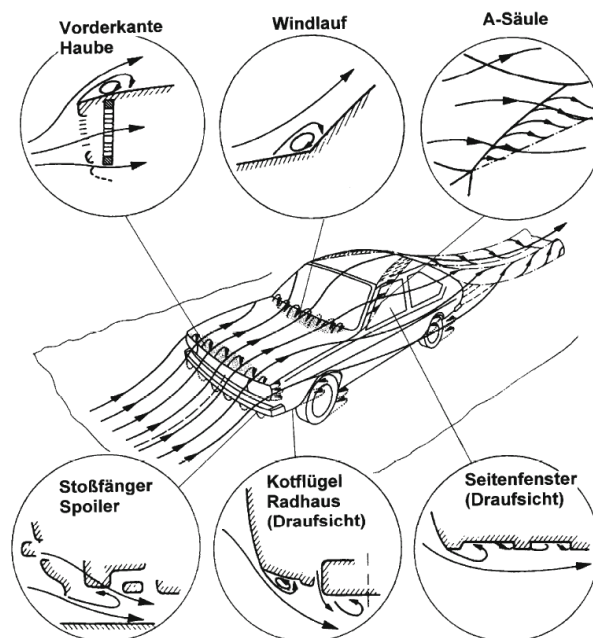


Abbildung 1.2: Mögliche Stellen am Fahrzeug, an denen es zu Ablösungen der Strömung kommen kann. [1].S.265

Die Durchschallung in den Innenraum des Fahrzeuges nimmt dabei unterschiedliche Wege über sämtliche Exterieur-Begrenzungsflächen wie die Front- und Seitenscheibe, Unterboden und Dach, aber auch über Leckagen und Schwachstellen im Dichtungssystem. Die Scheiben stellen hierbei den dominantesten Beitrag für den Innenraumschallpegel dar.

Besonders kritische Zonen für das Innenraumgeräusch sind daher unter anderem die A-Säulen wie auch die Außenspiegel, da diese hauptsächlich auf die Seitenscheibe, und somit in unmittelbarer Nähe von den Ohren des Fahrers bzw. der Fahrgäste wirken (siehe Abbildung 1.3).

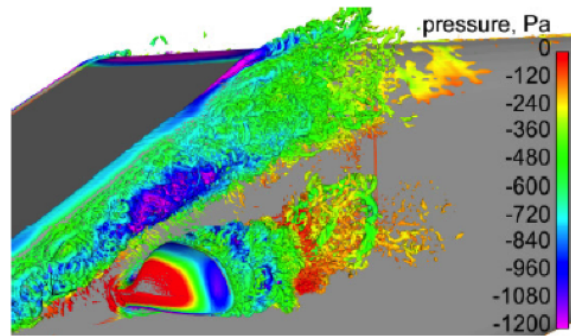


Abbildung 1.3: Darstellung einer Strömungsstruktur des A-Säulen- und Außenspiegelwirbels. (OpenFOAM Ergebnis) [16].S.13

Der im Innenraum mess- und wahrnehmbare Schall kann auf zwei Anregungsmechanismen, die durch die Karosserie hervorgerufen werden, zurückgeführt werden: Einerseits auf einen durch die Strömung hervorgerufenen aeroakustischen Turbulenzlärm, der direkt an der Außenseite in der turbulenten Grenzschicht innerhalb von Wirbeln (z.B. A-Säulen-Wirbel) oder im Nachlauf von umströmten Gegenständen (Seitenspiegel) entsteht und sich in den Innenraum fortpflanzt; andererseits auf Druckfluktuationen, die gewisse Karosserieteile zum Schwingen bringen und durch strömungsinduzierten Körperschall auf der Fahrzeuginnenseite Schall abstrahlen.² So kann die aeroakustische Anregung der Akustik und Hydrodynamik zugeordnet werden.

Durch die gesamte Differenzierung stehen sich in dieser Diplomarbeit zwei Themengebiete gegenüber: Strömungslehre (Hydrodynamik) und Akustik. Daraus ergeben sich wesentliche Unterschiede und damit verbundene Herausforderungen. Ein Beispiel hierfür ist, dass die Luft für aerodynamische Betrachtungen als inkompressibles Fluid (konstante Dichte) angenommen werden kann. Für die Aeroakustik darf diese Annahme nicht getroffen werden, da sich der Schall nur in kompressiblen Medien fortpflanzen kann. Die Gewichtung dieser beiden Quellen, bezüglich des Innenraumgeräusches, ist weitgehend unbekannt. Außerdem hat diese Unterscheidung in Hydrodynamik und Akustik unterschiedliche Auswirkungen auf die Optimierungsmaßnahmen, hinsichtlich Außenform, Spalte, Materialien, etc.

Entsteht zum Beispiel eine akustische Quelle an einem Spalt am Außenspiegel, kann diese durch Schließen des Spalts gemindert werden. Bei einer hydrodynamischen Quelle sind meist aufwändigere Maßnahmen wie zum Beispiel eine Formänderung notwendig, um diese zu optimieren.

²[6] P. Zeller (Hrsg.), S.204

Da die Außenkontur für die weitere Detailkonstruktion des Fahrzeuges schon in frühen Projektphasen fixiert werden muss, ist es für die Erreichung eines niedrigen Aeroakustik-Niveaus wichtig, so früh wie möglich, Bereiche aeroakustischer Schallquellen an der Fahrzeuggeometrie zu lokalisieren und zu vermindern. Deswegen ist es notwendig, die Entwicklungstätigkeit mit aeroakustischen Simulationen (Computational Aeroacoustics, CAA) oder mit Windkanalmessungen mithilfe von sogenannten Clay-Modellen zu unterstützen.

Clay-Modell

Ein Clay-Modell ist ein im Maßstab 1:1 gefertigtes Modell des Fahrzeugs, dessen Oberfläche aus Clay (Ton) hergestellt ist.
--

Bei beiden Verfahren stößt die Aeroakustik-Entwicklung momentan noch an ihre Grenzen: Bei der CAA-Simulation gibt es noch Simulationsungenauigkeiten bei der Berechnung der Weiterleitung des Schalls von außen in den Innenraum; beim Clay-Modell können die Aeroakustiker nur außerhalb des Fahrzeuges Messungen durchführen, da das Modell meist keine ausmodellierten Scheiben oder Türen enthält und auch keinen Innenraum mit Innenraumausstattung hat. Dadurch kann nur die Außenumströmung messtechnisch korrekt erfasst werden.

Aus diesem Grund ist es das Ziel dieser Diplomarbeit, durch die Auswertung von Messdaten von Windkanalmessungen zu analysieren, ob eine außerhalb des Fahrzeuges messbare Größe als Indikator für das Innenraumgeräusch herangezogen werden kann. Die Messungen wurden im Jahr 2012 von Aeroakustikern von MAGNA STEYR im FKFS (Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren) Aeroakustik Windkanal in Stuttgart an einem Serienfahrzeug (Sportcoupé, Peugeot RCZ) durchgeführt und die dabei gewonnenen Messdaten zur Verfügung gestellt. Bei dieser Windkanalmessung wurden Oberflächendrucke an der Außenseite der vorderen Seitenscheibe (Hydrodynamik), der abgestrahlte Schall außen (Akustik), Oberflächenbeschleunigungen an der Innenseite der vorderen Seitenscheibe und der Innenraumschalldruck gemessen (siehe Abbildung 1.4).



Abbildung 1.4: Schematische Darstellung der Schalldrücke die im Windkanal gemessen wurden. [MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik]

Eine weitere Intention der vorliegenden Arbeit ist zudem, die Basis für eine umfassende aeroakustische Bewertungsmethodik von Fahrzeugen zu legen, um in frühen Entwicklungsstadien des vorderen Teils des Wagens eine aeroakustische Bewertung von Designvarianten durchführen zu können.

Die Windkanalmessungen wurden mit dem Messsystem PAK der Firma Müller-BBM durchgeführt. Für die Auswertung und Analyse im Rahmen der Diplomarbeit werden die Daten exportiert und in MATLAB bearbeitet.

Kapitel 2 und 3 erläutern die aerodynamischen und akustischen bzw. aeroakustischen Grundlagen, die zum Verständnis der späteren Auswertung der Daten wichtig sind. Wichtige Definitionen und Erläuterungen werden hierbei durch eine Umrahmung hervorgehoben und sind in einem Defintionsverzeichnis am Anfang der Arbeit aufgelistet.

In Kapitel 4 wird konkret auf die Geräuschquellen: Außenspiegel und A-Säule, die auf die Seitenscheibe wirken, eingegangen. Kapitel 5 beschreibt die Windkanalmessung, die für die Auswertung herangezogen wurde. Dabei wird auf die einzelnen Messverfahren genauer eingegangen. Die Auswertung der Daten wird schließlich in Kapitel 6 durchgeführt. Im Anschluss daran folgen in Kapitel 7 das daraus gezogene Fazit und weitere Ausblicke für nachfolgende Untersuchungen.

2 Aerodynamische Grundlagen

In diesem Kapitel werden einige wesentliche Grundlagen der Grenzschichttheorie, die ein wichtiges Gebiet der Strömungsmechanik darstellt, erläutert. Diese Kenntnisse über das Verhalten der Grenzschicht bei der Umströmung eines Körpers sind hinsichtlich der Außenumströmung eines Fahrzeuges sehr wichtig. Dabei wird das Hauptaugenmerk auf die turbulente Grenzschicht gelegt, da die turbulente Schwankungsbewegung in unmittelbarer Wandnähe der Fahrzeugkarosserie zur akustischen Anregung führt.

Inhaltlich ist das vorliegende Grundlagenkapitel hauptsächlich an die ersten beiden Kapitel des Buches *Grenzschicht-Theorie* von H. Schlichting [5] angelehnt. Aus diesem Grund wird im Folgenden darauf verzichtet, bei jeder auf dieser Quelle basierten Beschreibung einzeln darauf zu verweisen.

2.1 Widerstand umströmter Körper

Eine wesentliche Aufgabe der aerodynamischen Untersuchungen besteht darin, die einzelnen Strömungskräfte, die auf ein umströmtes Objekt wirken, zu bestimmen. Gemäß dem Prinzip *actio = reactio* wirken diese Kräfte als Widerstand des Objekts gegen die Strömung, wodurch man sie allgemein als Strömungswiderstand bezeichnet. Die gesamte Widerstandskraft F_W , die das Objekt verursacht, wird in zwei Anteile aufgeteilt: einerseits den viskosen Reibungswiderstand F_R und andererseits den Druckwiderstand F_P , welche beide auf die Oberfläche des Objekts - in diesem Fall das Fahrzeug bzw. den Seitenspiegel - wirken.

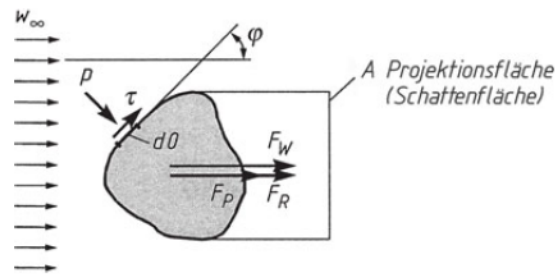


Abbildung 2.1: Skizze der auf einen umströmten Körper wirkenden Kräfte (Reibungs- und Druckwiderstand) [15].S.215

Druckwiderstand F_P

Durch unterschiedliche Druckverteilung an der Vorder- und Rückseite des umströmten Körpers kommt es zum Druckwiderstand. Da der Druck nur als Normalspannung wirken kann, ergibt sich die daraus resultierende Druckkraft in Richtung der Anströmung aus dem Integral.

$$F_P = \int_0 p \cdot dO \cdot \sin \varphi \quad (2.1)$$

Dabei stellt p den lokalen Druck an der Oberfläche, dO das Oberflächenelement und φ den Winkel zwischen Körperkontur und Anströmungsrichtung dar (siehe Abbildung 2.1).

Reibungswiderstand F_R

Der Reibungswiderstand entsteht durch die viskose Reibungskraft am wandseitigen Rand der Strömungsgrenzschicht und beruht allein auf Tangentialspannungen (Wandschubspannungen) an der Oberfläche.¹ Er ist abhängig von der Viskosität des Fluids und ist bestimmt durch

$$F_R = \int_0 \tau \cdot dO \cdot \cos \varphi \quad (2.2)$$

mit τ als Wandschubspannung.

¹Vgl. [10] H.E. Siekmann, P.U. Thamsen, S.224

2.1.1 Viskosität

Die Viskosität eines Fluids kann man durch einen einfachen Versuch veranschaulichen, indem man zum Beispiel die Strömung zwischen zwei ebenen, parallel zueinander liegenden Platten betrachtet, von denen eine fest montiert ist, während sich die andere mit einer konstanten Geschwindigkeit U in der x Ebene bewegt.

Aus Abbildung 2.2 ist ersichtlich, „dass im gesamten Strömungsfeld eine einheitliche, konstante Schubspannung auftritt. Diese Schubspannung entsteht, weil das Fluid der Bewegung einen (Reibungs-)Widerstand entgegensetzt, der durch die Kraft F pro Fläche A überwunden werden muss. Eine Kräftebilanz ergibt in dieser einfachen Anordnung $\tau = F/A = \text{const.}$ “²

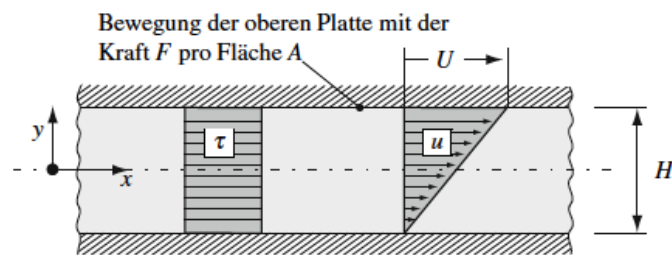


Abbildung 2.2: Schubspannung τ und Geschwindigkeitsverteilung eines viskosen Fluids zwischen zwei parallelen Platten (Couette-Strömung) [11].S.10

Hinsichtlich der Geschwindigkeitsverteilung des Fluids erhält man eine weitere Aussage. So ist zu sehen, dass das Fluid an beiden Platten haftet, wodurch es an den Platten zu unterschiedlichen Geschwindigkeiten kommt. Während die Geschwindigkeit an der stillstehenden Platte null ist, bewegt sich das Fluid an der oberen, sich mit der Geschwindigkeit U fortbewegenden Platte ebenfalls mit der Geschwindigkeit U fort. Im einfachsten Fall eines Newtonschen Fluids kommt es bei konstanter Temperatur zu einer linearen Geschwindigkeitsverteilung.

²[11] H. Herwig, S.9

Newton'sches Fluid, Viskosität

Ein Fluid wird als Newton'sches Fluid bezeichnet, wenn dieses einen linearen Zusammenhang zwischen Spannung und Verformung

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (2.3)$$

aufweist, wobei die Konstante μ als *dynamische Viskosität* bezeichnet wird und stark von der Temperatur abhängig ist.

$$[\mu] = \frac{\text{kg}}{\text{m s}} = \frac{\text{N s}}{\text{m}^2} = \text{Pa s}$$

Aus dem Quotienten der dynamischen Viskosität μ und der Dichte ρ erhält man die *kinematische Viskosität* ν .

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad [\nu] = \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (2.4)$$

Diese spielt bei allen Strömungen, bei denen sowohl Reibungskräfte als auch Trägheitskräfte auftreten und zusammenwirken, eine wichtige Rolle und ist druck- und temperaturabhängig. Steigt die Temperatur an, nimmt die Viskosität von Gasen (Luft) zu.

Alle Gase, und somit auch die Luft, die das Fahrzeug umströmt, zeigen Newton'sches Verhalten. Hinsichtlich der Aerodynamik sind die viskosen Reibungswiderstände im Vergleich zu den dominierenden Druckwiderständen im Allgemeinen relativ gering. Aus diesem Grund beschäftigt man sich in der Aerodynamik hauptsächlich mit der Charakterisierung der Druckverteilung entlang der umströmten Oberfläche.

2.1.2 Druckverteilung

Bei einer turbulenten Umströmung (siehe Abschnitt 2.2.3, S. 19) spielt das zeitlich und örtlich fluktuierende Druckfeld eine bedeutende Rolle als Verursacher akustischer Emission.

Gase wie Luft gehören grundsätzlich zu der Gruppe der *kompresiblen Fluide*. Fluide werden als kompressibel bezeichnet, wenn im Zuge des Strömungsvorganges, auftretende Druckänderungen die Dichte ebenso verändern, d.h. $\rho = \rho(p) \neq \text{konst.}$

Die thermische Zustandsgleichung für ideale Gase

Der Zusammenhang zwischen Druck, Dichte und Temperatur wird durch die thermische Zustandsgleichung für ideale Gase dargestellt.³

$$p = R \cdot \rho \cdot T \quad (2.5)$$

Dabei ist p der statische Druck, R die spezifische Gaskonstante des Gases, ρ die Gasdichte und T die Temperatur.

Hinsichtlich der Berücksichtigung der Kompressibilität in der strömungsmechanischen Beschreibung dient die Machzahl als Entscheidungskriterium.

Machzahl Ma

Die Machzahl ist eine dimensionslose Kennzahl, welche als Verhältnis der Anströmungsgeschwindigkeit u_∞ zur Schallgeschwindigkeit c_∞ ($c_{Luft} = 343\text{m/s}$) definiert ist.

$$Ma = \frac{u_\infty}{c_\infty} \quad (2.6)$$

Die Erfahrung zeigt, dass bei Anströmung stumpfer Körper bis zu einer Machzahl von ca. $Ma = 0,3$ für technische Zwecke mit den Gleichungen für inkompressible Fluide gerechnet werden kann. Für atmosphärische Umgebungsluft heißt das: bis zu Anströmungsgeschwindigkeiten von etwa $100\text{ m/s} = 360\text{ km/h}$.⁴ Da sich diese Arbeit mit Umströmung von Automobilen beschäftigt und bei diesen Geschwindigkeiten im Bereich von $Ma = 0,1$ üblich sind, kann die Luft für aerodynamische Betrachtungen als inkompressibles Fluid (konstante Dichte) angenommen werden. Für die Aeroakustik darf diese Annahme nicht getroffen werden, da sich der Schall nur in kompressiblen Medien fortpflanzen kann.

³Vgl. [15] L. Böswirth, S. Bschorer, S.266f

⁴[15] L. Böswirth, S. Bschorer, S.266

In der Strömungsmechanik unterscheidet man grundsätzlich zwei Arten von Druck: den statischen und dynamischen Druck, die zusammen den Gesamtdruck bilden.

Statischer Druck p_{stat} , dynamischer Druck p_{dyn} , Gesamtdruck p_{ges}

Der *statische Druck* folgt aus der potentiellen Energie eines unter Druck stehenden ruhenden Fluids. Er entsteht aufgrund der gaskinetisch beschreibbaren molekularen Bewegung der Teilchen und wirkt gleichmäßig in alle Richtungen.

Der *dynamische Druck* folgt aus der kinetischen Energie (Bewegungsenergie) eines strömenden Fluids. Die Drücke sind definiert als

$$\text{statischer Druck:} \quad p_{stat} = \frac{F}{A} \quad (2.7)$$

$$\text{dynamischer Druck:} \quad p_{dyn} = \frac{1}{2}\rho u^2 \quad (2.8)$$

$$\text{Gesamtdruck:} \quad p_{ges} = p_{stat} + p_{dyn} \quad (2.9)$$

Da in ruhenden und bewegten Fluiden das Gesetz der Energieerhaltung gilt, kann man dieses Prinzip auch auf die durch die oben definierten Drücke repräsentierten Energieanteile anwenden. Die sich daraus ergebende Energiebilanz wird in der Strömungsmechanik üblicherweise als Druckgleichung verwendet. Den Energieerhaltungssatz für verlustfreie Strömung stellt die so genannte Bernoulli'sche Gleichung dar.

Bernoulli-Gleichung

Für eine stationäre, inkompressible Strömung gilt gemäß dieser Gleichung:

$$p_{stat} + p_{dyn} + \rho gh = \text{const.} \quad (2.10)$$

entlang jeder Stromlinie. Darin bedeutet p_{stat} der statische Druck, p_{dyn} der dynamische Druck; ρgh stellt den Druck aufgrund der geodätischen Höhe h dar (mit Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$).

Die Bernoulli-Gleichung besagt damit, dass die Energiedichte entlang jeder Stromlinie konstant ist. Da laut Kontinuitätsgesetz in der Strömung keine Masse verloren geht, muss zum Beispiel in einem Rohr durch jeden Rohrquerschnitt die selbe Menge des inkompressiblen

Fluids hindurchströmen, die in das Rohr hinein fließt. Daraus folgt, dass sich, wenn sich der Querschnitt des Rohres verringert, dementsprechend die Strömungsgeschwindigkeit erhöhen muss und somit laut Gleichung 2.10 auch der dynamische Druck zu Lasten des statischen Drucks.

2.2 Grenzschicht

Den Begriff der Grenzschicht führte Ludwig Prandtl im Jahr 1904 auf einem Kongress mit seinem Vortrag „Flüssigkeitsbewegung bei sehr kleiner Reibung“ ein.

Wird ein Körper von einem gasförmigen oder flüssigen Medium angeströmt bzw. umströmt, kann man das Strömungsfeld in zwei (ungleich große) Gebiete aufteilen:

1. In eine reibungslose Außenströmung, in der die Viskosität vernachlässigt werden kann.
2. In eine sehr dünne Grenzschicht in der Nähe des Körpers, die auch als Reibungsschicht bezeichnet wird, in der die Viskosität berücksichtigt werden muss und somit die Reibung von bedeutender Rolle ist.

Diese Aufteilung ist auch in der schematischen Darstellung einer in Längsrichtung angeströmten Platte, wie in Abbildung 2.3 gezeigt, ersichtlich. Ist die Geschwindigkeit U der Strömung an der Plattenvorderkante senkrecht zur Platte noch überall gleich, wird die Strömung in Wandnähe mit steigendem Abstand von der Vorderkante durch die Reibung immer mehr abgebremst, sodass die Dicke $\delta(x)$ der abgebremsten Schicht immer mehr zunimmt.

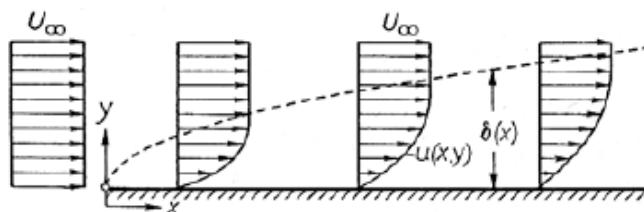


Abbildung 2.3: Grenzschicht einer längsangeströmten ebenen Platte [5].S.28

Diese Schicht wird als Grenzschicht bezeichnet. In ihr können zwei unterschiedliche Strömungsformen auftreten, laminar und turbulent, weshalb man dann von einer laminaren Grenzschicht und einer turbulenten Grenzschicht spricht. Diesen Unterschied zeigte erstmals O. Reynolds im Jahr 1883 mit seinem Farbfadenversuch. Er machte die zwei Strömungsformen sichtbar, in dem er in eine Wasserströmung, die durch ein durchsichtiges Rohr floss, durch ein kleines Röhrchen eine farbige Flüssigkeit einleitete. So konnte man die Entwicklung der Strömung stromab der Farbeinbringung beobachten.

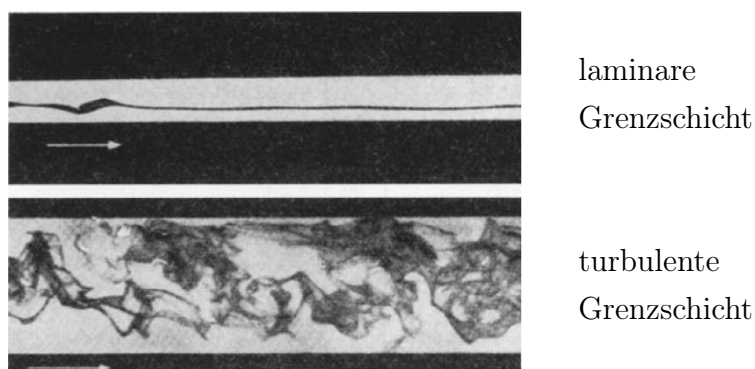


Abbildung 2.4: Fadenversuch von O.Reynolds [5].S.11

Bei diesem Versuch stellte er fest, dass sich bei kleinen Strömungsgeschwindigkeiten, oder genauer bei Reynolds-Zahlen unterhalb der kritischen Reynolds-Zahl, ein annähernd geradliniger Farbfaden ausbildet. Dieser schwimmt gleichsam parallel zur Rohrachse mit der Strömung mit. Dabei handelt es sich um eine Schichtenströmung, in der Schichten mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten nebeneinander strömen. Dies bedeutet, dass sich die Fluidteilchen dieser einzelnen Schichten nicht quer zur Strömungsrichtung untereinander austauschen. Zeigt nun eine Strömung so ein Verhalten wird sie als *laminare Strömung* bezeichnet. Wird die Strömungsgeschwindigkeit erhöht, sodass die kritische Reynolds-Zahl überschritten wird, kommt es zu einer Verhaltensänderung in der Strömung: Es entsteht eine Vermischung quer zur Strömungsrichtung, was zu einem Aufmischen des Farbfadens führt. Bei diesem Strömungsverhalten spricht man von einer *turbulenten Strömung*.

2.2.1 Reynolds-Zahl

Wie schon erwähnt, kennzeichnet die Reynolds-Zahl den Verlauf der Stromlinien. Basierend auf dem sogenannten „Reynold’sches Ähnlichkeitsprinzip“ liefert die Reynolds-Zahl eine wesentliche Bedingung dafür, ob die Strömung um zwei geometrisch ähnliche Körper, sowohl bei unterschiedlicher Größe des Körpers, als auch bei verschiedenen Fluiden und verschiedenen Geschwindigkeiten, ein ähnliches Strömungsverhalten zeigt. Denn um eine *mechanisch ähnliche Strömung* zu erhalten, muss die Bedingung erfüllt sein, dass die Kräfte, die auf ein Volumenelement wirken, in jedem ähnlich gelegenen Punkt auf dem Objekt im gleichen Verhältnis zueinander stehen. Das heißt, dass zwei Strömungen nur dann mechanische Ähnlichkeit aufweisen, wenn die Reynolds-Zahl für beide Strömungen gleich ist.

Reynolds-Zahl Re

Die dimensionslose Reynolds-Zahl stellt ein Maß für das Verhältnis von Trägheitskräften (proportional zur Dichte ρ) und Reibungskräften (proportional zur Viskosität μ) dar.

$$Re = \frac{\text{Trägheitskräfte}}{\text{Reibungskräfte}} \quad Re = \frac{\rho U d}{\mu} = \frac{U d}{\nu} \quad (2.11)$$

Darin stellt ρ die Dichte, U eine charakteristische Geschwindigkeit (z.B. Anströmungsgeschwindigkeit), d eine charakteristische Längenabmessung des Objekts (z.B. Kugeldurchmesser), μ die dynamische Viskosität und ν die kinematische Viskosität dar.

Die Reynolds-Zahl liefert überdies das entscheidende Kriterium für das Vorliegen laminarer oder turbulenter Strömung. Der Übergangsbereich zwischen *laminarer Strömung* und *turbulenter Strömung* wird demnach durch eine kritische Reynolds-Zahl festgemacht.

Für die längsangeströmte Platte gilt:

$$Re_{krit} = 5 \times 10^5 \quad (2.12)$$

Für Reynolds-Zahlen kleiner als Re_{krit} ist die Strömung laminar, oberhalb von Re_{krit} wird die Strömung immer turbulenter.

Der Wert von Re_{krit} ist stark vom Grad der Störungsfreiheit der Außenströmung abhängig. So können bei starken Störungen in der Außenströmung Werte um $Re_{krit} = 3 \times 10^5$ auftreten. Im Vergleich dazu kann es bei sehr störungsfreier Außenströmung zu Werten bis $Re_{krit} = 3 \times 10^6$ kommen.

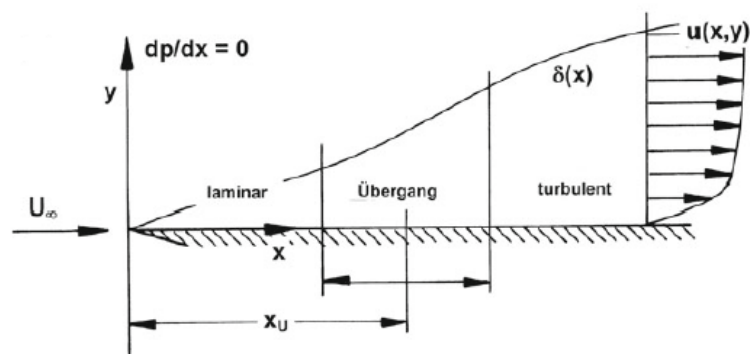


Abbildung 2.5: Übergang von der laminaren Grenzschicht zur turbulenten Grenzschicht an einer ebenen Platte ($dp/dx=0$) [1].S.24

Wie Abbildung 2.5 schematisch zeigt, hat man bei der Grenzschicht in der Nähe der Plattenvorderkante zunächst eine laminare Grenzschicht und weiter stromabwärts eine turbulente Grenzschicht. Da der Übergang von laminarer in turbulente Grenzschicht innerhalb eines Bereichs endlicher Länge stattfindet, spricht man nach Erreichen des kritischen Zustands assoziiert mit Re_{krit} noch von einer bestimmten Transitionslänge bis zum Erreichen des voll turbulenten Zustands.

2.2.2 Laminare Grenzschicht

Wie schon bereits in Abbildung 2.3 gezeigt wurde, nimmt die durch den Einfluss der viskosen Reibung abgebremste Schicht stetig zu. Der Grund hierfür liegt in der Haftbedingung, durch die das Fluid an der Platte abgebremst. Betrachtet man nun die Grenzschicht in Normalrichtung der Platte, sieht man, dass die Dicke der Grenzschicht $\delta(x)$ in x Richtung stetig anwächst und sich daraus eine mit x monoton wachsende Funktion ergibt.

2.2.2.1 Grenzschichtdicke der laminaren Strömung

Streng genommen erfolgt der Übergang von Grenzschichtströmung zur Außenströmung asymptotisch, was soviel bedeutet, wie dass die ungestörte Anströmungsgeschwindigkeit U_∞ erst in einem unendlich weiten Abstand von der Platte - in y -Richtung gesehen ($y \rightarrow \infty$) - erreicht wird. Aus diesem Grund kann genau genommen keine exakte Grenze festgelegt werden. Ungeachtet dessen wird der Begriff der *Grenzschichtdicke* in der Praxis häufig verwendet. Meist wird für die Grenze jene Entfernung von der Platte angegeben, bei der die Fluidgeschwindigkeit einen gewissen Prozentsatz der ungestörten Anströmungsgeschwin-

digkeit erreicht. Sehr oft werden hierfür willkürlich 99% verwendet, was durch den Index δ_{99} angegeben wird.

Grenzschichtdicke (laminar) δ_{99}

Für die laminare Grenzschicht an einer längsangeströmten ebenen Platte gilt:

$$\delta_{99}(x) = 5 \sqrt{\frac{\nu x}{U_\infty}} \quad (2.13)$$

Die auf die Plattenlänge l bezogene dimensionslose Grenzschichtdicke erhält die ebenfalls auf die Plattenlänge l bezogene Reynolds-Zahl $Re = \frac{U_\infty l}{\nu}$

$$\frac{\delta_{99}(x)}{l} = \frac{5}{\sqrt{Re}} \sqrt{\frac{x}{l}} \quad (2.14)$$

Aus der Gleichung 2.14 kann man folgern, dass die Grenzschichtdicke mit ansteigender Reynolds-Zahl dünner wird und somit im Grenzfall $Re = \infty$ völlig verschwindet. Des Weiteren kann man aus der Gleichung ablesen, dass die laminare Grenzschichtdicke proportional zu \sqrt{x} mit der Lauflänge x wächst.

2.2.2.2 Verdrängungsdicke

Im Gegensatz zur willkürlich eingeführten Grenzschichtdicke gibt es ein weiteres Längenmaß für die Grenzschicht, welches ein korrektes und strömungsmechanisch interpretierbares Maß für die Dicke der Grenzschicht darstellt. Dabei handelt es sich um die *Verdrängungsdicke* δ_1 , die angibt, um wie viel die Grenzschicht die Außenströmung von der Wand des Körpers abdrängt.

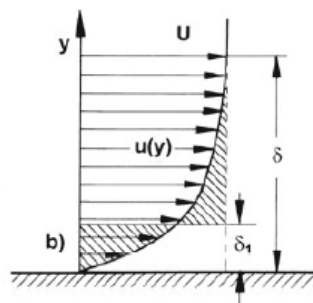


Abbildung 2.6: Verdrängungsdicke δ_1 der Grenzschicht [1].S.25

Verdrängungsdicke δ_1

Die Verdrängungsdicke ist definiert als:

$$U\delta_1(x) = \int_{y=0}^{\infty} (U - u)dy \quad (2.15)$$

Dabei stellt U die an der Stelle x herrschende Fluidgeschwindigkeit dar, die am Außenrand der Grenzschicht auftritt.

Demzufolge müssen die in Abbildung 2.6 schraffierten Flächen gleich groß sein. Damit beschreibt die Verdrängungsdicke die Verdrängungswirkung der Grenzschicht.

Für die längsangeströmte ebene Platte (auf die Plattenlänge l bezogen) gilt:

$$\frac{\delta_1(x)}{l} = \frac{1.721}{\sqrt{Re}} \sqrt{\frac{x}{l}} \quad (2.16)$$

Dies bedeutet, die Verdrängungsdicke δ_1 beträgt etwa $1/3$ der Grenzschichtdicke δ_{99}

2.2.2.3 Reibungskräfte

Ähnlich wie die Dicke der Grenzschicht lässt sich auch die Wandschubspannung τ_w und in weiterer Folge der gesamte Reibungswiderstand der Platte abschätzen.

Wie bereits in dieser Arbeit erwähnt wurde zählt die Luft als Gas zu den Newton'schen Fluiden und es gilt das entsprechende Fließgesetz Gleichung 2.3.

Wandschubspannung τ_w

Die Wandschubspannung wird berechnet durch

$$\tau_w(x) = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_w \quad (2.17)$$

μ stellt hierbei die dynamische Viskosität dar, u die Geschwindigkeit des Fluids, y die Richtung normal zur Wandebene und der Index w den Wert an der Wand.

Für die laminare Grenzschicht entlang ebener Platten lässt sich die Wandschubspannung abschätzen durch:

$$\tau_w(x) \sim \mu U_\infty \sqrt{\frac{\rho U_\infty}{\mu x}} = \sqrt{\frac{\mu \rho U_\infty^3}{x}} \quad (2.18)$$

Demnach ist die Wandschubspannung entlang der ebenen Platte proportional zu $U_\infty^{3/2}$ und besonders beachtenswert proportional zu $1/\sqrt{x}$. Daraus kann man schließen, dass die Wandschubspannung keine Konstante ist, sondern eine mit x monoton fallende Funktion darstellt, wobei sie nahe der Plattenvorderkante besonders groß ist. Somit verläuft die Wandschubspannung umgekehrt proportional zur Grenzschichtdicke, d.h. je dünner die Grenzschicht, desto höher die Wandschubspannung.

Den gesamten Reibungswiderstand erhält man durch Integration der örtlichen Wandschubspannung $\tau_w(x)$ entlang der Wand.

Reibungswiderstand W , Widerstandsbeiwert c_w

Die einseitig benetzte Platte (mit Breite b und Länge l) hat folgenden Reibungswiderstand:

$$W = b \int_0^l \tau_w(x) dx \quad (2.19)$$

Für die ebene Platte ergibt dies den Widerstandsbeiwert:

$$c_w = \frac{W}{\frac{\rho}{2} U_\infty^2 \times b \times l} = \frac{1,328}{\sqrt{Re}} \quad (2.20)$$

2.2.3 Turbulente Grenzschicht

Im Gegensatz zu der bisher behandelten laminaren Grenzschicht zeichnet sich die turbulente Strömung durch zeitliche und räumliche Schwankungen der Strömungsgrößen (Geschwindigkeit, Druck und Dichte etc.) aus.

Wie schon in Abschnitt 2.2.1, S. 15 beschrieben, wird die Grenzschicht nach einer bestimmten Lauflänge $x = x_{krit}$ von der Plattenvorderkante turbulent.

Ein charakteristisches Merkmal für den Übergangspunkt von laminar zu turbulent stellt das plötzliche Anwachsen der Grenzschichtdicke dar. Wie in Abbildung 2.7 ersichtlich, weist die turbulente Grenzschicht eine wesentlich höhere Grenzschichtdicke auf als die laminare Grenzschicht. Des Weiteren kommt es ab diesem Punkt zu einem Anstieg der Wandschubspannung.

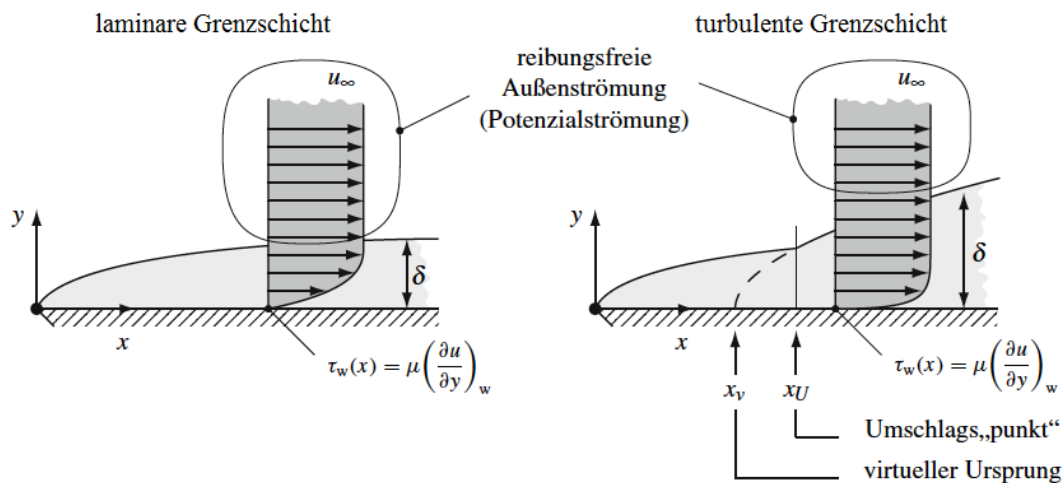


Abbildung 2.7: laminare Grenzschichtdicke, turbulente Grenzschichtdicke [11].S.144

2.2.3.1 Grenzschichtdicke der turbulenten Strömung

Das plötzliche Anwachsen der Grenzschichtdicke stellte M. Hansen (1982) in einem Diagramm (Abbildung 2.8) dar. Dazu trug er die dimensionslose Kombination $\delta_{99} \sqrt{\frac{U_\infty}{\nu x}}$ als Funktion der dimensionslosen Lauflänge $Re_x = U_\infty x / \nu$ auf.

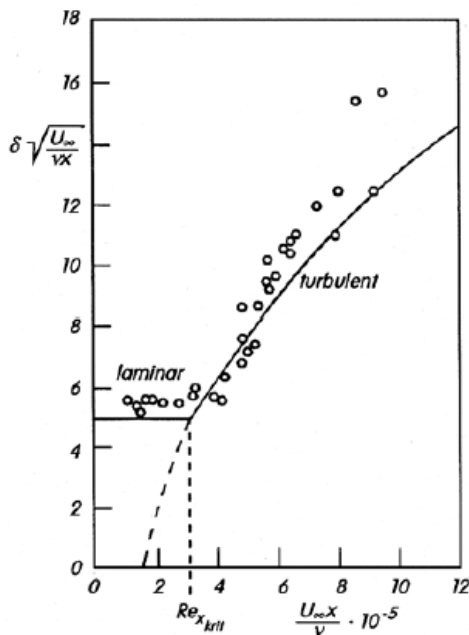


Abbildung 2.8: Die Grenzschichtdicke in Abhängigkeit von der Lauflänge (längsangeströmte Platte), Messung nach M. Hansen(1982) [5].S.32

Bei der laminaren Grenzschicht hat diese Kombination nach Gleichung 2.13 einen ungefähr konstanten Wert bei 5. Nach dem Übergang zur turbulenten Grenzschicht wächst die dimensionslose Grenzschichtdicke dagegen stark an.

Grenzschichtdicke (turbulent) δ

Die Dicke der turbulenten Grenzschicht an der ebenen Platte kann mittels folgender Abschätzung bestimmt werden:

$$\frac{\delta U_\infty}{\nu} = 0,14 \frac{Re_x}{\ln Re_x} G(\ln Re_x) \quad (2.21)$$

$G(\ln Re_x)$ stellt eine nur schwach von $\ln Re_x$ abhängige Funktion mit dem Grenzwert eins für $\ln Re_x \rightarrow \infty$ dar.

Für den hier interessierenden Bereich $10^5 < Re_x < 10^6$ gilt $G \approx 1,5$.

Näher soll hier auf die Funktion $G(\ln Re_x)$ nicht eingegangen werden. Für eine genauere Beschreibung wird auf die Literatur *Grenzschicht-Theorie* von H. Schlichting [5] Kap. 17.1.3 verwiesen.

Bei Gleichung 2.21 handelt es sich um eine asymptotische Formel für große Reynolds-Zahlen. Dabei wächst die Dicke der Grenzschicht mit der Lauflänge x gemäß $\delta \sim x/\ln x$ für große x . Abbildung 2.8 zeigt die Grenzschichtdicke in Abhängigkeit von der Lauflänge entlang der Platte.

2.3 Umströmung von Körpern

2.3.1 Strömungsablösung

Bisher wurde die Grenzschicht anhand einer längsangeströmten ebenen Platte erläutert. Um den Vorgang eines Grenzschichtphänomens, der sogenannten Ablösung, zu erklären, betrachtet man am einfachsten die Strömung um einen stumpfen Körper.

Abbildung 2.9 zeigt den Vorgang der Ablösung anhand eines quer angeströmten Kreiszylinders. Nahe dem vorderen Staupunkt D, wo die Grenzschicht noch sehr dünn ist, ist die Strömung praktisch reibungsfrei. Auf dem Weg von D nach E erfährt ein Fluidteilchen der Außenströmung eine Beschleunigung - das heißt, es kommt zu einer Umsetzung von statischer Druckenergie in kinetische Energie. Auf dem Weg von E nach F wird wiederum kinetische Energie in statische Druckenergie umgewandelt. Ein Fluidteilchen, das in

unmittelbarer Wandnähe innerhalb der Grenzschicht strömt, erfährt im selben Maße die Wirkung des Druckfeldes, das in der Außenströmung vorhanden ist, da dieses der Grenzschicht aufgeprägt ist. Ein Grenzschichtteilchen büßt auf dem Weg von D nach E durch die starken Reibungskräfte innerhalb der Grenzschicht so viel seiner kinetischen Energie ein, dass diese nicht mehr ausreicht, um den Druckanstieg von E nach F zu überwinden. Es wird nicht weit in das Gebiet ansteigenden Drucks zwischen E und F vordringen und dort zum Stillstand kommen. Durch den Druckanstieg in der äußeren Strömung kommt es sogar zu einer Umkehr der Bewegungsrichtung, wodurch es in diesem Bereich zu einer Wirbelbildung kommt. Bei höheren Reynolds-Zahlen lösen sich die Wirbel ab und bewegen sich in Strömungsrichtung fort. Dadurch wird das Strömungsbild auf der Leeseite völlig umgestaltet und auch die Druckverteilung ändert sich erheblich gegenüber der idealen reibungsfreien Strömung, wo prinzipiell keine Ablösung auftreten kann.

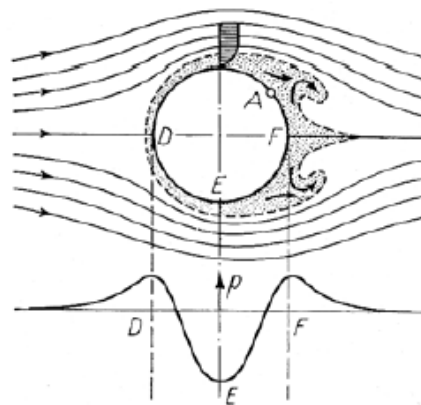


Abbildung 2.9: Schematische Darstellung der Ablösung der Grenzschicht und Wirbelbildung am Kreiszyylinder. A= Ablösungsstelle [5].S.37

In Abbildung 2.10 sieht man einen Strömungszustand stromab von einem Kreiszyylinder. In dem mit Wirbel durchsetzten Gebiet auf der Leeseite herrscht ein starker Unterdruck, der die Ursache für den großen Druckwiderstand des Körpers ist.

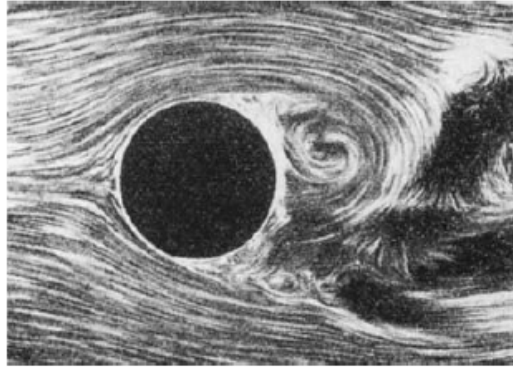


Abbildung 2.10: Momentanbild der vollständig abgelösten Strömung hinter einem Kreiszyylinder [5].S.19

2.3.1.1 Ablösungsbedingung

Die Wahrscheinlichkeit für eine Ablösung besteht für die Grenzschicht immer in Gebieten mit Druckanstieg. Diese wird immer größer, je steiler der Druckanstieg ist - also besonders bei Körpern mit stumpfer Rückseite.

Abbildung 2.11 zeigt ein Stromlinienbild der Grenzschichtströmung in der Nähe der Ablösungsstelle. Wie zuvor erwähnt, kommt es zu einer Rückströmung in der Wandnähe. Dadurch ergibt sich eine Verdickung der Grenzschicht und damit verbunden einem Abdrängen von Grenzschichtmaterial in die Außenströmung. An der Stelle der Ablösung verlässt die Stromlinie unter einem bestimmten Winkel die Wand.

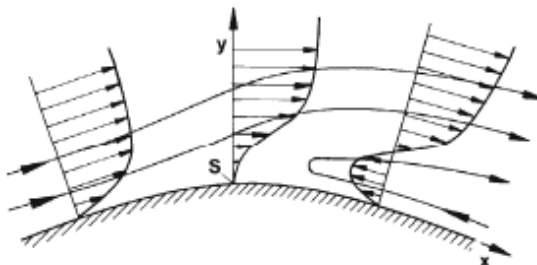


Abbildung 2.11: Schematische Darstellung der Grenzschichtströmung in der Nähe einer Ablösungsstelle. S = Ablösungsstelle [1].S.38

Die Lage des Ablösungspunktes erhält man durch die Bedingung, dass an der Wand der Geschwindigkeitsgradient senkrecht zur Wand, und demzufolge die Wandschubspannung τ_w , verschwindet:

$$\tau_w(x) = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_w = 0 \quad (\text{Ablösung}) \quad (2.22)$$

Hinsichtlich der Ablösung ist noch zu erwähnen, dass sich die Strömung auch an einer Kontur, die eine scharfkantige Ecke besitzt, genau an dieser scharfen Kante ablösen kann. Jedoch ist hier weder der Gradient der Geschwindigkeit an der Kante, noch die Wandschubspannung gleich Null. Aus diesem Grund schlug Leder (1992) für diese Art der Ablösung die Bezeichnung „Abriss“ vor. Dieser Begriff wird vor allem in der Automobilbranche verwendet.⁵

2.3.1.2 Unterschied zwischen laminarer und turbulenter Strömungsablösung

Bei Strömung um einen stumpfen Körper kommt es zu einer auffälligen Erscheinung, die mit dem Übergang von laminar zu turbulent in der Grenzschicht zusammenhängt. Dabei tritt ein plötzlicher starker Abfall des Widerstandsbeiwertes c_w ein, der auf ein Turbulentwerden der Grenzschicht zurückzuführen ist. Da bei der turbulenten Grenzschicht durch die Vermischung der Fluidteilchen die mitschleppende Wirkung der Außenströmung wesentlich größer ist als bei der laminaren Grenzschicht, verlagert sich der Ablösungspunkt, zum Beispiel an einer Kugel, in einer turbulenten Strömung weiter nach hinten.

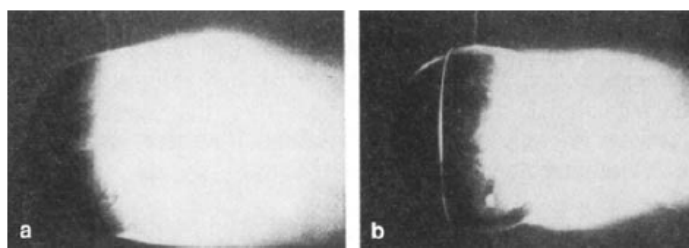


Abbildung 2.12: Strömung um eine Kugel (nach C. Wieselberger (1914))
a. laminare Strömung im unterkritischen Reynolds-Zahl-Bereich
b. turbulente Strömung im unterkritischen Reynolds-Zahl-Bereich.
Die turbulente Strömung wurde durch Auflegen eines dünnen Drahtreifens erzwungen. [5].S.44

⁵[1] W.-H. Hucho, S.39

In Abbildung 2.12 (a) kann man gut erkennen, dass die Ablösestelle bei der laminaren Strömung etwa am Äquator liegt. Bringt man an der Kugel etwas vor dem Äquator einen dünnen Drahtreifen an, erreicht man, wie man in Abbildung 2.12 (b) gut erkennen kann, dadurch künstlich ein Turbulentwerden der Grenzschicht bei an sich noch kleinen unterkritischen Reynolds-Zahlen. Dadurch verlagert sich die Ablösestelle weiter stromabwärts. Demzufolge wird das Totwassergebiet hinter dem Körper schmaler und die Druckverteilung wird der reibungslosen Strömung ähnlicher. Durch die Verkleinerung des Totwassers tritt eine Verminderung des Druckwiderstandes ein.

Einen weiteren Unterschied zwischen laminarer und turbulenter Grenzschichtablösung stellt der Nachlauf hinter dem Körper dar. Aus der Grenzschicht entwickelt sich nach Ablösen und Verlassen des Körpers eine sogenannte *freie Scherschicht* weiter stromabwärts und bildet dort die Nachlaufströmung. Im Grenzfall $Re = \infty$ reduzieren sich die laminaren, freien Scherschichten zu Unstetigkeitslinien bzw. -flächen, während die turbulenten freien Scherschichten bei diesem Fall eine endliche Dicke behalten. Dies bedeutet, dass, wenn sich durch die Ablösung turbulente freie Scherschichten bilden, die Grenzlösung für $Re = \infty$ zwar viskositätsfrei, jedoch infolge der „turbulenten Scheinreibung“ reibungsbehaftet ist.

2.3.1.3 Strömungsbereiche anhand des Beispiels vom Kreiszyylinder

In Tabelle 2.1 sind die verschiedenen Formen des Strömungsfeldes eines umströmten Kreiszyinders aufgelistet.





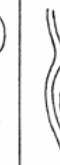


Reynolds-Zahl-Bereich	Strömungsbereich	Strömungsform	Strömungscharakteristik	Strouhal-Zahl St	Widerstandsbeiwert c_w	Ablösungswinkel Θ_A
$Re \rightarrow 0$	schleichende Strömung		stationär. kein Nachlauf	-	siehe Bild 1.12	-
$3 - 4 < Re < 30 - 40$	Wirbelpaar im Nachlauf		stationär. Ablösung symmetrisch	-	$1,59 < c_w < 4,52$ ($Re = 30$) ($Re = 4$)	$130^\circ < \Theta_A < 180^\circ$ ($Re = 35$) ($Re = 5$)
$30 < Re < 40$ $80 < Re < 90$	Einsetzen der Kármánschen Wirbelstraße		laminar. Nachlauf instabil	-	$1,17 < c_w < 1,59$ ($Re = 100$) ($Re = 30$)	$115^\circ < \Theta_A < 130^\circ$ ($Re = 90$) ($Re = 35$)
$80 < Re < 90$ $150 < Re < 300$	reine Kármánsche Wirbelstraße		Kármánsche Wirbelstraße	$0,14 < St < 0,21$		
$150 < Re < 300$ $300 < Re < 1,3 \cdot 10^5$	unterkritischer Bereich		laminarer Nah-Nachlauf mit Wirbelstraßen-Instabilität	$St = 0,21$	$c_w \approx 1,2$	$\Theta_A \approx 80^\circ$
10^5 $1,3 \cdot 10^5 < Re < 3,5 \cdot 10^6$	kritischer Bereich		laminare Ablösung, turbulentes Anlegen turbulente Ablösung, turbulenter Nachlauf	keine bevorzugte Frequenz	$0,2 < c_w < 1,2$	$80^\circ < \Theta_A < 140^\circ$
$3,5 \cdot 10^6 < Re$	überkritischer Bereich (transkritisch)		turbulente Ablösung	$0,25 < St < 0,30$	$c_w \approx 0,6$	$\Theta_A \approx 115^\circ$

Tabelle 2.1: Strömungsbereiche beim Kreiszyylinder [5].S.20

Zusammenfassend kann man folgende auftretenden Bereiche unterscheiden:

- Einen symmetrischen Bereich ($4 < Re < 40$), in dem keine Wirbelablösung stattfindet. Es bildet sich zwar ein stabiles Wirbelpaar hinter dem Kreiszyylinder, jedoch löst es sich nicht vom Zylinder ab. Es kommt zu keinen Wechselkräften und es wird kein Schall erzeugt.
- Ein stabiler Bereich ($40 < Re < 300$), in dem sich eine Kármán'sche Wirbelstraße (siehe 2.4.1) ausbildet. Die Wirbelpaare lösen sich regelmäßig ab und bewegen sich stromabwärts. Danach zerfallen sie und gehen auch in Turbulenz über.
- Ein unterkritischer-kritischer (instabiler) Bereich ($300 < Re < 3,5 \cdot 10^6$). Die Grenzschicht beim Kreiszyylinder ist noch laminar, jedoch kommt es schon in einem geringen Abstand stromab vom Zylinder zu turbulenten Geschwindigkeitsschwankungen und zu einem Zerfall der Wirbel.
- Ein überkritischer Bereich ($3,5 \cdot 10^6 < Re$) bei dem die Strömung schon am Zylinder turbulent ist.

2.4 Schallentstehung durch Strömung

Die Entstehung von Geräuschen ist auf die Ausbildung von Wirbeln zurückzuführen. Es kommt sowohl durch die nicht turbulenten, zum Beispiel durch Ablösung erzeugten Wirbel als auch durch die turbulenten Wirbelbewegungen zu örtlichen und zeitlichen Druckänderungen. Ein Teil dieser Gasdruckschwankungen wird als Luftschall abgestrahlt.

So werden zum Beispiel an einer Zylinderoberfläche mit der Ablösung der Strömung Wechselkräfte erzeugt. Diese bewirken eine Schallabstrahlung senkrecht zur Zylinderachse und senkrecht zur Anströmungsrichtung.⁶

2.4.1 Kármán'sche Wirbelstraße

Auch wenn ein stumpfer Körper mit stationärer Anströmbedingung angeströmt wird, bleibt die Strömung bei Auftreten von Ablösung keineswegs stationär. Dabei finden zeitlich veränderliche Vorgänge der mittleren Bewegung statt, die, verglichen mit vorhandenen turbulenten Schwankungsbewegungen langsam verlaufen. Dabei kann es hinter dem Körper

⁶Vgl. [13] R. Lerch, G.M. Sessler, D. Wolf, S.258,692

zu einer sogenannten *Kármán'sche Wirbelstraßenbildung* kommen, die für eine regelmäßige Anordnung rechts- und linksdrehender Wirbel steht. Die Wirbel wandern mit der Strömung stromabwärts und lösen sich später unter der Wirkung der Viskosität auf. Eine solche Anordnung ist in den Abbildungen 2.13 und 2.14 zusehen. Die Abfolge der Einzelwirbel vollzieht sich dabei in einem Abstand von u_∞/f , wobei f die Frequenz der Ablösung bezeichnet.

Durch die alternierende Wirbelablösung kommt es an der Oberfläche des Körpers zu örtlichen und zeitlichen Druckschwankungen mit der Frequenz der Wirbelablösung und damit folglich auch zu einer Schallentstehung.⁷ Hinsichtlich des Fahrzeuges ist ein klassisches Beispiel für das Entstehen einer Kármán'sche Wirbelstraße im Nachlauf der Radioantenne zu finden. Dort äußert sich diese durch ein tonales Pfeifen.

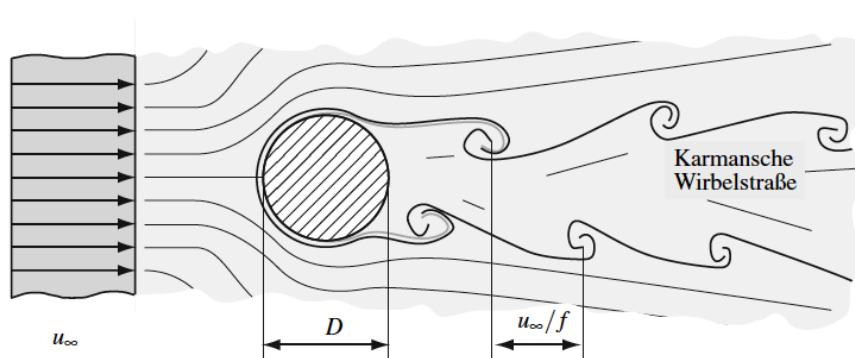


Abbildung 2.13: Wirbelbildung durch alternierende Grenzschichtablösung im Nahbereich hinter einem Kreiszyylinder [11].S.27

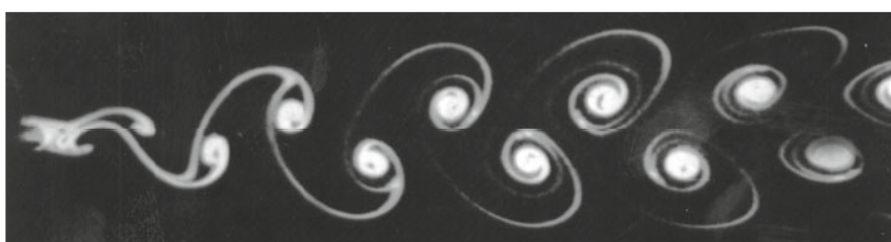


Abbildung 2.14: Kármán'sche Wirbelstraße, $Re = 10^5$. (Aus Van Dyke (1997); Foto Sadatoshi & Taneda (1978)) [1].S.200

⁷Vgl. [11] H. Herwig, S.27

Mithilfe der *Strouhal-Zahl* lässt sich die Frequenz der abgelösten Wirbel und somit die Tonhöhe ermitteln.

Strouhal-Zahl Str

Die dimensionslose Frequenz wird als Strouhal-Zahl bezeichnet. Sie stellt ein Maß für die Instationarität einer Strömung dar. Darin bezeichnet f die Frequenz des instationären Vorgangs (Wirbelablösung).

$$Str = \frac{fd}{U} \quad (2.23)$$

d stellt eine charakteristische Längenabmessung des Objekts (z.B. Kugeldurchmesser) und U eine charakteristische Geschwindigkeit (Anströmungsgeschwindigkeit) dar.

Bei der Umströmung von stumpfen Körpern kann für die Strouhal-Zahl über weite Bereiche ein Wert $Str = 0,2$ angenommen werden.

Für die vorliegende Arbeit sind vor allem die Ablösung sowie das Wiederauftreffen der abgelösten Wirbel auf die Karosserie stromabwärts von Interesse. Durch das Wiederauftreffen werden die Karosserieteile in Schwingung versetzt, wodurch Quellen für die Schallemission entstehen. Besonders relevante Ablösebereiche stellen hierbei der seitliche Außenspiegel sowie auch die A-Säule dar. Sowohl die abgelösten Wirbel des Seitenspiegels als auch die der A-Säule schlagen in der Regel auf die Seitenscheibe auf, sodass sie in unmittelbarer Nähe zu den Ohren des Fahrers bzw. der Fahrgäste nach innen übertragen werden, wodurch diese im Hauptfokus dieser Arbeit steht. Weitere relevante Geräuschquellen stellen Lecks in Fenster- und Türdichtungen, die Scheibenwischer, Antennen die tonale Geräusche erzeugen, Hohlraumresonanzen durch Nuten oder Schlitze an der Karosserie oder der Unterboden dar.

Im nächsten Kapitel wird noch näher auf die aeroakustischen Quellen eingegangen, die bei der Umströmung von Fahrzeugen auftreten können. Die Umströmung kann zu verschiedenen Geräusch-Entstehungsmechanismen führen, die unterschiedliche akustische Strahlertypen zur Folge haben.

3 Aeroakustische Grundlagen

In diesem Kapitel werden die für die Aeroakustik von Fahrzeugen wichtigen Geräuschentstehungsmechanismen erläutert. Zusätzlich wird auf die Ffowcs Williams-Hawkings-Analogie eingegangen, die die Terme dieser Mechanismen beinhaltet. Die Möglichkeit der Unterscheidung dieser Entstehungsprozesse wird in Kapitel 6 *Auswertung der Messdaten* für die Auswertungsvariante 6.2, S. 120 *Unterscheidung Akustik - Hydrodynamik durch Untersuchung der v -Abhängigkeit der Indikator- und Zielgrößen* genutzt. Die v -Abhängigkeit steht hierbei für die Abhängigkeit der akustisch und hydrodynamisch Druckfluktuationen von der Anströmungsgeschwindigkeit v .

Im Anschluss werden weitere akustische Grundlagen erklärt, die für die Analyse der Messdaten herangezogen wurden.

3.1 Aeroakustische Schallquellen

Wie schon in Kapitel 2 erläutert, treten in den Grenzschichten und Wirbeln von Strömungen örtlich begrenzte oder auch ausgedehnte instationäre Strömungsvorgänge auf. Diese sind mit instationären Druckschwankungen verbunden. Ein Teil dieser Gasdruckschwankungen strahlt als Luftschall in Form von Longitudinalwellen ab.

„Die aeroakustischen Schallquellen sind in die Strömungsformen eingebettet, die von den Navier-Stokes-Gleichungen beschrieben werden. Zur Berechnung aeroakustischer Vorgänge werden diese Schallquellen auf bekannte Schallabstrahler (Quellterme) zurückgeführt. Diese Reduzierung wird als aeroakustische Analogie bezeichnet.“¹

Mithilfe der Erhaltungssätze von Masse und Impuls in den Navier-Stokes-Gleichungen sowie dem Energieerhaltungssatz können Strömungsvorgänge für instationäre, reibungsbehaftete und kompressible Fluide beschrieben werden. Dadurch können daraus auch die

¹[3] D. Surek, S. Stempin, S.310

aeroakustischen Analogien abgeleitet werden, die schlussendlich zur inhomogenen akustischen Wellengleichung führen, für die Lösungen bekannt sind. Die akustischen Quellen werden in der inhomogenen akustischen Wellengleichung durch Quellterme beschrieben. Diese bestehen aus Druck- und Geschwindigkeitsfluktuationen, aus Impulsgrößen, aus Spannungsfluktuationen und aus äußeren Kräften.²

Um diese Quellterme von der akustischen Variablen unabhängig zu machen, werden Näherungsansätze eingeführt, die schließlich zur linearisierten Gleichungen führen, wodurch die Ausbreitung der akustischen Wellen in einem ruhenden homogenen Fluid beschrieben wird. Durch die turbulenten Fluktuationen und die äußeren Kräfte wird das Fluid selbst akustisch angeregt. Die Strömungsakustischen Vorgänge resultieren also aus der Strömung.²

²[3] D. Surek, S. Stempin, S.310

Grundgleichungen der Strömungsmechanik³

Erhaltung der Masse (Kontinuitätsgleichung):

Leitsatz:

Die zeitliche Änderung der Masse im Volumenelement =
 \sum der einströmenden Massenströme in das Volumenelement –
 \sum der ausströmenden Massenströme aus dem Volumenelement

kartesische Koordinatenform:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho v_i) = 0 \quad (3.1)$$

Erhaltung des Impulses:

Leitsatz:

Die zeitliche Änderung des Impulses im Volumenelement =
 \sum der eintretenden Impulsströme in das Volumenelement –
 \sum der ausströmenden Impulsströme aus dem Volumenelement +
 \sum der auf das Volumenelement wirkenden Scherkräfte, Normalspannungen +
 \sum der auf die Masse des Volumenelements wirkenden Kräfte

kartesische Koordinatenform:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho v_i v_j) = -\frac{\partial}{\partial x_j}(p \delta_{ij}) + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (3.2)$$

dabei steht $x_i = [x, y, z]^T$ für den Ortsvektor, t für die Zeit, $v_i = [u, v, w]^T$ für den Geschwindigkeitsvektor. Über gleiche Indices wird aufsummiert. τ_{ij} stellt die Schubspannung und δ_{ij} das Kronecker -Delta dar.

³Vgl. [12] H. Oertel jr., M. Böhle, Th. Reviol, Kapitel 3

M. J. Lighthill war im Jahr 1952 einer der ersten, der eine akustische Analogie erstellte. Ihm gelang es, die Grundgleichungen des Strömungsfeldes so umzuformen, dass man die Anregungsterme (Quellterme) akustischen Elementarstrahlern wie Monopol-, Dipol- und Quadrupolquellen, zuordnen konnte.

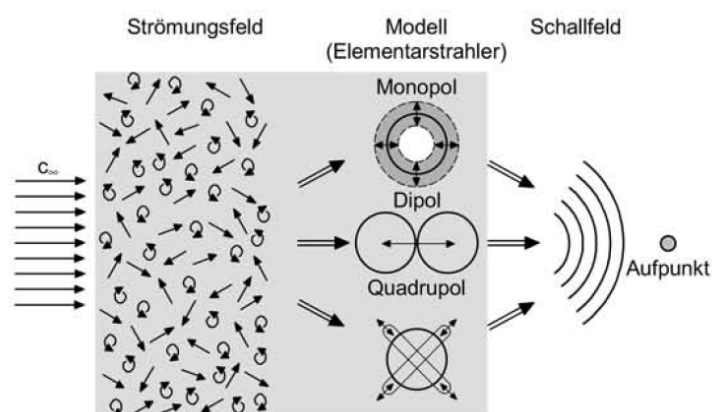


Abbildung 3.1: Modell der Lighthill-Analogie für Strömungsfelder [3].S.313

„Lighthill führt die Schallerzeugung durch Strömungsvorgänge auf einen akustischen Vorgang zurück, in dem er die stochastischen Strömungserscheinungen in pulsierende Teilchen transformiert.“⁴ Dafür bedient er sich der Grundgleichungen der Strömungsmechanik und leitet daraus die aerodynamische Schallerzeugung ab. Das gelingt ihm durch Ableitung der Kontinuitätsgleichung partiell nach der Zeit und Ableitung der Impulsgleichung partiell nach den Ortskoordinaten. Dadurch erhält er die inhomogene Wellengleichung, die die Hauptgleichung der Strömungsmechanik darstellt. Durch diese Ableitung schuf er einen Zusammenhang zwischen der Wellengleichung der klassischen Akustik für ein ruhendes Fluid und einer turbulenzbehafteten Fluidströmung, wobei die Turbulenz für die nichtlinearen Glieder der inhomogenen Wellengleichung verantwortlich ist.⁴

In anderen Worten gelingt es ihm, auf einer Seite der Gleichung die Ausbreitungseigenschaften von akustischen Wellen zu beschreiben, während die andere Seite der Gleichung die akustischen Quellterme im Fluid enthält.

⁴[3] D. Surek, S. Stempin, S.313

Inhomogene Lighthill'sche Wellengleichung

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (3.3)$$

Mit der akustischen Wechseldichte ρ' als Variabel.

Die akustischen Wechselgrößen (Dichte, Druck und Schnelle) sind mit ' gekennzeichnet. Die Quellterme sind über die zweifach räumliche Ableitung des sogenannten *Lighthill'schen Spannungstensors* T_{ij} gegeben:

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + \delta_{ij} [(p - p_0) - c_0^2 (\rho - \rho_0)] - e_{ij} \quad (3.4)$$

ρ_0 ist die Dichte des ungestörten Mediums (Ruhedichte) und p_0 der Atmosphärendruck (Ruhedruck). δ_{ij} steht für den Kronecker-Delta-Operator und e_{ij} ist die (ij) te Komponente des viskosen Spannungstensors.⁵

3.1.1 Mechanismen der aeroakustischen Geräusentstehung

Im Wesentlichen kann man aerodynamische Geräusche auf drei unterschiedliche Geräusentstehungsmechanismen zurückführen:⁶

- Wechseldruckbehafteter Volumenstrom (durch kleine Öffnungen),
- Fluktuierende Druckbeaufschlagung einer festen Oberflächen und
- turbulente Schubspannungen.

Alle drei genannten Mechanismen sind in der Aeroakustik von Fahrzeugen wirksam, jedoch unterschiedlich bedeutsam.

Für die Charakterisierung und Beschreibung der einzelnen aerodynamischen Schallquellen ist es möglich, idealisierte Näherungsmodelle heranzuziehen (sog. Ffowcs Williams-Hawkings-Analogie).⁶

⁵[13] R. Lerch, G.M. Sessler, D. Wolf, S.878

⁶[9] K. Genuit (Hrsg.), S.283ff.

Ffowcs Williams-Hawkings Analogie

Die Lighthill-Analogie gilt nur für den Fall, dass sich keine Objekte im Fluid befinden (Freistrahllärm). Aus diesem Grund erweiterten Ffowcs Williams und Hawkings die Lighthill-Analogie, um auch für Fälle mit schallharter Berandung im Strömungsfeld Aussagen treffen zu können.

Ffowcs Williams und Hawkings unterteilen dazu das Gesamtgebiet Ω in zwei Regionen und diese werden von Begrenzungsflächen umrahmt, wie in Abbildung 3.2 gezeigt. Dabei wird das Fluidvolumen Ω von der Hüllenfläche Γ umschlossen. Die Berandung Γ_{12} stimmt mit der Körperoberfläche überein und umschließt Region 1. Diese kann sowohl ruhend als auch bewegt sein. Der Oberflächennormalvektor n ist nach außen gerichtet, die Geschwindigkeit an der Schnittfläche wird mit v bezeichnet.⁷

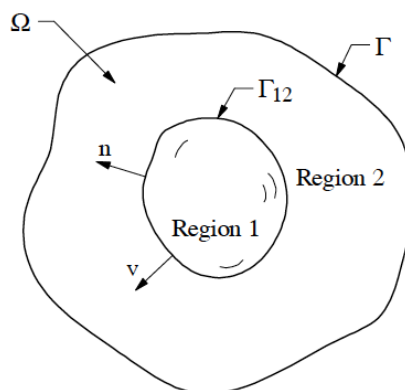


Abbildung 3.2: Gebietszerlegung nach der Analogie von Ffowcs Williams und Hawkings [13].S.881

Auf den Oberflächen und außerhalb der Oberflächen sind die Strömungsgeschwindigkeiten definitionsgemäß gleich wie die Geschwindigkeiten der realen Fluidbewegung, während die Strömungsbewegung im Inneren davon abweichen kann. Grundsätzlich kann die Strömung im Inneren einfach angenommen werden und geht im Allgemeinen nicht kontinuierlich über die Ränder in den Außenbereich über. Diese zeitlichen oder räumlichen Änderungen spiegeln sich auch in den Masse- und Impulserhaltungsgleichungen wieder und bilden letztendlich die Schallquellen. Ffowcs Williams und Hawkings gelangen schließlich durch Umformen der Massen- und Impulserhaltungsgleichung zu ihrer erweiterten akustischen Analogie.⁸

⁷[13] R. Lerch, G.M. Sessler, D. Wolf, S.880f.

⁸[13] R. Lerch, G.M. Sessler, D. Wolf, S.881

Analogie von Ffowcs Williams und Hawkins

Die Ffowcs Williams-Hawkings Analogie lässt sich mit folgender Differentialgleichung wiedergeben:

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2} = \underbrace{\frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j}}_{\text{Quadrupole}} - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} \left(P_{ij} \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_j} \right)}_{\text{Dipole}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial t} \left(\rho_0 v_i \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_i} \right)}_{\text{Monopole}} \quad (3.5)$$

Der allgemeine Tensor T_{ij} entspricht dem Lighthill'schen Spannungstensor Gleichung 3.4 außerhalb der Fläche und verschwindet in ihrem Inneren. Des Weiteren steht P_{ij} für die Abweichung des Drucktensors von seinem Mittelwert $p_0 \delta_{ij}$ und der Term, der diesen Tensor enthält, beschreibt das Oberflächenintegral zur Hüllfläche des schallharten Hindernisses. v_i ist die lokale Normalgeschwindigkeit der Oberfläche des Objekts.⁹

Die linke Seite der Gleichung 3.5 beschreibt die Ausbreitungseigenschaften von akustischen Wellen und die rechte Seite zeigt, dass drei unterschiedliche Arten von Quellen existieren. Zunächst einmal gibt es Quadrupole, die über das Gebiet verteilt sind, wo es keine harten Berandungen gibt. Diese werden auf den Oberflächen ergänzt durch Dipole, und für den Fall dass sich diese bewegen, durch weitere Quellen auf den Berandungsflächen in Form von Monopolen.

⁹[13] R. Lerch, G.M. Sessler, D. Wolf, S.881

Wechseldruckbehafteter Volumenstrom - Monopolstrahler

Ein sich zeitlich ändernder Volumenstrom kann durch einen Monopolstrahler (Kugelstrahler) repräsentiert werden. Am einfachsten kann man sich einen Monopolstrahler als eine atmende Kugel vorstellen, die in alle Richtungen gleich abstrahlt. Diese Art von Schallquelle kann bei einem Fahrzeug durch Leckagen in Dichtungssystemen oder an der Auspuffmündung zustande kommen.¹⁰

Fluktuierende Druckbeaufschlagung einer festen Oberfläche - Dipolstrahler

Der akustische Effekt infolge aerodynamischer Druckschwankungen bei der Umströmung eines festen Körpers kann durch einen Dipolstrahler beschrieben werden. Diese Geräuschenstehung tritt immer dann auf, wenn freie oder abgelöste Strömung auf eine Oberfläche auftrifft. Es gibt an einem Fahrzeug eine Vielzahl von Gebieten, die frei angestrahlt werden oder an denen abgelöste Wirbelstrukturen wieder auftreffen. Ein Beispiel dafür ist die Nachlaufströmung stromab vom Außenspiegel, wenn diese wieder auf die Seitenscheibe bzw. die Fahrzeugoberfläche auftrifft.¹⁰

Turbulente Schubspannung - Quadrupolstrahler

Die Schallabstrahlung durch turbulente Schubspannungen kann durch einen Quadrupolstrahler dargestellt werden. Eine solche Art der Schallentstehung kann in turbulenten Scherschichten oder im Nachlauf eines Fahrzeuges auftreten.¹⁰

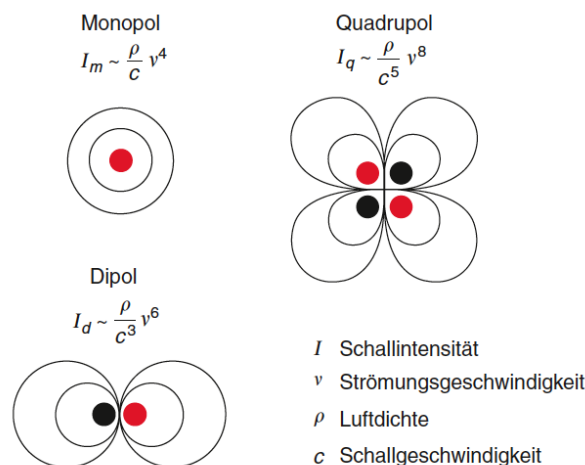


Abbildung 3.3: Schematische Darstellung der in der Aeroakustik relevanten Strahlertypen. [9].S.284

¹⁰[9] K. Genuit (Hrsg.), S.283ff.

Schallintensitäten I der drei Strahlertypen

Für die einzelnen strömungsakustischen Quellen gilt (für dreidimensionale Ausbreitung):

Monopolquelle:

$$I_m \sim \frac{\rho}{c} v^4 = \rho \cdot Ma \cdot v^3 \quad (3.6)$$

Dipolquelle:

$$I_d \sim \frac{\rho}{c^3} v^6 = \rho \cdot Ma^3 \cdot v^3 \quad (3.7)$$

Quadrupolquelle:

$$I_q \sim \frac{\rho}{c^5} v^8 = \rho \cdot Ma^5 \cdot v^3 \quad (3.8)$$

mit der Strömungsgeschwindigkeit v , der Dichte ρ , der Schallgeschwindigkeit c und der Machzahl Ma .¹¹

Der Vergleich der Schallintensitäten mit der jeweiligen Proportionalität der Strömungsgeschwindigkeit zeigt, dass bei niedrigen Geschwindigkeiten ($Ma < 1$) die Monopolquelle gegenüber den anderen Quellen dominierend ist, gefolgt von der Dipolquelle. Die Quadrupolquelle erzeugt die geringste Abstrahlung.

Kommt es am Fahrzeug zu einer Monopolquelle, wird diese in der Regel als lauteste Quelle wahrgenommen. Nur im Fall, dass alle Monopolquellen beseitigt wurden, kann eine der verbleibenden Dipolquellen dominieren.

Die Schallintensität einer Monopolquelle ist proportional zur vierten Potenz der Anströmungsgeschwindigkeit, während die der Dipolquelle mit der sechsten Potenz ansteigt und die der Quadrupolquelle mit der achten Potenz der Geschwindigkeit zunimmt.¹¹

Dieses Wissen über die Proportionalitäten der Quellen und die Dominanz der Monopolquellen wurde für die Analysevariante 6.2, S. 120 *Unterscheidung Akustik - Hydrodynamik durch Untersuchung der v -Abhängigkeit der Indikator- und Zielgrößen* eingesetzt.

¹¹[9] K. Genuit (Hrsg.), S.283ff.

Der Hydrodynamik kann man auch einen proportionalen Anstieg mit der Strömungsgeschwindigkeit zuordnen.

v-Abhängigkeit der Hydrodynamik

J. A. Cockburn und J. E. Robertson stellten 1974 für den Effektivwert der Druckschwankungen p_{rms} diesen Zusammenhang (für niedrige Machzahlen ($35 \text{ km/h} < v < 240 \text{ km/h}$)) auf :

$$p_{rms} = p_{dyn} \cdot \min \left(0,026 \frac{0,041}{1 + 1,606Ma^2} \right) = 0,026 \cdot p_{dyn} \quad (3.9)$$

Durch Einsetzen der Gleichung 2.8 in diese Annahme erhält man für p_{rms}

$$p_{rms} = 0,026 \cdot \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (3.10)$$

mit der Strömungsgeschwindigkeit v , der Dichte ρ und der Machzahl Ma .

Dadurch kann man auf die Proportionalität

$$p_{rms}^2 \sim v^4 \quad (3.11)$$

schließen.

Somit zeigt sich, dass sowohl die Schalleistung der akustischen Monopolquelle als auch die Hydrodynamik proportional zur vierten Potenz der Anströmungsgeschwindigkeit ansteigen.

Bei der in folgenden Kapiteln besprochenen Messung im Windkanal werden jedoch alle Spalten und Fugen des Fahrzeuges abgeklebt, sodass es zu keinen Leckagen in den Dichtungssystemen kommt und das Vorkommen von Monopolquellen ausgeschlossen werden kann. Daher kann man einen Anstieg der Schallintensität mit der vierten Potenz der Geschwindigkeit der Hydrodynamik zuordnen.

3.2 Akustische Grundlagen

Die durch eine Schallquelle entstehenden Schwingungen breiten sich wellenförmig aus. Dabei handelt es sich um Schwingungen von Luftteilchen, die im Frequenzbereich von ca. 16 Hz bis 16 kHz hörbar sind (Hörbereich). In der Fahrzeugakustik interessiert man sich sowohl für die Schallausbreitung in der Luft als auch in festen Körpern. Je nach Art des Mediums, in dem sich der Schall ausbreitet, unterscheidet man zwischen Luftschall und Körperschall.

Eine grundlegende Größe des Luftschalls ist der Schalldruck, dabei handelt es sich um den durch die Schallschwingungen hervorgerufenen Wechseldruck. Dieser sich örtlich und zeitlich ändernde Druckanteil überlagert sich mit dem statischen Druck des umgebenden ruhenden oder strömenden Mediums (= Ruhedruck oder atmosphärischer Druck).

Schalldruck p_{rms} - Schalldruckpegel L_p

Der Schalldruck kann als Effektivwert p_{rms} als Wurzel aus dem quadratischen Mittelwert in Pascal, wobei $1Pa = 1 \frac{N}{m^2} = 10\mu bar$ ist, angegeben werden:

$$p_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt} \quad (3.12)$$

T ist dabei die Beobachtungszeit.

Oder auch als Schalldruckpegel L_p in dB:

$$L_p = 10 \lg \left(\frac{p}{p_0} \right)^2 = 20 \lg \left(\frac{p}{p_0} \right) \quad (3.13)$$

Die Bezugsgröße des Schalldrucks beträgt $p_0 = 20 \mu Pa = 20 \cdot 10^{-6} Pa$

Der Schalldruckpegel stellt das logarithmische Verhältnis des quadratischen Schalldrucks in einem Schallfeld zum Quadrat eines Bezugsschalldrucks p_0 dar und gibt die Lautstärke des Schalls an. Der Bezugswert p_0 wurde an der Hörbarkeitsschwelle des menschlichen Ohres bei der Frequenz $f = 1 kHz$ definiert.

Bei der Messung des Körperschalls wird die Beschleunigung einer Körperoberfläche (z.B. der Seitenscheibe) gemessen. Genauso wie beim Luftschall gibt man auch beim Körperschall

die gemessenen Größen nicht in einem linearen, sondern in einem logarithmischen Maßstab an, d.h. als Pegel in dB. Hier ist der Beschleunigungspegel L_a von Interesse.

Beschleunigungspegel L_a

Der Beschleunigungspegel wird auf die gleiche Weise wie der Schalldruckpegel berechnet:

$$L_a = 20 \lg \left(\frac{a}{a_0} \right) \quad (3.14)$$

Die Bezugsgröße beträgt hierbei $a_0 = 1 \cdot 10^{-6} \text{ m/s}^2$

Durch die logarithmischen Größen ist bei der Ermittlung eines Gesamtpegels L_{ges} aus verschiedenen Pegeln keine einfache Addition möglich. Das hat zur Folge, dass zwei inkohärente Schallquellen mit dem gleichen Pegel in Summe einen Pegel haben, der um 3 dB höher ist als der Pegel von einer der Schallquellen. Weiters ergeben zum Beispiel zehn pegelgleiche Schallquellen einen Schallpegel, der um 10 dB höher ist als jeder der einzelnen Schallpegel. Die Pegel werden dabei energetisch aufsummiert.

Für den Summenschalldruckpegel von n inkohärent abstrahlenden Quellen gilt:

$$L_{ges} = 10 \lg \left(\frac{p_1^2 + p_2^2 + \dots + p_n^2}{p_0^2} \right) = 10 \lg \left(\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^2 + \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^2 + \dots + \left(\frac{p_n}{p_0} \right)^2 \right) \quad (3.15)$$

Durch Umformen der Gleichung 3.13 ergibt sich:

$$\left(\frac{p_i}{p_0} \right)^2 = 10^{\frac{L_i}{10}} \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (3.16)$$

Somit erhält man die Additionsformel für inkohärente Pegel:

$$L_{ges} = 10 \lg \left(10^{\frac{L_1}{10}} + 10^{\frac{L_2}{10}} + \dots + 10^{\frac{L_n}{10}} \right) = 10 \lg \sum_{i=1}^N 10^{\frac{L_i}{10}} \quad (3.17)$$

Unbewertetes und A-bewertetes Frequenzspektrum

Das menschliche Gehör bewertet den Schalldruck in Abhängigkeit der Frequenz unterschiedlich. Das heißt, es nimmt Töne mit gleichem Schalldruck in unterschiedlichen Tonhöhen unterschiedlich laut wahr. Aus diesem Grund werden manche Messgrößen durch einen bewertenden Filter gewichtet, um die Pegel an den Frequenzgang des menschlichen Ohres anzunähern. In der technischen Akustik, zum Beispiel bei der Thematik Lärm, wird überwiegend die A-Bewertung angewandt. Abbildung 3.4 zeigt die zu den unterschiedlichen Frequenzen gehörenden Korrekturwerte des Schalldruckpegels.

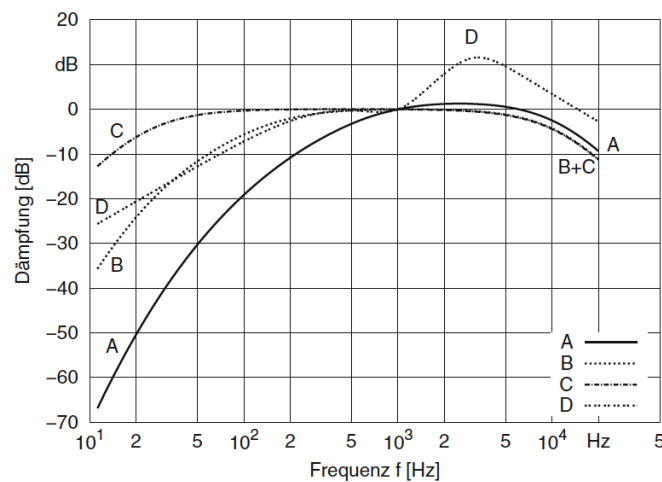


Abbildung 3.4: Frequenzbewertungskurven [14].S.12

Ein A-Filter simuliert das normale menschliche Ohr bei 20 phon bis 40 phon. Der B-Filter simuliert das normale menschliche Ohr bis ca. 70 phon und der C-Filter simuliert das Ohr bis 100 phon. Die D-Bewertung dient zur Messung von Flugzeuglärm. Trägt man die Filter logarithmisch auf, ergibt sich der in Abbildung 3.4 dargestellte Zusammenhang. Die Art der Bewertung wird in der Einheit als dB(A), dB(B), dB(C) oder dB(D) vermerkt.

In dieser Arbeit wird diese A-Bewertung in manchen Fällen auf die Innenraumschallpegel angewandt, da diese die für Kunden relevanten Pegel darstellen.

Schmalband-, Terz- und Oktavbandspektren

Bei der Analyse von Geräuschen sind Informationen über den zeitlichen Verlauf und primär über die Frequenzzusammensetzung von Interesse. Durch eine Frequenzanalyse erhält man die Zusammensetzung eines Signals aus seinen von der Frequenz abhängigen Signal-

bestandteilen, das sogenannte Frequenzspektrum. Dabei unterscheidet man unter anderem zwischen Schmalband-, Terz- und Oktavbandspektrum. Die einzelnen Spektren unterscheiden sich hierbei hinsichtlich der Bandbreite (Frequenzbreite); die Bandbreite einer Oktave entspricht der Bandbreite von drei Terzen. Welche Art von Spektrum zu wählen ist, ist abhängig von der Messaufgabe und der geforderten Messgenauigkeit, denn je größer die Bandbreite des akustischen Filters gewählt wird, desto geringer ist der Informationsgehalt über den Charakter des Geräusches.

Durch die zunehmende Filterbreite kommt es dazu, dass herausstehende Peaks in der Amplitude geglättet werden und die Einzelheiten des Spektrums nicht mehr zu erkennen sind. Dies ist in Abbildung 3.5 zu sehen, in der ein Frequenzspektrum mit Schmalband-, Terz- und Oktavbandfilter gezeigt wird. Wobei hier mit Schmalband mit 6% relativer Bandbreite ein Halbtonfilter dargestellt ist. Auf der x -Achse sind die Oktavmittenfrequenzen für den menschlichen Hörbereich aufgetragen. Hier erkennt man auch, dass das Amplitudenspektrum mit zunehmender Bandbreite ansteigt. Dies liegt der Summation der einzelnen Pegel zugrunde. Die Summe von 10 Oktaven muss beispielsweise das gleiche Ergebnis bringen wie die Summe aus $3 \times 10 = 30$ Terzen.

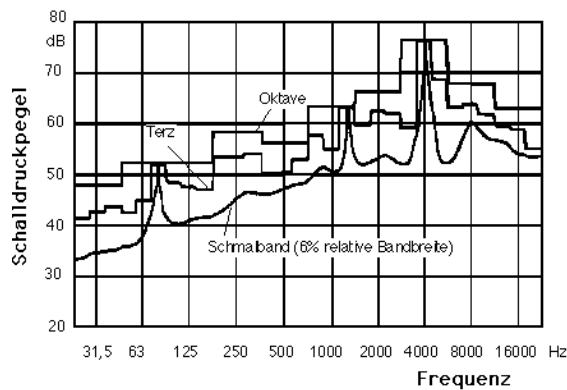


Abbildung 3.5: Verschiedene Frequenzanalysen eines Geräusches [22]

Die verschiedenen Filter sind durch ihre Bandbreite Δf , die unteren und oberen Grenzen f_u und f_o und die Mittenfrequenz f_m gekennzeichnet. Die Bandbreite ist dabei gleich der Differenz aus f_o und f_u . Die Breite eines Oktav- oder Terzbandes ist hierbei nicht konstant. Die untere und die obere Grenze eines solchen Bandes unterscheidet sich um den Faktor 2 bei einem Oktavbandspektrum und um den Faktor $\sqrt[3]{2}$ bei einem Terzspektrum. Das bedeutet, dass die Bandbreite proportional zur Mittenfrequenz des Filters ist und somit mit steigender Mittenfrequenz auch die Bandbreite des Filters anwächst.

Oktavfilter - Terzfilter - Halbtonfilter

Für Filter mit konstanter relativer Bandbreite gilt:

$$\Delta f = f_o - f_u \quad (3.18)$$

und

$$f_m = \sqrt{f_u f_o} \quad (3.19)$$

Oktavfilter:

$$f_u = \frac{f_o}{2} = 0,5 \cdot f_o \quad (3.20)$$

$$f_o = 2f_u \quad (3.21)$$

$$f_m = \sqrt{2}f_u = \frac{1}{\sqrt{2}}f_o \quad (3.22)$$

$$\Delta f = \left(\sqrt{2} - \frac{1}{\sqrt{2}} \right) \cdot f_m = 0,7071f_m \quad (3.23)$$

Terzfilter:

$$f_u = \frac{f_o}{\sqrt[3]{2}} = 0,7937f_o \quad (3.24)$$

$$f_o = \sqrt[3]{2}f_u = 1,2599f_u \quad (3.25)$$

$$f_m = \sqrt[6]{2}f_u = \frac{1}{\sqrt[6]{2}}f_o \quad (3.26)$$

$$\Delta f = \left(\sqrt[6]{2} - \frac{1}{\sqrt[6]{2}} \right) \cdot f_m = 0,2316f_m \quad (3.27)$$

Halbtonfilter:

$$f_u = \frac{f_o}{\sqrt[12]{2}} = 0,9439f_o \quad (3.28)$$

$$f_o = \sqrt[12]{2}f_u = 1,0595f_u \quad (3.29)$$

$$f_m = \sqrt[24]{2}f_u = \frac{1}{\sqrt[24]{2}}f_o \quad (3.30)$$

$$\Delta f = \left(\sqrt[24]{2} - \frac{1}{\sqrt[24]{2}} \right) \cdot f_m = 0,0578f_m \quad (3.31)$$

Die Mittenfrequenzen und die Bandgrenzen der Oktaven und Terzen sind nach DIN 45652 und DIN 45651 festgelegt.

Oktavbänder				Terzbänder			
f_m	f_u	f_o	Δf	f_m	f_u	f_o	Δf
63	45	90	45	50	45	56	11
				63	56	71	15
				80	72	90	18
125	90	180	90	100	90	112	22
				125	112	140	28
				160	140	180	40
250	180	355	180	200	180	224	44
				250	224	280	56
				315	280	355	75
500	355	710	355	400	355	450	95
				500	450	560	110
				630	560	710	150
1000	710	1400	700	800	710	900	190
				1000	900	1120	220
				1250	1120	1400	280
2000	1400	2800	1400	1600	1400	1800	400
				2000	1800	2240	440
				2500	2240	2800	560
4000	2800	5600	2800	3150	2800	3550	750
				4000	3550	4500	950
				5000	4500	5600	1100
8000	5600	11200	5600	6300	5600	7100	1500
				8000	7100	9000	1900
				10000	9000	11200	2200

Tabelle 3.1: Einteilung der Frequenzen des Oktav- und Terzspektrums in [Hz]

Diese Grundlagen sollen einem besseren Verständnis der in Abschnitt 6 folgenden Analysen dienen; jedoch wird noch einmal vor jeder Analysevariante auf die Vorgänge gesondert eingegangen und gegebenenfalls auf die Grundlagen verwiesen.

Für die vorliegende Arbeit ist ein wesentlicher Punkt, dass die aerodynamischen Geräusche auf drei unterschiedliche Geräuschestehungsmechanismen zurückgeführt werden und die einzelnen Schallquellen durch Näherungsmodelle idealisiert werden können. Durch den Vergleich der jeweiligen Schallintensitäten zeigt sich, dass diese unterschiedliche Abhängigkeiten hinsichtlich der Strömungsgeschwindigkeit aufweisen. Ebenfalls kann man der Hydrodynamik einen proportionalen Anstieg mit der Strömungsgeschwindigkeit zuordnen. Daraus ergibt sich die Möglichkeit, Hydrodynamik und Akustik den unterschiedlichen Proportionalitäten der Strömungsgeschwindigkeit zuzuordnen. Dies wird in Kapitel 6.2, S. 120 näher dargestellt.

Im nächsten Kapitel werden die zwei Geräuschquellen (Außenspiegel und A-Säule), auf denen der Fokus dieser Arbeit liegt, genauer beschrieben.

4 Hauptgeräuschquellen

In diesem Kapitel werden die Hauptgeräuschquellen der Umströmungsgeräusche aufgezeigt. Dabei soll auf die zwei für diese Arbeit relevanten Geräuschquellen, Außenspiegel und A-Säule näher eingegangen werden.

Wie schon im Einleitungskapitel erwähnt, ist es bei der aeroakustischen Entwicklung wichtig, die an der Fahrzeugkarosserie möglichen aeroakustischen Schallquellen zu lokalisieren und zu untersuchen. Dabei ist es von Vorteil, wenn während der Detailoptimierung die Möglichkeit besteht, die relevanten Schallquellen möglichst isoliert zu betrachten. Wirken nämlich mehrere Schallquellen in einem Geräusch zusammen, kann man keine sowohl messtechnisch einfache als auch subjektive Beurteilung bei einer Änderung einer dieser Schallquellen treffen.¹

Im Idealfall wirkt eine Schallquelle für sich allein. Das heißt, dass sie alleine für den sich ergebenden Schallpegel verantwortlich ist. Wird an dieser Schallquelle also eine Optimierung vorgenommen, die eine Geräuschminderung um 4 dB bewirkt, so wird man durch diese Änderung eine Pegelminderung um eben diese 4 dB feststellen.

Treten aber zwei Schallquellen auf, die gleich laut sind, kommt es bei der gleichen Geräuschminderung, die an einer der beiden Schallquellen vorgenommen wird, im Gesamten nur zu einer Pegelabsenkung um ca. 1,5 dB (wenn die Pfade der beiden Quellen zum Antwortpunkt gleich sind).

Je mehr Schallquellen auf diese Weise zusammenwirken, desto eher verstärkt sich dieser Effekt. Sind zum Beispiel zehn gleich laute Schallquellen an der Geräuscherzeugung beteiligt und wird nur der Pegel einer dieser zehn Schallquellen um 10 dB gesenkt, kommt es nur zu einer kaum messbaren Minderung des Gesamtschallpegels von ca. 0,4 dB. Eine tatsächliche Pegelminderung von 10 dB erreicht man ausschließlich, wenn man neun der zehn Schallquellen gänzlich abschaltet. Anzumerken ist, dass sich in diesem Fall die subjektiv empfundene Lautstärke lediglich halbiert.¹

¹[18] M. Helfer, S.8f.

4 Hauptgeräuschquellen

Aus diesem Grund wird versucht, die Schallquellen bei experimentellen Erprobungen im Rahmen ihrer Optimierung zu isolieren. So werden beispielsweise bei der aeroakustischen Entwicklung des Außenspiegels jegliche Karosseriespalte sowie Fenster- und Türdichtungslinien abgeklebt, um Einflüsse von Leckagen zu vermeiden (siehe Abbildung 4.1). Diesen abgeklebten Zustand des Fahrzeuges bezeichnet man als *Fully Taped*.



Abbildung 4.1: Bild des Sportcoupé Peugeot RCZ im *Fully Taped* Zustand.
[MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik]

Wie in Abbildung 1.2, S. 3 zu sehen ist, gibt es an einem Fahrzeug eine Vielzahl möglicher Geräuschverursacher bzw. Turbulenzerzeuger, die durch Strömung hervorgerufen werden können, wie zum Beispiel:

- Außenspiegel,
- A-Säule,
- Scheibenwischer,
- Antenne,
- Radhäuser und
- Unterboden.

Im Rahmen dieser Arbeit wird auf die zwei relevanten Geräuschquellen Außenspiegel und A-Säule näher eingegangen.

4.1 Außenspiegel

Bei aeroakustischen Untersuchungen wird besonders viel Aufmerksamkeit auf den Außenspiegel gerichtet. Dieser befindet sich in einem Bereich an der Karosserie, der hohe Strömungsgeschwindigkeiten erfährt. Aus diesem Grund ist dieser Teil des Fahrzeuges hinsichtlich der Akustik besonders problematisch.²

Wie schon in Kapitel 2 kurz erläutert, kommt es am Außenspiegel des Fahrzeuges zu einer Strömungsablösung mit einem anschließenden turbulenten Nachlauf. Die Geräuschanteile, die durch die Spiegelumströmung entstehen, konzentrieren sich an der Seitenscheibe. Sie werden einerseits in das Fernfeld, andererseits aber auch durch Körperschallanregung der Seitenscheibe sowie über eventuelle Leckagen als Luftschall in das Fahrzeuginnere eingebracht.

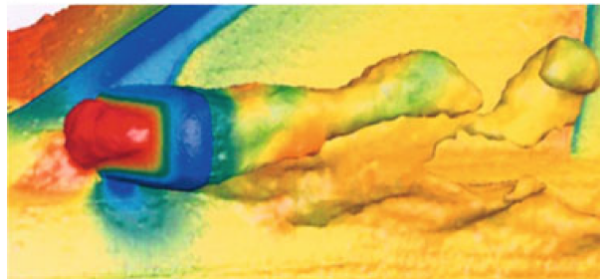


Abbildung 4.2: Turbulente Umströmung des Außenspiegels [6].S.205

Abbildung 4.3 zeigt eine prinzipielle Darstellung einer Spiegel-Nachlaufströmung. Aufgrund der Haftbedingung an der Wand bildet sich in der Nähe der Fahrzeugoberfläche ein Hufeisenwirbel aus (siehe Abbildung 4.3). Oberhalb dieses Hufeisenwirbels entstehen an der Abrisskante des Spiegels Scherschichten, die im weiteren Verlauf in die Rückströmung hinter den Spiegel und in die Nachlaufströmung stromabwärts des Sattelpunktes übergehen. Dabei kommt es in den Scherschichten des Hufeisenwirbels und der Nachlaufströmung zu einem hohen Schallpegel.³

²[9] K. Genuit (Hrsg.), S.294

³[7] E. Laurien, H. Oertel jr., S.255

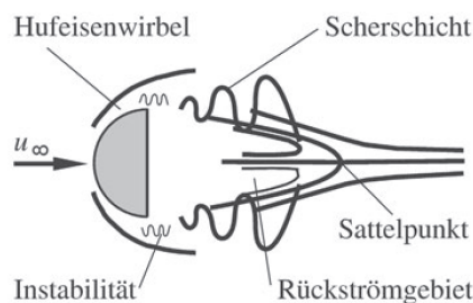


Abbildung 4.3: Prinzipskizze der Spiegel-Nachlaufströmung [7].S.256

Bezüglich des Einflusses der Form des Spiegelgehäuses zeigen R. Hoffmann, A. Gilhaus und V. Renn in dem Buch [2] *Akustik und Aerodynamik des Kraftfahrzeuges* ein Beispiel anhand eines Ford-Mondeo.

„Aufgrund der Optimierung des Spiegelgehäuses am Ford-Mondeo konnte der Luftwiderstandsbeitrag der Spiegel halbiert und die im Fahrzeug hörbaren Windgeräusche des Spiegels eliminiert werden. Abbildung 4.4 zeigt einen horizontalen sowie einen vertikalen Schnitt durch das Gehäuse.

Durch gezielte Formgebung der Abströmrichtung konnte der turbulente Nachlauf des Spiegels deutlich verkleinert und in eine günstige Richtung (weit nach unten, vom Kopf des Fahrers weg) geleitet werden. Wichtig hierbei ist, dass die Strömung während der gesamten Umströmung an der Kontur des Gehäuses anliegt und nicht unkontrolliert auf der Oberfläche ablöst.“⁴

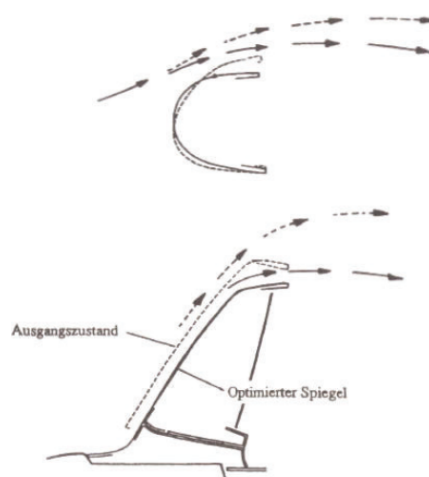


Abbildung 4.4: Aeroakustisch optimierter Außenspiegel [2].S.243

⁴[2] S. R. Ahmed (Hrsg.), S.242ff.

Anhand der Analyse des Terzfrequenzspektrums sieht man den Vorteil des optimierten Spiegels (geringere Pegel) gegenüber dem ursprünglichen Spiegel deutlich. Auch die Darstellung des Wechseldruckfeldes im Spiegelnachlauf (Mikrofonmessung mäanderförmig zur Außenhaut, 50 mm Abstand) zeigt die Reduzierung der Geräuschquelle. Es kommt zu einer Ablenkung des Nachlaufs nach unten.⁵

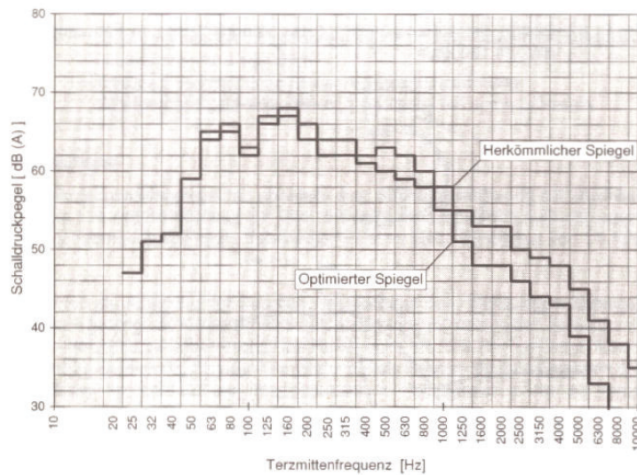


Abbildung 4.5: Terzfrequenzspektrum:
Einfluss Spiegelform auf
Innengeräusch
($v=160$ km/h) [2].S.244

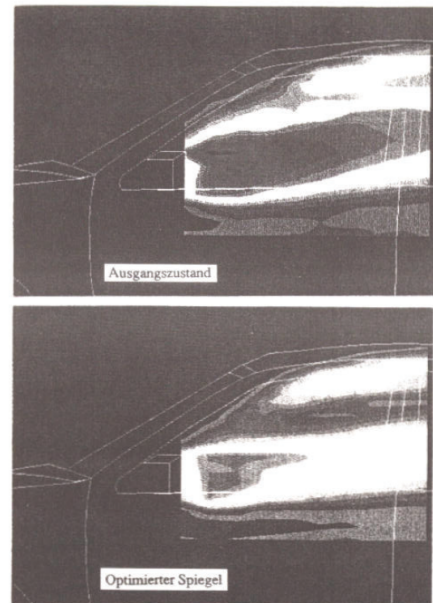


Abbildung 4.6: Wechseldruckmessung im
Spiegelnachlauf
($v=130$ km/h) [2].S.245

Die Optimierung des Spiegelgehäuses ist für den Aeroakustiker jedoch keine einfache Aufgabe. Die Form des Spiegels wird primär vom Design bestimmt, wobei auch funktionelle Gesichtspunkte zu beachten sind wie zum Beispiel Sichtfeld- und Bauraumanforderungen. Daher sind die Möglichkeiten akustischer Verbesserungsmaßnahmen stark eingeschränkt. So „konzentrieren sie sich daher hauptsächlich auf Details wie Tiefe und Formgebung von Wasserablaufrippen, Klapp-Fugen und Gehäuse-Entwässerungen.“⁶ Die Geräusche, die durch diese Fugen bzw. Rinnen am Gehäuse entstehen, sind hierbei häufig tonal, das heißt man nimmt ein Pfeifen bzw. Zischen wahr. Ein solches Pfeifen wird auch in Kapitel 6 in der Analyse gezeigt. Als Abhilfemaßnahme bei solchen Geräuschen kommen meist *Wirbelzerzeuger* zum Einsatz, die vor den Gebieten der Schallentstehung angebracht werden und die die Periodizität der Schallerzeugung stören sollen.

⁵[2] S. R. Ahmed (Hrsg.), S.244

⁶[9] K. Genuit (Hrsg.), S.294

4.2 A-Säule

Auch die Gestaltung der A-Säule hat einen deutlichen Einfluss auf die aeroakustische Geräuschentwicklung. Bei der Umströmung der A-Säule kommt es zu einer kurzzeitigen Ablösung der Strömung, einem erneuten Anliegen und einem nochmaligen Lösen, wodurch sich ein stehender Wirbel bildet.⁷

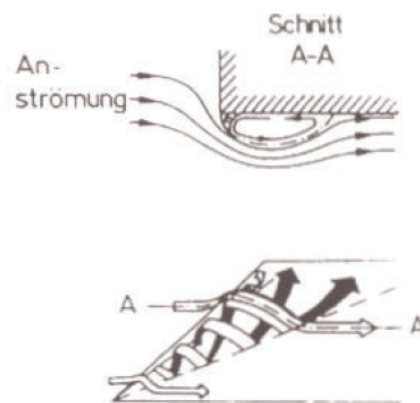


Abbildung 4.7: Schematische Darstellung des A-Säulenwirbels [2].S.241

Solch ein dreidimensionaler A-Säulenwirbel wirkt auf die Seitenscheibe und trägt maßgeblich zum Windgeräusch bei, da Glas nur eine begrenzte Dämmung (abhängig von der Dicke des Glases und seiner Ausführung) hat.⁷

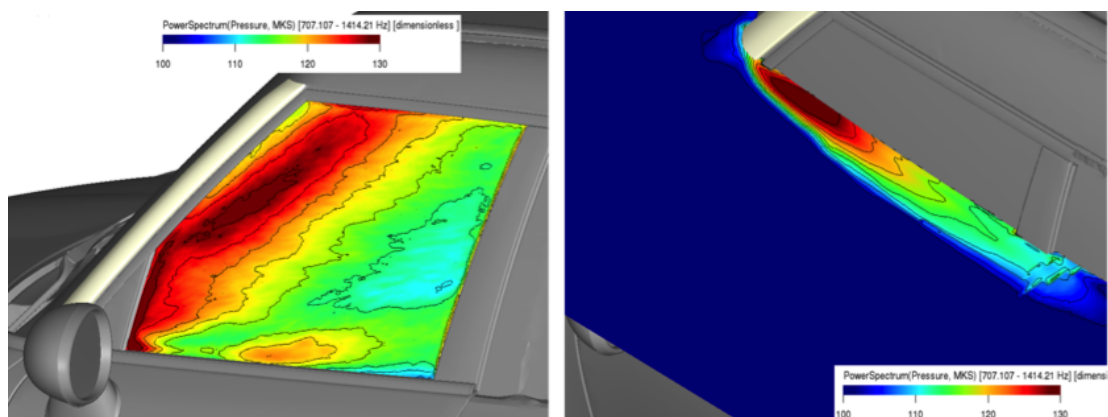


Abbildung 4.8: CAA Darstellung der Druckschwankungen auf der Seitenscheibe, im 1 kHz Oktavband. [MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik]

⁷[2] S. R. Ahmed (Hrsg.), S.241

Die Größe und Ausprägung des Ablösewirbels auf der Seitenscheibe wird durch die Formung der A-Säule bestimmt. So ist sie zum Beispiel unter anderem von der Front- und Seitenscheibenneigung oder von der Stufe A-Säule/Seitenscheibe abhängig. Auch der Rundungsradius der A-Säule ist ein wichtiger Parameter hinsichtlich der aerodynamischen Geräuscherzeugung. Es hat sich gezeigt, dass der Rundungsradius besonders bei Schräganströmung Auswirkungen zeigt. So wirkt sich ein großer Radius bei Schräganströmung akustisch vorteilhafter aus und weist im realen Verkehr in turbulenter Anströmung weniger Modulationen im Innenraum auf. Des Weiteren können auch die in der A-Säule integrierten Wasserfangleisten zu Geräuschentwicklungen führen. Eine Optimierung der A-Säule wird meist iterativ vorgenommen.⁸

Grundsätzlich ist es nicht leicht, die zwei genannten Geräuschquellen, Außenspiegel und A-Säule, streng voneinander zu trennen, da sie im Grunde zu nahe aneinander liegen und sich gegenseitig beeinflussen können. So kann es dazu kommen, dass Optimierungen der A-Säule sowohl zu Verbesserungen als auch zu Verschlechterungen der Spiegel-Nachlaufströmung führen können.

Im nächsten Kapitel werden die Veränderungen an Außenspiegel und A-Säule gezeigt, die beim Windkanaltermin im FKFS Windkanal gemessen wurden und in Kapitel 6 analysiert werden. Zusätzlich werden noch die verschiedenen Messsysteme erläutert, die dabei verwendet wurden.

⁸[9] K. Genuit (Hrsg.), S.296ff.

5 Messungen im Windkanal

In diesem Kapitel werden die einzelnen Messsysteme beschrieben, die bei der Windkanalmessung im FKFS (Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren) Aeroakustik Windkanal zum Einsatz kamen. Anschließend werden die verschiedenen Karosserievarianten des Sportcoupé, Peugeot RCZ illustriert, die für die Auswertung der Messdaten herangezogen werden. Die verschiedenen Karosserievarianten bezeichnet man auch als *Bauzustände*.

Aeroakustik-Fahrzeugwindkanal FKFS in Stuttgart:

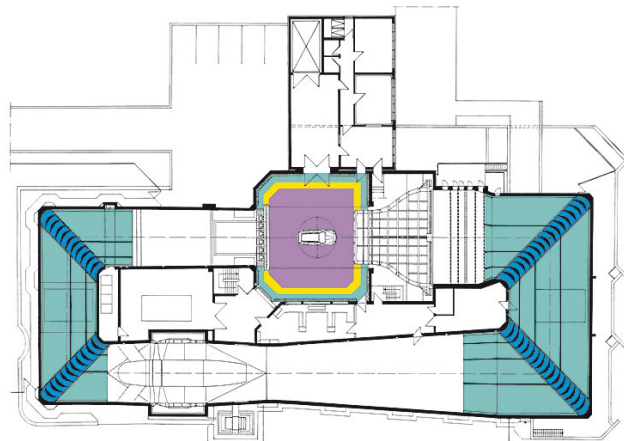
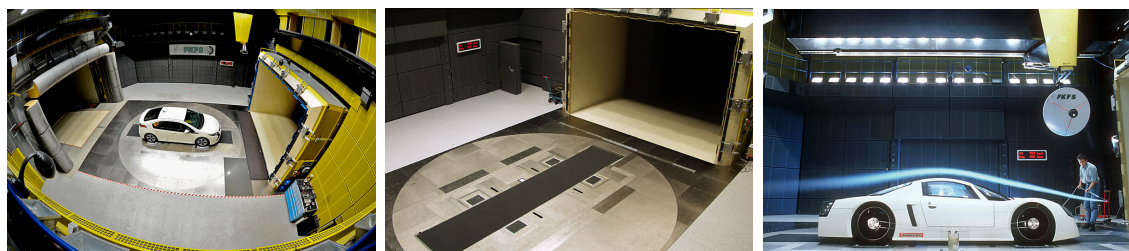


Abbildung 5.1: Plan des Aeroakustik-Fahrzeugwindkanals FKFS in Stuttgart [19]



(a) Sicht von Oben in den Windkanal (b) Sicht von Oben Richtung Turbine (c) Sichtbarmachung der Strömung im Windkanal

Abbildung 5.2: Impressionen vom Aeroakustik-Fahrzeugwindkanal FKFS [19]

5.1 Messsysteme

Bei diesem Windkanaltermin wurden die strömungsakustischen Daten von vier Messsystemen aufgezeichnet:

- **Hohlspiegelarray** (mit 108 Mikrofonen, eine Eigenentwicklung des FKFS) zur Aufzeichnung des abgestrahlten Schalls im Fernfeld.
- **Oberflächenmikrofone** (10 Stück B&K, Typ 4949, 1/2 Zoll) zur Erfassung der Druckfluktuationen auf der Seitenscheibe.
- **Beschleunigungssensoren** (6 Stück in monoaxialer Ausführung) zur Erfassung des Körperschalls auf der Innenseite der Seitenscheibe.
- **Innenraummikrofon** zur Aufzeichnung des Innenraumschallpegels an der Fahrerohraußenseitenposition.

Wie Abbildung 5.3 zeigt, messen zwei dieser Systeme im Außenbereich und zwei im Innenraum des Fahrzeuges. Wie schon in Kapitel 1 erläutert, besteht in frühen Projektphasen oft nur die Möglichkeit, außerhalb des Autos zu messen, da es bei den *Clay-Modellen* keinen ausgebauten Innenraum gibt. Da aber im Grunde nur die Pegel im Innenraum kundenrelevant und somit von Interesse sind, stellen die zwei Messsysteme außen - Hohlspiegelarray und Oberflächenmikrofone - die „*Indikatorgrößen*“ und die zwei Systeme innen - Beschleunigungssensoren und Innenraummikrofon - die „*Zielgrößen*“ dar.

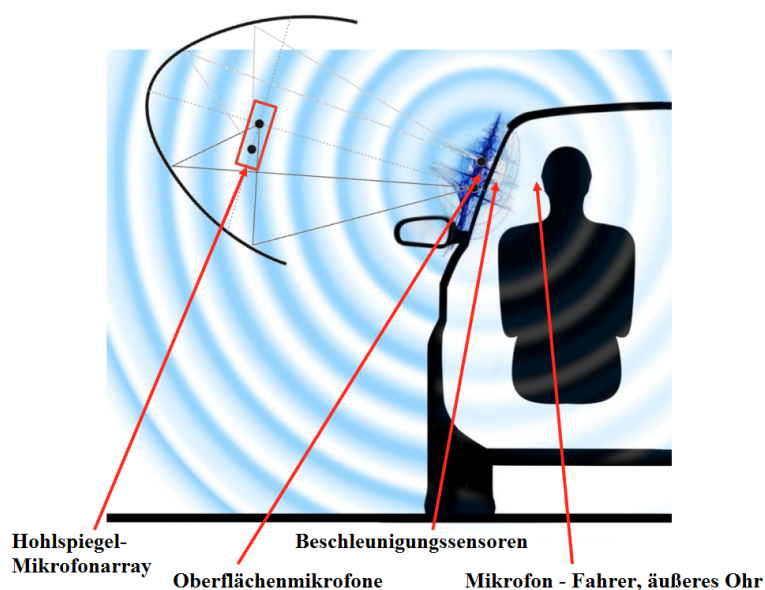


Abbildung 5.3: Darstellung der verwendeten Messsysteme
[MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik] (bearbeitet)

5.1.1 Hohlspiegelarray

Das Hohlspiegelarray ist eine Eigenentwicklung des FKFS und stellt eine Sonderbauform eines normalen Hohlspiegelmikrofons dar. Hohlspiegelarrays werden zur Ermittlung von strömungsinduzierten Außengeräuschen und zur Lokalisation von Schallquellen eingesetzt.

Hohlspiegelmikrofon

Hohlspiegelmikrofone werden in der Regel in zwei Spiegelkörpervarianten ausgeführt. Es gibt eine parabolische und elliptische Spiegelkörperform, in dessen Brennpunkt ein Mikrofon platziert ist. Dieses nimmt den von der Spiegeloberfläche reflektierenden Schall auf. Durch die zwei Bauformen kommt es dazu, dass die zwei Spiegelkörpervarianten die einfallenden Schallstrahlen abhängig von ihrem Einfallswinkel aufnehmen. So werden bei einem Parabolspiegel die parallel zur Spiegelachse einfallenden Strahlen aufgenommen, während bei einem Spiegel mit ellipsoider Form die vom zweiten Brennpunkt des Ellipsoids auf der Spiegelachse ausgehenden Strahlen gebündelt werden.¹

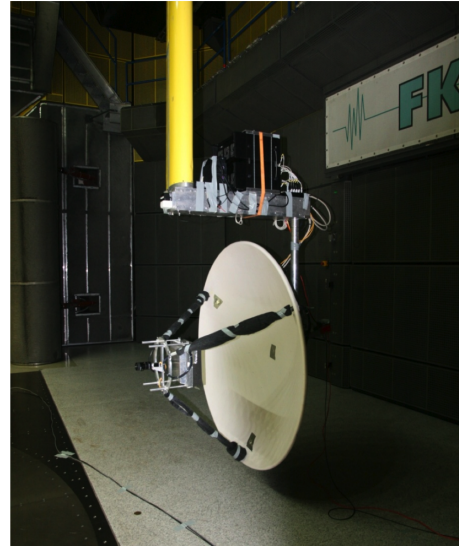
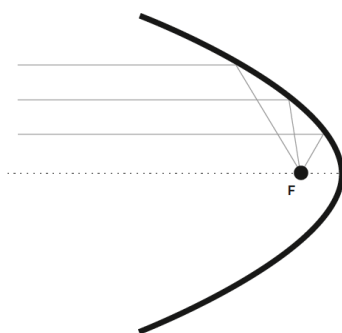
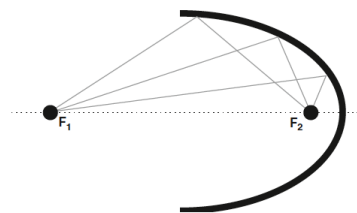


Abbildung 5.4: Hohlspiegelarray
[MAGNA STEYR
Fahrzeugtechnik]



(a) Funktionsschema eines
paraboloiden Hohlspiegels



(b) Funktionsschema eines
ellipsoiden Hohlspiegels

Abbildung 5.5: Schematische Darstellung der einfallenden Schallstrahlen und Bündelung der zwei Spiegelkörpervarianten [9].S.412

¹[9] K. Genuit (Hrsg.), S.412

Da Parabolspiegel in der Anschaffung durch ihren häufigen Einsatz in der Nachrichtentechnik („Satellitenschüssel“) preiswerter und einfacher zu beschaffen sind, kommen in den meisten Fällen Hohlspiegelmikrofone mit paraboloider Körperform zum Einsatz, obwohl sie eine schlechtere räumliche Auflösung besitzen. Ellipsoidspiegel müssen in der Regel eigens angefertigt werden, was einen zusätzlichen Aufwand darstellt.

Die schlechtere räumliche Auflösung des Parabolspiegels versucht man mithilfe eines ellipsoid-orientierten Mikrofons auszugleichen. Durch Ermittlung der exakten Form des Spiegels (Abbildung 5.6) und der daraus folgenden mathematischen Gleichung der zugrunde liegenden Parabel ist es möglich, eine für den Messabstand (Lage des zweiten Brennpunktes Q) optimale Mikrofonposition zu erhalten (siehe Abbildung 5.7).²

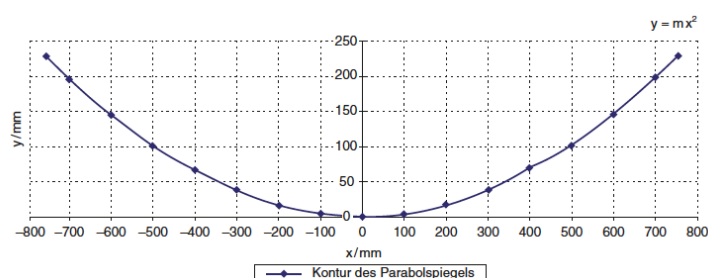


Abbildung 5.6: Formbestimmung zur mathematischen Ermittlung der zugrunde liegenden Parabel. [9].S.413

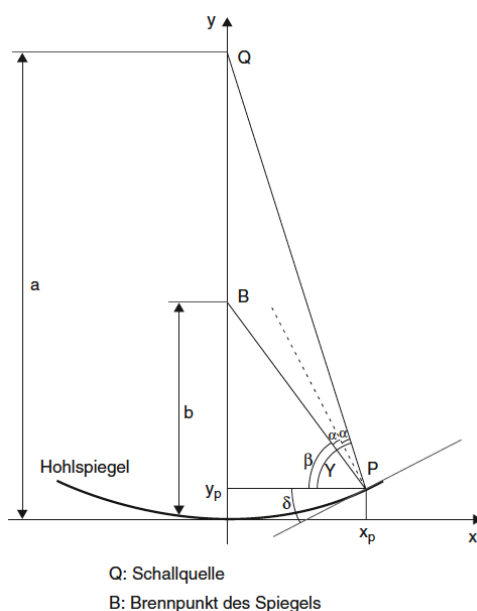


Abbildung 5.7: Ermittlung der Mikrofonposition am Parabolspiegel für einen bestimmten Messabstand [9].S.413

²[9] K. Genuit (Hrsg.), S.413f.

Die Berechnung erfolgt mithilfe der Gleichung:

$$b = mx^2 + x \tan \left(\pi - 2 \arctan 2mx - \arctan \frac{a - mx^2}{x} \right) \quad (5.1)$$

Den Parameter m erhält man aus dem Zusammenhang $m = \frac{y}{x^2}$, der in Abbildung 5.6 dargestellt ist. x stellt den Reflexionsort am Spiegel dar.

Wie Gleichung 5.1 zeigt, ist der Abstand zwischen Mikrofonposition und Spiegelmittelpunkt vom Ort der Reflexion am Spiegel x abhängig. Aus diesem Grund erhält man kein eindeutiges Ergebnis für die Mikrofonposition. Mithilfe der Tatsache, dass die Anzahl der reflektierten Strahlen mit dem Abstand vom Spiegelmittelpunkt ($x = 0$) linear ansteigt, gelangt man jedoch zu einer optimalen Mikrofonposition. Aus diesem Zusammenhang kann eine lineare Gewichtung der berechneten Mikrofonabstände über den Parameter x erfolgen. So kann schließlich eine Kennlinie ermittelt werden, die das Verhältnis des Abstandes zwischen optimaler Mikrofonposition und Scheitelpunkt des Parabolspiegels sowie der Entfernung zwischen Schallquelle und Spiegeloberfläche darstellt. Ein solches Beispiel der Verhältnisse zeigt Abbildung 5.8.³

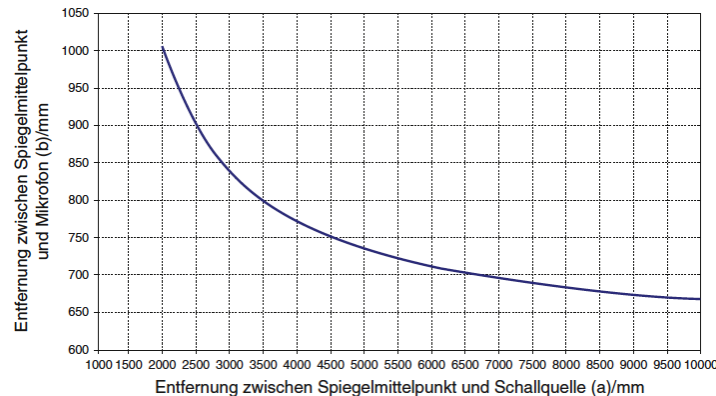


Abbildung 5.8: Zusammenhang zwischen Messabstand und Mikrofonposition (Beispiel) [9].S.414

Hohlspiegelmikrofone weisen, abhängig von Abstand des Messobjekts, Größe und Aufbau des Messsystems, bestimmte Ortungseigenschaften und Signalverstärkungen auf. So zeigt

³[9] K. Genuit (Hrsg.), S.414

sich, dass das räumliche Auflösungsvermögen präziser wird, je größer der Spiegeldurchmesser und je kleiner der Messabstand ist. Darüber hinaus spielt auch die Frequenz eine wichtige Rolle. Höhere Frequenzen werden räumlich besser aufgelöst und sind auch vorteilhafter in Bezug auf die Signalverstärkung.

Wie man in Abbildung 5.9 sehen kann, wird für eine Punktquelle mit einer bestimmten Frequenz vom Hohlspiegel bei einer Bewegung in x -Richtung der rechts dargestellte Verlauf der Signalstärke gemessen.⁴

Die Lage der Minima b oberhalb und unterhalb der Hauptkeule erhält man durch die Gleichungen

$$\sin \alpha_{min} = 1,22 \cdot \frac{\lambda}{D} \quad (5.2)$$

und weiter

$$b = A \cdot \tan \alpha_{min} \quad (5.3)$$

$$b \approx A \cdot 1,22 \cdot \frac{\lambda}{D} \quad (\text{für } b \ll A) \quad (5.4)$$

Die Halbwertsbreite w kann daraus abgeschätzt werden durch:

$$w \approx 1,1 \cdot b \approx 1,3 \cdot A \cdot \frac{\lambda}{D} \quad (5.5)$$

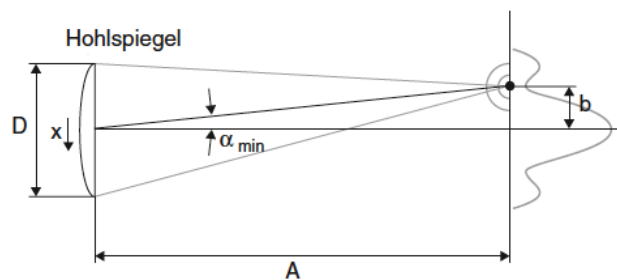


Abbildung 5.9: Skizze: Zusammenhang zwischen Spiegeldurchmesser, Messabstand und Ortungsgenauigkeit [9].S.417

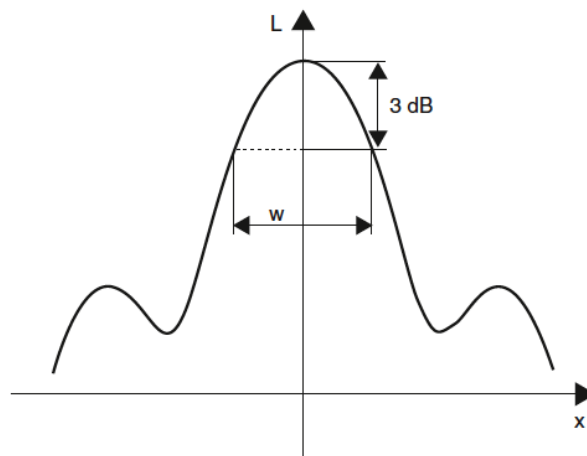


Abbildung 5.10: Definition der Halbwertsbreite der Hauptkeule [9].S.418

⁴[9] K. Genuit (Hrsg.), S.417f.

Beim Vergleich der maximalen Signalverstärkung eines Hohlspiegelmikrofons mit einem Mikrofon mit Kugelcharakteristik an der gleichen Position stellt man fest, dass diese frequenzabhängig ist. Dabei ergeben sich die geringsten Werte im unteren Frequenzbereich. Wird dort größere Verstärkung benötigt, erreicht man diese nur durch einen größeren Spiegeldurchmesser. Theoretisch ergibt sich ein Anstieg der Signalverstärkung mit 6 dB/Oktave; Jedoch lässt sich dieser Wert in Abbildung 5.11, in der für zwei unterschiedliche Hohlspiegelmikrofone gewonnenen Messwerte dargestellt sind, nur näherungsweise wieder finden. Daraus ergibt sich die Annahme, dass dieser Wert auch von der Spiegelform bzw. dem mittleren Krümmungsradius abhängig ist.⁵

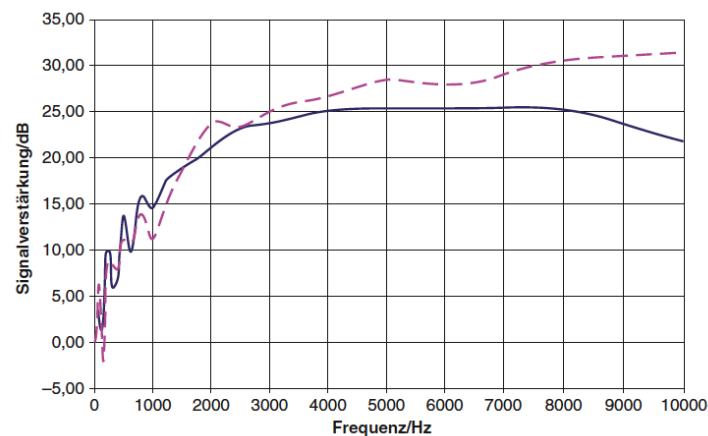


Abbildung 5.11: Verstärkung zweier Hohlspiegel mit unterschiedlicher Krümmung für $A=4$ m Messabstand und einen Spiegeldurchmesser D von 1,5 m. [9].S.419

Hohlspiegelarray

Wie bereits zu Beginn dieses Kapitels erwähnt, stellt das für die Messung im Windkanal eingesetzte Hohlspiegelarray eine Sonderbauform des Hohlspiegels dar. Bei diesem sind mehrere dicht beieinander liegende Mikrofone auf einer Ebene senkrecht zur Spiegelachse platziert; dabei bildet jedes dieser Mikrofone einen Brennpunkt innerhalb eines eigenen Ellipsoids, von dem der Hohlspiegel einen Teilbereich darstellt (siehe Abbildung 5.12). Daraus ergibt sich, dass jedes der Mikrofone über diesen Brennpunkt auf einen eigenen Messpunkt (den zweiten Brennpunkt des zugehörigen Ellipsoids) auf dem Messobjekt fokussiert. So ist der

⁵[9] K. Genuit (Hrsg.), S.419

Vorteil dieser Bauform, dass eine Vermessung des Abstrahlverhaltens einer gesamten Fläche möglich ist, ohne dass die Position des Hohlspiegels verändert werden muss.⁶

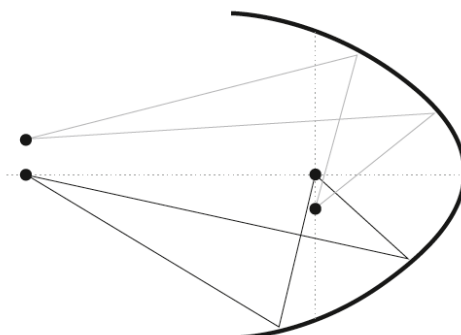


Abbildung 5.12: Schematische Darstellung der Funktionsweise eines Hohlspiegelarrays [9].S.421

Bei der Verwendung eines Hohlspiegelarrays sollte man zwei Punkte beachten:

- Im tiefen Frequenzbereich kommt es aufgrund der geometrischen Gegebenheiten des Messobjekts und des Hohlspiegels zu einer schlechten örtlichen Auflösung, da sich bei diesen Luftschallwellenlängen, aufgrund von Beugungseffekten, die Schallwellen nicht fokussieren lassen. Erst ab ca. 1 kHz ergibt sich eine verwendbare örtliche Auflösung.
- Durch die Positionierung des Hohlspiegelarrays außerhalb der Strömung wird im Fernfeld der aeroakustischen Schallquellen gemessen. So ist es möglich, dass sich die gemessenen Pegel zu den Pegeln, die an der Fahrzeugoberfläche (akustisches Nahfeld) herrschen, unterscheiden.

Abbildung 5.13 zeigt eine Aufnahme des Hohlspiegels. Der Fokus des Hohlspiegels ist dabei auf den Außenspiegel gerichtet. Der Abstand zum Fahrzeug beträgt 4 m. Durch Überlagerung der farblich kodierten Schallpegel mit einem digitalen Bild wird die Schallquellenverteilung der Umströmung (im 1 kHz-Terzband) des Peugeot RCZ bei der Windkanalmessung dargestellt. Wie man gut erkennen kann, liegen die höchsten Pegel um den Außenspiegel und bestätigen damit, dass dieser die Hauptgeräuschquelle in diesem Bereich ist.

⁶[9] K. Genuit (Hrsg.), S.420f.

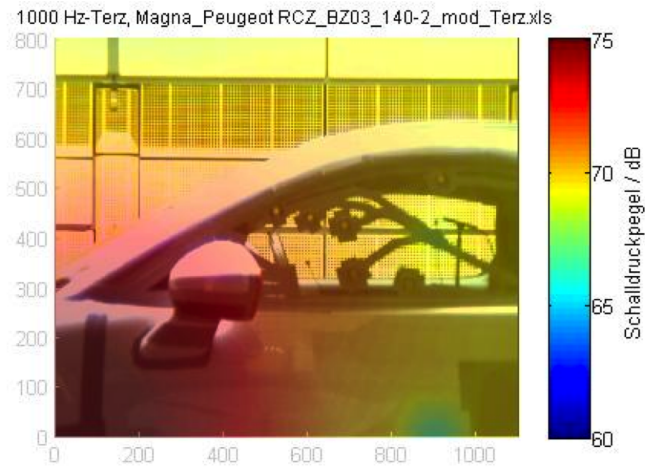


Abbildung 5.13: Schallquellenverteilung bei Umströmung des Sportcoupés für das 1 kHz-Terzband

5.1.2 Oberflächenmikrofone

Bei der Windkanalmessung wurden zehn Oberflächenmikrofone der Firma Brüel&Kjær vom Typ 4949 auf der linken Seitenscheibe zur Erfassung dynamischer Druckschwankungen platziert. Sie haben eine sehr flache Form und sind somit gut für Messungen direkt an Oberflächen und Wänden (wie z.B. an der Fahrzeugkarosserie) geeignet.



Abbildung 5.14: Bild eines Brüel&Kjær Automotive surface microphone Typ 4949 [20]

Oberflächenmikrofone sind grundsätzlich Kondensatormikrofone. Die Elektrode des Kondensators bildet eine hauchdünne, sehr leichte Membran, die durch den auftreffenden Druck und durch Schallwellen in Schwingung versetzt wird. Im Gegensatz dazu ist die Gegenelektrode sehr massiv. Das Wandlerprinzip besteht darin, dass sich die Kapazität des Kondensators mit der Membranauslenkung ändert. Daraus ergibt sich eine Verschiebung der Ladung, die in eine proportionale elektrische Spannung umgewandelt wird. Das geschieht mit einem im Mikrofon integrierten Delta-Tonvorverstärker. Daher gehören Oberflächenmikrofone zu den so genannten ICP-Aufnehmern, die unempfindlich gegen elektrische Störungen sind. Da es bei der Umströmung eines Fahrzeuges zu hohen statischen Drücken kommen kann,

die die hochempfindliche Mikrofonmembran zerstören würden, muss dafür gesorgt werden, dass ein Druckausgleich möglich ist. Dies geschieht durch eine Verbindung zwischen Sensorinnerem und Umgebung. Realisiert wird dies durch eine kleine kreisförmige Öffnung zwischen Membran und Gehäuse. Dadurch ist es möglich, sehr niedrige dynamische bzw. akustische Drücke, die den statischen Drücken überlagert sind, aufzulösen.⁷

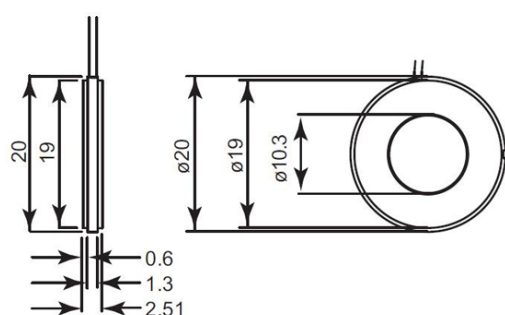


Abbildung 5.15: Dimensionen des Brüel&Kjær Typ 4949 [20]

- Sensitivity: 11.2 mV/Pa
- Frequency: 5 to 20000 Hz
- Dynamic range: 30 – 140 dB
- Temperature: – 30 to 100°C (– 22 to 212°F)
- Optimised for surface pressure measurement
- Built-in CCLD preamplifier
- Simple mechanical interface
- Mounting pads and protection grid available
- TEDS – IEEE P1451.4
- CIC verification input (Type 4949 B)
- Patent pending
- PULSE™ template available for pressure mapping

Abbildung 5.16: Technische Daten des Brüel&Kjær Typ 4949 [20]

Bei der Messung wurden die zehn Oberflächenmikrofone mit einem Montagepad an der Fahrzeugoberfläche befestigt. Es handelt sich dabei um eine runde Halterung, die nach außen abflacht. So kann man die Mikrofone homogen und flach an der Fensterscheibe anbringen, wodurch verhindert wird, dass es zu Wirbelablösungen am Mikrofonkörper kommt, die Druckschwankungen hervorrufen und vom Mikrofon gemessen werden. Auf diese Weise wird dafür gesorgt, dass es zu einer Umströmung mit möglichst wenigen Störungen kommen kann. Aus demselben Grund wurden auch die Mikrofonverkabelungen in Strömungsabwärtsrichtung geleitet. Das Anbringen mithilfe des Montagepads (siehe Abbildung 5.18) hat einen weiteren Vorteil: Durch das indirekte Anbringen des Mikrofons erhält man eine Körperschallisolation zwischen der Struktur und dem Oberflächenmikrofon, wodurch sich die Körperschallempfindlichkeit deutlich reduziert.⁸

⁷[21] J. Ocker, S.8

⁸[21] J. Ocker, S.11

Da die Stückzahl der Oberflächenmikrofone auf zehn beschränkt war, wurden sie nicht gleichmäßig auf der Seitenscheibe platziert, sondern in relevante Zonen aufgeteilt, die aus früheren Messungen und Simulationen bekannt waren.

Der Fokus liegt hierbei auf

1. dem Spiegelnachlaufbereich;
2. dem A-Säulenwirbelaufschlag und
3. dem hinterem Bereich der Seitenscheibe.

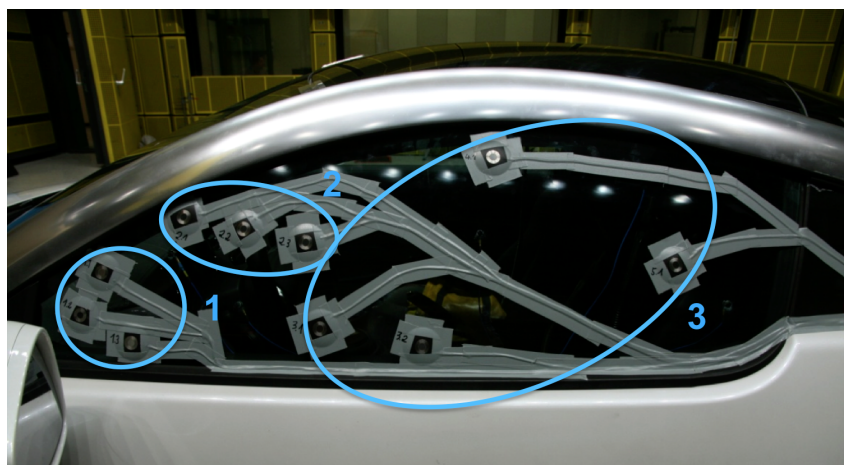


Abbildung 5.17: Platzierung der zehn Oberflächenmikrofone auf der Seitenscheibe des Peugeot RCZ [MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik]

5.1.2.1 Der Cutoff-Effekt bei Oberflächenmikrofonen

Bei allen Messungen mit Druckaufnehmern oder Mikrofonen, die direkt an einer Oberfläche platziert sind, kommt es zu einem strömungsmechanischen Effekt, durch den im höheren Frequenzbereich zu geringe Pegel gemessen werden. Dieser Effekt wird als Cutoff-Effekt bezeichnet.

Dieser liegt einem akustischen Kurzschluss auf der Mikrofonmembran zugrunde.

Die Druckfluktuationen, die in der turbulenten Grenzschicht herrschen, breiten sich in Strömungsrichtung mit der Strömungsgeschwindigkeit U aus und besitzen eine charakteristische Wellenlänge λ . Daneben kann es auch zur Entstehung von akustischen Schallwellen kommen, die sich mit der Schallgeschwindigkeit c ausbreiten.

Zum Cutoff-Effekt kommt es, wenn die charakteristische Wellenlänge λ gleich oder kleiner als der Membrandurchmesser ist. In diesem Fall heben sich die positiven und negativen Halbwellen in Summe auf; dies ist in Abbildung 5.18 skizziert. So wirkt kein resultierender Druck auf die Membran, wodurch es zu keiner Membranauslenkung kommt.

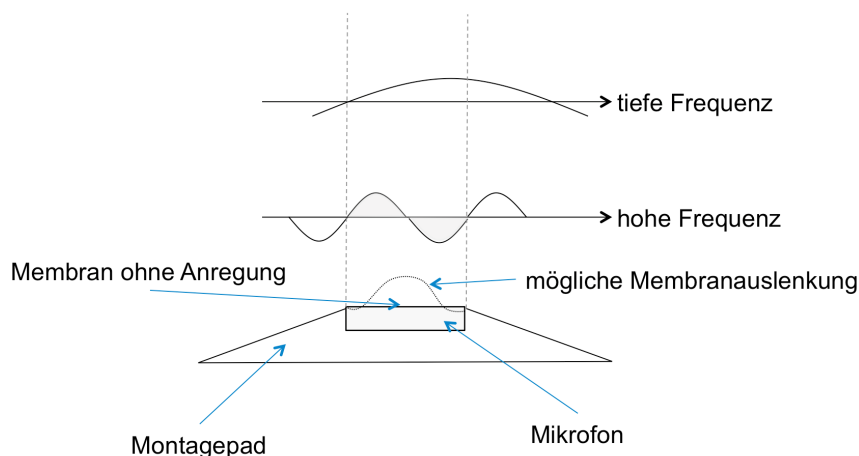


Abbildung 5.18: Skizze einer möglichen Membranauslenkung eines Oberflächenmikrofons

Um abschätzen zu können, ab welcher Frequenz der Cutoff-Effekt einsetzt, kann eine *Grenzfrequenz* f berechnet werden.

$$f_{\text{grenz}} = 0,7 \cdot \frac{U}{\lambda} \quad (5.6)$$

Hierbei gilt U als lokale Strömungsgeschwindigkeit und λ als charakteristische Wellenlänge.⁹

Dabei ist zu berücksichtigen, dass es sich bei der lokalen Strömungsgeschwindigkeit um die Strömungsgeschwindigkeit am Messort und nicht um die Fahrgeschwindigkeit handelt. Es kann dadurch an den verschiedenen Messpositionen am Fahrzeug zu unterschiedlichen Grenzfrequenzen kommen, daher spricht man in der Praxis von keiner diskreten Frequenz, sondern von einem Frequenzbereich, ab welchem geringere Pegel gemessen werden. Ab die-

⁹[21] J. Ocker, S.12f.

sem Frequenzbereich stimmen die A/B-Vergleiche nur mehr bezüglich der Differenzen.¹⁰

Für die Untersuchung *Cutoff-Korrektur der Oberflächenmikrofone* in Kapitel 6.1.5, S. 115 wurden die Pegel mithilfe der Tabelle 5.1 von G. M. Corcos (1963) korrigiert.

Round transducer face of radius r		Square transducer face of side L	
$\omega r/U_c$	ϕ_m/ϕ	$\omega L/U_c$	ϕ_m/ϕ
0.050	0.9651	0.050	0.9793
0.100	0.9313	0.100	0.9593
0.150	0.8996	0.150	0.9400
0.200	0.8698	0.200	0.9213
0.300	0.8123	0.300	0.8855
0.400	0.7585	0.400	0.8512
0.500	0.7069	0.500	0.8186
0.600	0.6573	0.600	0.7871
0.700	0.6094	0.700	0.7566
0.800	0.5632	0.800	0.7269
0.900	0.5186	0.900	0.6975
1.000	0.4758	1.000	0.6694
1.100	0.4348	1.100	0.6415
1.200	0.3958	1.200	0.6142
1.300	0.3587	1.300	0.5875
1.400	0.3237	1.400	0.5614
1.500	0.2908	1.500	0.5359
1.600	0.2600	1.600	0.5109
1.700	0.2314	1.700	0.4864
1.800	0.2050	1.800	0.4626
1.900	0.1808	1.900	0.4393
2.000	0.1586	2.000	0.4167
2.100	0.1385	2.100	0.3947
2.200	0.1204	2.200	0.3733
2.300	0.1042	2.300	0.3526
2.400	0.08977	2.400	0.3326
2.500	0.07706	2.500	0.3132
2.600	0.06595	2.600	0.2945
2.700	0.05631	2.700	0.2765
2.800	0.04805	2.800	0.2592
2.900	0.04102	2.900	0.2426
3.000	0.03512	3.000	0.2267
3.100	0.03022	3.100	0.2114
3.200	0.02621	3.200	0.1968
3.300	0.02297	3.300	0.1830
3.400	0.02041	3.400	0.1698
3.500	0.01841	3.500	0.1573
3.600	0.01688	3.600	0.1454
3.800	0.01490	3.800	0.1236
4.000	0.01388	4.000	0.1043
4.300	0.01320	4.300	0.07978
4.600	0.01268	4.600	0.06015
5.000	0.01149	5.000	0.04067
6.000	0.006871	6.000	0.01717
7.000	0.004331	7.000	0.01367
8.000	0.003609	8.000	0.01524
9.000	0.002770	9.000	0.01482
10.000	0.002101	10.000	0.01167

Tabelle 5.1: Tabelle der Abschwächung für runde und quadratische Schallwandler (nach G.M.Corcos, 1963) [8]

Hierzu wird in die Formel $\frac{\omega r}{U_c}$ der Radius $r = 6.53 \text{ mm}$ ($1/2$ Zoll Durchmesser) der verwendeten Oberflächenmikrofone B&K Typ 4949, die jeweilige Frequenz und die Umströmungsgeschwindigkeit eingesetzt.

¹⁰[21] J. Ocker, S.12f.

Somit kann man den Faktor ϕ_m/ϕ , der die Dämpfung der spektralen Leistungsdichte darstellt, aus der Tabelle 5.1 auslesen und erhält über die Gleichung

$$p_{\text{korrektur}} = \frac{p_m}{\sqrt{\phi_m/\phi}} \quad (5.7)$$

(p_m ist dabei der gemessene Pegel) den korrigierten Pegel $p_{\text{korrektur}}$.

5.1.3 Beschleunigungssensoren

Im Zuge der Windkanalmessung wurden sechs Beschleunigungssensoren auf der Innenseite der linken Seitenscheibe angebracht, um Vibrationen auf der Innenseite zu messen, die durch die Hydrodynamik und die akustischen Schallwellen, die direkt auf die Außenseite der Scheibe wirken, entstehen. Dafür wurden Beschleunigungsaufnehmer der Firma PCB des Typs M353B15 eingesetzt.

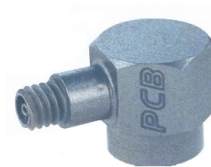


Abbildung 5.19: Bild eines monoaxialen Beschleunigungsaufnehmers [23]

Bei den Beschleunigungssensoren handelt es sich um piezoelektrische Beschleunigungssensoren, deren wichtigstes Bauelement ein Piezokristall ist. Das Messprinzip besteht dabei auf dem Piezoeffekt. Durch eine mechanische Belastung wie beispielsweise durch Zug, Druck oder Schub bildet sich an den Oberflächen des Piezokristalls eine Potenzialdifferenz, die proportional zur mechanischen Belastung ist.¹¹

Bei monoaxialen bzw. eindimensionalen Beschleunigungsaufnehmern handelt es sich um Bauvarianten, die eine Beschleunigung normal zur Oberfläche aufnehmen.

¹¹[4] M. Pflüger, F. Brandl, U. Bernhard, K. Feitzelmayer, S.51

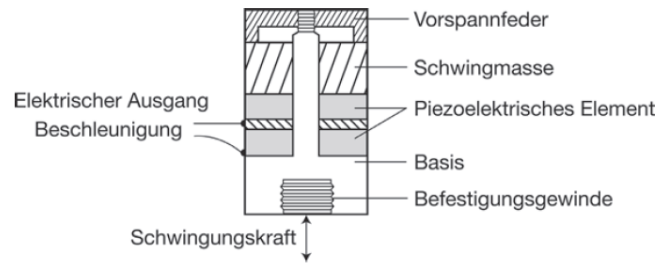


Abbildung 5.20: Prinzipieller Aufbau eines Beschleunigungsaufnehmers [4].S.51

Wie Abbildung 5.20 zeigt, befindet sich über dem piezoelektrischen Kristall eine Masse, die eine Kraft nach dem Prinzip $Kraft = Masse \times Beschleunigung$ auf den Kristall ausübt, wenn der Beschleunigungsaufnehmer eine Schwingung aufnimmt. Dabei ist die elektrische Spannung die entsteht, und am Ausgang des Beschleunigungsaufnehmers abgegriffen werden kann, proportional zur Oberflächenbeschleunigung.¹²

Model Number	
353B15	
Performance	SI
Sensitivity ($\pm 10\%$)	1.02 mV/(m/s ²)
Measurement Range	± 4905 m/s ² pk
Frequency Range ($\pm 5\%$)	1 to 10000 Hz
Frequency Range ($\pm 10\%$)	0.7 to 18000 Hz
Frequency Range (± 3 dB)	0.35 to 30000 Hz
Resonant Frequency	≥ 70 kHz
Broadband Resolution (1 to 10000 Hz)	0.05 m/s ² rms
Non-Linearity	$\leq 1\%$
Transverse Sensitivity	$\leq 5\%$
Environmental	
Overload Limit (Shock)	± 98100 m/s ² pk
Temperature Range (Operating)	-54 to +121 °C
Base Strain Sensitivity	≤ 0.02 (m/s ²)/ $\mu\epsilon$
Electrical	
Excitation Voltage	20 to 30 VDC
Constant Current Excitation	2 to 20 mA
Output Impedance	≤ 100 Ohm
Output Bias Voltage	8 to 12 VDC
Discharge Time Constant	0.5 to 2.0 sec
Settling Time (within 10% of bias)	< 5 sec
Spectral Noise (1 Hz)	27468 ($\mu\text{m}/\text{sec}^2$) /√#8730;Hz
Spectral Noise (10 Hz)	6867 ($\mu\text{m}/\text{sec}^2$) /√#8730;Hz
Spectral Noise (100 Hz)	1766 ($\mu\text{m}/\text{sec}^2$) /√#8730;Hz
Spectral Noise (1 kHz)	628 ($\mu\text{m}/\text{sec}^2$) /√#8730;Hz
Physical	
Size (Height)	10.9 mm
Weight	2.0 gm
Sensing Element	Quartz
Size (Hex)	7.9 mm
Sensing Geometry	Shear
Housing Material	Titanium
Sealing	Welded Hermetic
Electrical Connector	5-44 Coaxial
Electrical Connection Position	Side
Mounting Thread	5-40 Male
Mounting Torque	90 to 135 N-cm

Abbildung 5.21: Technische Daten des PCB Typ M353B15 [23]

¹²[4] M. Pflüger, F. Brandl, U. Bernhard, K. Feitzelmayer, S.51

Es gibt verschiedene Möglichkeiten, wie ein Beschleunigungsaufnehmer auf einem Messobjekt befestigt werden kann. Dabei ist jedoch zu beachten, dass die Art der Befestigung die obere messbare Grenzfrequenz beeinflusst. Eine steife Befestigung ist zum Beispiel bei Messungen höherfrequenter Schwingungen ratsam. Die optimale Anbringung stellt dabei das Anschrauben des Aufnehmers an das Messobjekt dar, jedoch ist das in den meisten Fällen, wie auch im Fall der Messung an der Seitenscheibe des Fahrzeuges, nicht möglich. In diesem Fall werden die Beschleunigungsaufnehmer mittels Sekundenkleber angebracht, um eine gute Steifigkeit zu erzielen.

Beschleunigungssensoren wurden auch schon bei früheren Messungen verwendet. Aufgrund der daraus resultierenden Erfahrungen wurden sechs Beschleunigungsaufnehmer verwendet. Diese wurden, wie auch die Oberflächenmikrofone, in bestimmten Zonen platziert:

1. auf dem Spiegelnachlaufbereich und
2. auf dem hinterem Bereich der Seitenscheibe.

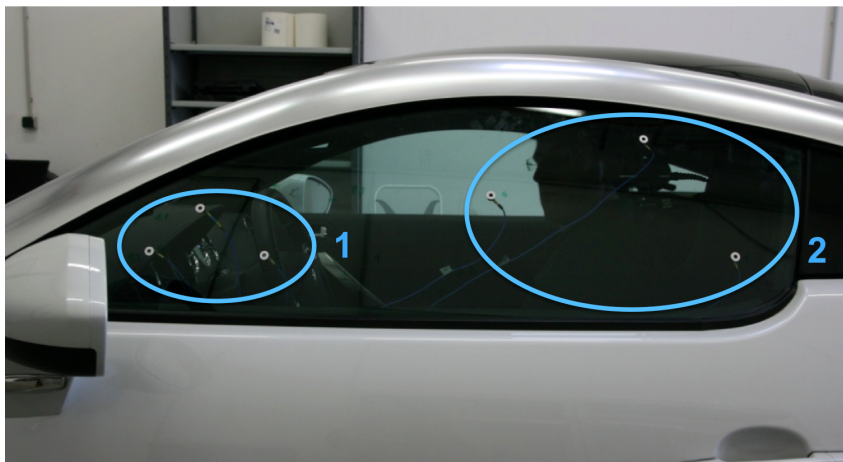


Abbildung 5.22: Platzierung der sechs Beschleunigungsaufnehmer auf der Innenseite der Seitenscheibe des Peugeot RCZ [MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik]

5.1.4 Mikrofon im Innenraum

Für die Schallpegelmessung im Innenraum wurde ein 1/2 Zoll Messmikrofon der Firma PCB verwendet. Dabei wurde eine Elektret-Mikrofonkapsel (permanent-polarisiert) des Typs 377A02 und ein dazugehöriger ICP Vorverstärker des Typs 426E01 eingesetzt.



Abbildung 5.23: Bild eines Innenraummessmikrofons von PCB [23]

Bei Elektret-Mikrofonkapseln handelt es sich um Mikrofone, die mit einer permanent-polarisierten Elektretfolie versehen sind, die durch ausgerichtete Dipole ein konstantes elektrisches Feld aufrechterhält. Grundsätzlich arbeitet es aber nach dem gleichen Prinzip wie ein übliches Kondensatormikrofon, wobei die Polarisationsspannung in diesem Fall entbehrlich ist.

Model Number 377A02	
Diameter	1/2"
Response	Free-Field
Open Circuit Sensitivity (at 250Hz)	50 mV/Pa
Frequency Response (± 2 dB)	3.15 Hz to 20 kHz
Polarization Voltage	0 V
Dynamic Range – 3% Distortion Limit	148 dB
Dynamik Range – Cartridge Thermal Noise	14.5 dB (A)
Preamplifier Connection	11.7 mm – 60 UNS
Operating Temperature	-40 to 150°C
Cartridge Diameter with Grid	13.2 mm
Cartridge Height with Grid	16.2 mm
Weight	7 g

Model Number 426E01	
Performance	
Nominal Microphone Diameter	SI 1/2"
Gain	-0.05 dB
Frequency Response (± 0.1 dB) (re 1 kHz)	6.3 to 125000 Hz
Frequency Response (-3 dB) (re 1 kHz)	<0.9 Hz
Phase Linearity (<1 °)	32 to 20000 Hz
Phase Linearity (-1 to +10 °)	3.2 to 32 Hz
Electrical Noise (A-weight)	<2.8 μ V
Electrical Noise (A-weight)	1.7 μ V
Electrical Noise (Flat 20 Hz to 20 kHz)	<5 μ V
Electrical Noise (Flat 20 Hz to 20 kHz)	3 μ V
Distortion (3 V rms input at 1 kHz)	<70 dB
Output Slew Rate	2 V/ μ S
TEDS Compliant	Yes
Environmental	
Temperature Range (Operating)	-40 to +80 °C
Temperature Response	<0.05 dB
Humidity Range (Non-Condensing)	0 to 95 %RH
Humidity Sensitivity	<0.05 dB
Electrical	
Excitation Voltage	20 to 32 VDC
Constant Current Excitation	2 to 20 mA
Impedance (Input)	20 GOhm
Capacitance (Input)	0.06 pF
Output Bias Voltage	10 to 14 VDC
Impedance (Output)	<50 Ohm
Output Voltage (Maximum)	± 7 Vpk
Physical	
Housing Material	Stainless Steel
Size (Diameter x Length)	12.7 mm x 80.7 mm
Weight	38 gm
Electrical Connector	BNC Jack
Mounting Thread (Microphone to Preamplifier)	11.7 mm - 60 UNS

(a) PCB Typ 377A02

(b) PCB Typ 426E01

Abbildung 5.24: Technische Daten des Innenraummessmikrofons [23]

5.2 Bauvarianten

Für die Auswertung werden die Messdaten der Bauzustände

1. Basisvariante,
2. Variante mit einem modifizierten Außenspiegel,
3. Variante mit einer modifizierten A-Säule und
4. Variante ohne Außenspiegel

herangezogen.

Alle vier Varianten gehen von dem Serienfahrzeug aus, das zuvor für die Windkanalmessung vorbereitet wurde. Um den Einfluss möglicher Leckagen in den Dichtungssystemen auf den Innenraumschallpegel zu verhindern, wird das Fahrzeug für alle vier Ausführungen in den *Fully Taped*-Zustand (siehe Kapitel 4, S. 50) gebracht. Das bedeutet, es wurden alle Spalten und Fugen in der Karosserie wie auch am Außenspiegel selbst abgeklebt.

Zusätzlich wurde auch noch die Motorraumabschirmung getaped. Diese Maßnahme wird als *MAS taped* bezeichnet. Dabei handelt es sich um ein Schild, das unter dem Motor angebracht ist. In dieses sind aus Gründen der Motorkühlung Löcher geschnitten. Um eine Durchschallung über den Motorraum zu minimieren, wurden diese Löcher ebenfalls verdeckt. Zuletzt wird auch der *Unterboden verbaut*, damit auch dessen Einfluss auf den Innenraumschallpegel minimiert werden kann.

Basisvariante



Abbildung 5.25: Basisvariante [MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik]

Als Ausgangsvariante wurde der Peugeot RCZ mit dem serienreifen Außenspiegel wie auch der serienreifen A-Säule gemessen.

Variante mit modifiziertem Außenspiegel



Abbildung 5.26: Variante mit modifiziertem Außenspiegel (Sicht von oben)
[MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik]



Abbildung 5.27: Variante mit modifiziertem Außenspiegel (Sicht von der Seite)
[MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik]

Bei der Ausführung des modifizierten Außenspiegels wurde dieser durch eine speziell für diesen Spiegel angefertigte Kappe vergrößert. Diese wurde an der Innenseite des Spiegels - zwischen Spiegel und Seitenscheibe - angebracht. Die Kappe ist so geformt, dass der Kanal zwischen dem Außenspiegel und der Seitenscheibe in Strömungsrichtung immer kleiner wird, was eine Beeinflussung der Spiegelnachlaufströmung mit sich bringen soll.

Variante mit modifizierter A-Säule



Abbildung 5.28: Variante mit modifizierter A-Säule
[MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik]

Diese Variante wurde wieder mit dem Serienaußenspiegel durchgeführt. Modifiziert wurde diesmal nur die A-Säule, an der eine Abrisskante angebracht wurde. Diese verändert den A-Säulen-Wirbel.

Variante ohne Außenspiegel



Abbildung 5.29: Variante ohne Außenspiegel
[MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik]

Um deutlich zu machen, welchen Einfluss der Außenspiegel auf den Innenraumschallpegel hat, wurde auch eine Extremvariante ohne Spiegel durchgeführt. So kann man direkt sehen, welche möglichen Phänomene durch den Spiegel entstehen und ob dieser im gesamten Frequenzbereich gleich wirkt.

6 Auswertung der Messdaten

Zur Auswertung der Messdaten werden die Daten mithilfe verschiedener Untersuchungsvarianten analysiert. Ziel ist es herauszufinden, ob eine Größe oder die Kombination der beiden außerhalb des Fahrzeuges messbaren Größen (siehe Abbildung 6.1) als Indikator für das Innenraumgeräusch herangezogen werden kann.

Für die Unterscheidung: Hydrodynamik - Akustik durch Auswirkungen von Designänderungen werden folgende Varianten untersucht:

- Außenspiegel: Serienstand / ohne Außenspiegel
- Außenspiegel-Spiegelkappe: Serienstand / vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante)
- A-Säule: Serienstand / mit zusätzlicher Abrisskante

Die einzelnen Bauzustände sind in Kapitel 5.2, S. 74 näher dargestellt.

Um eine Aussage über das Verhalten der gemessenen Größen bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten treffen zu können, werden die Geometrievarianten bei verschiedenen Anströmungsgeschwindigkeiten gemessen. Folgende Geschwindigkeiten werden für die Auswertung herangezogen: 100 km/h, 120 km/h, 140 km/h, 160 km/h, 180 km/h und 200 km/h.

Aufgrund diverser Auswertungsvarianten und verschiedener gemessener Anströmungsgeschwindigkeiten, kam es im Laufe der Untersuchungen zu einer großen Menge an Darstellungen. Da eine vollständige Menge an Diagrammen, in Form einer gebundenen wissenschaftlichen Arbeit, nicht sinnvoll ist, wird hier nur ein relevanter, beispielhafter Auszug der Auswertung präsentiert. Bei der Windgeräuschenwicklung wird typischerweise das Hauptaugenmerk auf die Anströmungsgeschwindigkeit um 140 km/h (Bereich der Autobahngeschwindigkeit) gelegt. Für diesen Fall legen die Autohersteller die Innengeräusch-Zielkurven, die schlussendlich zu erreichen sind, fest. Aus diesem Grund werden auch in dieser Arbeit die Beispiele anhand der 140 km/h Messungen gezeigt. Es wird auch eine Auswertung für die übrigen Geschwindigkeiten durchgeführt, diese Ergebnisse werden aber nur

in tabellarischer Form dargestellt. Alle relevanten Diagramme sind auf einer CD gespeichert und liegen der Diplomarbeit bei.

6.1 Unterscheidung Akustik - Hydrodynamik durch A/B-Vergleiche

Bei dieser Analysevariante werden zwei Bauzustände (Serienstand = A / Designvariante = B) miteinander verglichen. Aus diesem Grund werden im Diagramm vier Kurvenpaaren (da vier Messsysteme) dargestellt.

Um den Schallübertragungsweg von außen (Fernfeld - außen an der Seitenscheibe) nach innen (innen an der Seitenscheibe - Position äußeres Fahrerohr) nachzuvollziehen, werden die Pegel von

- Hohlspiegel,
 - Oberflächenmikrofone,
 - Beschleunigungsaufnehmer
- und
- Innenraummikrofone

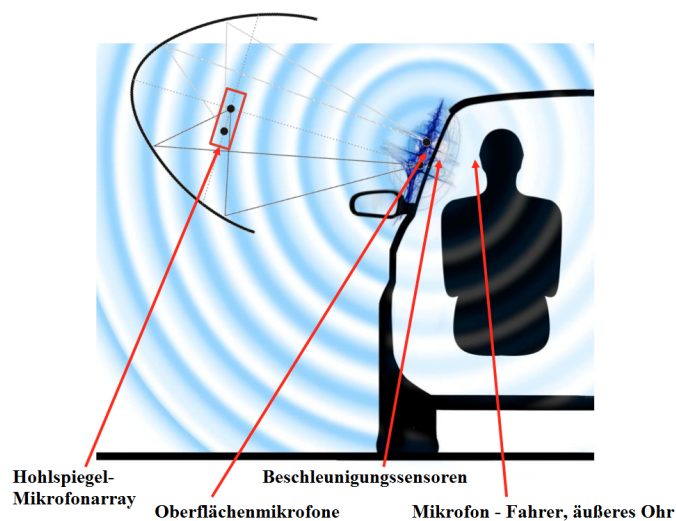


Abbildung 6.1: Darstellung der Messsysteme: von außen nach innen
[MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik]

von oben nach unten in ein Diagramm positioniert. Um die gewünschte Reihung umzusetzen werden die gemittelten Hohlspiegelmikrofone um 60 dB nach oben und die gemittelten Beschleunigungssensoren um 30 dB nach unten verschoben. Die Oberflächenmikrofone werden ebenfalls gemittelt, ihre Pegel bleiben aber unverändert.

Die Messgrößen werden als Schmalbandspektren dargestellt, da die sonst übliche Windgeräuscharstellung in Terzen, Phänomene wie das hochfrequente Spiegelpfeifen nicht zeigen würde. Grundlagen zu Schmalband- und Terzspektrum werden in Kapitel 3.2, S. 43 besprochen.

Alle dargestellten Größen sind in dB linear dargestellt. Davon ausgenommen sind die Innenraumpegel welche mit dem A-Filter bewertet werden, da diese die kundenrelevanten Pegel darstellen.

Die x -Achse ist logarithmisch skaliert, um den Fokus auf den seitenscheibendurchschallungsrelevanten Bereich (400 Hz - 10 kHz) zu legen.

Mithilfe dieser Darstellung soll analysiert werden, inwieweit man durch die Änderungstendenz der zwei Indikatorgrößen, Hohlspiegel (Akustik) und Oberflächenmikrofone (Hydrodynamik) auf das Verhalten der beiden Zielgrößen, Beschleunigungssensoren und Innenraummikrofon, Rückschlüsse ziehen kann. Dabei ist zu beachten, dass von den zwei Zielgrößen in Wirklichkeit nur das Innenraummikrofon kundenrelevant ist und auf diese der Hauptfokus gelegt werden muss.

Frühere Windkanalmessungen haben gezeigt, dass der Unterbodeneinfluss auf das Innengeräusch im Frequenzbereich von 50-1000Hz zu finden ist. Daher wird für eine korrekte Interpretation des Einflusses der Seitenscheibenanströmung, die für den Innenraumpegel relevant ist, der Hauptfokus für die Analyse in einem Frequenzbereich von 1 kHz - 10 kHz gelegt.

6.1.1 Mittelung Oberflächenmikrofone / Beschleunigungssensoren

Für die erste Variante des A/B-Vergleiches werden alle Hohlspiegelmikrofone und Beschleunigungssensoren jeweils gemittelt. Für die Oberflächenkurve wurden die Daten flächengemittelt. Das heißt, die nicht gleichmäßige Verteilung der Mikrofone an der Seitenscheibe wurde berücksichtigt.

Bezüglich der Unterscheidung, der sich daraus ergebenden vier Kurvenpaare wird folgendes Farbschema gewählt: Alle Kurven des Serienstandes (Basisvariante) sind schwarz dargestellt, die Kurven der Variante, die zur Basisvariante verglichen werden sollen, werden farbig kodiert.

Serienstand	Designänderung
Hohlspiegel	Hohlspiegel
Oberflächenmikrofone	Oberflächenmikrofone
Beschleunigungssensoren	Beschleunigungssensoren
Innenraummikrofon	Innenraummikrofon

Mit / ohne Außenspiegel
bei einer Anströmungsgeschwindigkeit von 140 km/h

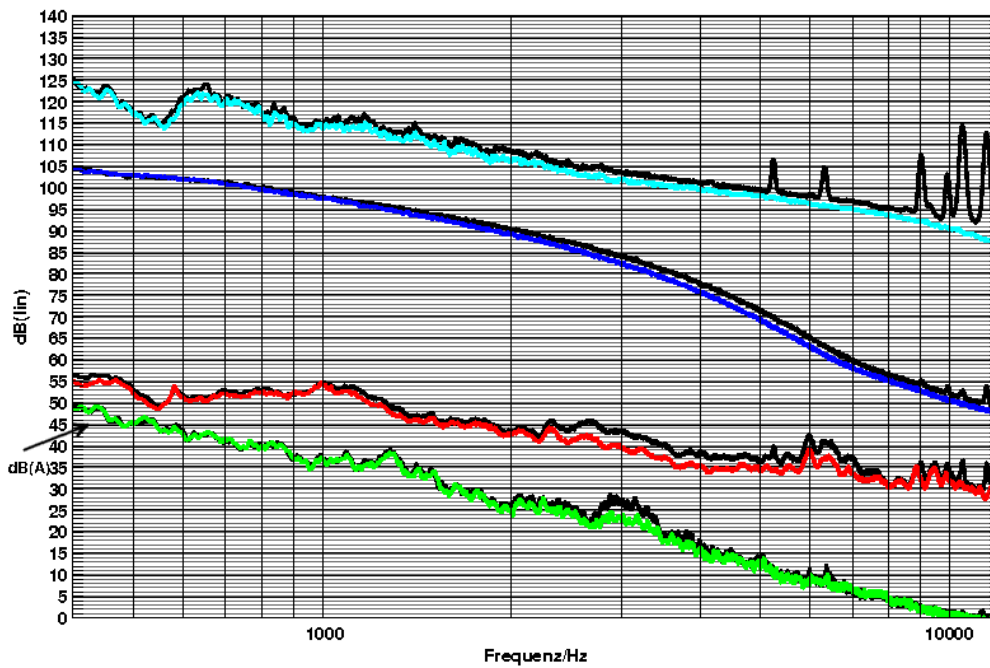


Abbildung 6.2: A/B Vergleich: Mit / ohne Außenspiegel,
Anströmungsgeschwindigkeit 140 km/h

mit:	ohne:
Hohlspiegel	Hohlspiegel
Oberflächenmikrofone	Oberflächenmikrofone
Beschleunigungssensoren	Beschleunigungssensoren
Innenraummikrofon	Innenraummikrofon

Der Vergleich „mit“ versus „ohne Außenspiegel“ zeigt im Fernfeld eine breitbandige Pegelsenkung um ca. 2 dB. Ab 5 kHz treten bei der Variante „mit Spiegel“ hohe tonale Peaks auf, die durch das Fehlen bei der Variante „ohne Spiegel“ auf den Außenspiegel zurückzuführen sind. Daher dürfte der Außenspiegel ein Pfeifen verursachen. Die Oberflächenmikrofone zeigen, ähnlich wie die Hohlspiegelmikrofone, eine breitbandige Pegelminderung um ca. 2 dB. Das Spiegelpfeifen wird nicht so deutlich von den Oberflächenmikrofonen aufgezeichnet bzw. maskiert. Erst ab ca. 10 kHz werden leicht höhere Pegel gezeigt. Weitergehend im Innenraum des Fahrzeuges zeigen die Beschleunigungsaufnehmer ab ca. 2 kHz eine breitbandige Verbesserung. Das Innenraummikrofon, wie auch die Beschleunigungssensoren, zeigen eine deutliche Änderung im Bereich um 3 kHz. Diese Frequenz entspricht bei einer Scheibendicke von 4,85 mm (einschichtiges Glas) in etwa der *Koinzidenzfrequenz*. Bei dieser Frequenz ist die Wellenlänge des Luftschalls gleich der Biegewelle der Glasscheibe. Ab dieser Frequenz kommt es zu einem Einbruch der Schalldämmung.

Die übrigen gemessenen Geschwindigkeiten werden ebenfalls analysiert. Zusammenfassend wird das jeweilige Pegelverhalten in eine Tabelle eingetragen. Mit dieser Tabelle wird versucht, die Unterschiede zwischen Basis und Variante durch die Symbole --, -, 0, +, ++ zu bewerten. Wenn es eine Änderung im Frequenzbereich 1-5 kHz gibt, wird dies mit einem Farbverlauf dargestellt.

Geschwindigkeiten	Indikatorgrößen		Zielgrößen	
	Hohlspiegel	Oberflächen- mikrofone	Beschleunigungs- sensoren	Innenraum- mikrofon
100km/h	--	-	- / -- (ab Koinzidenzf .)	0 / -- (ab Koinzidenzf .)
120km/h	-	-	- / -- (ab Koinzidenzf .)	0 / -- (ab Koinzidenzf .)
140km/h	-	-	- / -- (ab Koinzidenzf .)	- / -- (ab Koinzidenzf .)
160km/h	-	-	- / -- (ab Koinzidenzf .)	- / -- (ab Koinzidenzf .)
180km/h	-	-	- / -- (ab Koinzidenzf .)	- / -- (ab Koinzidenzf .)
200km/h	-	-	-	-

Schlüssel	diff < 1dB	0
	1dB < diff < 2dB	+ / -
	2dB < diff	++ / --

Tabelle 6.1: A/B Vergleich: Mit / ohne Außenspiegel,
Analyse für alle Geschwindigkeiten, für den Frequenzbereich 1-5 kHz

Aus den Ergebnissen können folgende Hypothesen aufgestellt werden:

- Sowohl Akustik als auch Hydrodynamik zeigen Auswirkungen im Innenraum, dies wird besonders bei der Koinzidenzfrequenz deutlich, bei der es zu leiseren Pegel kommt.

Serienstand / vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante)
bei einer Anströmungsgeschwindigkeit von 140 km/h

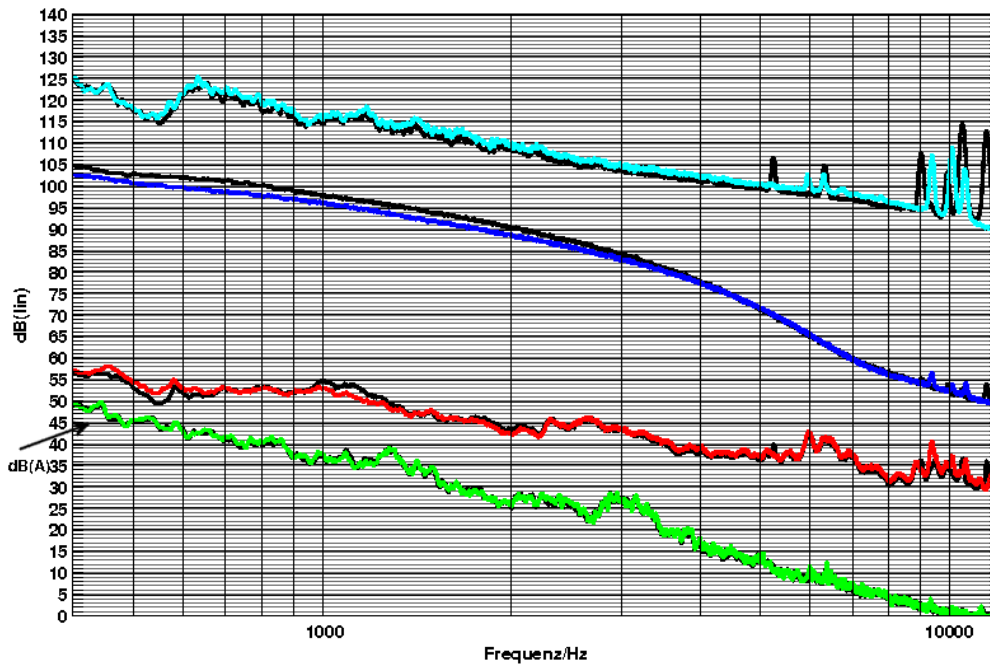


Abbildung 6.3: A/B Vergleich: Serienstand / vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante),
Anströmungsgeschwindigkeit 140 km/h

Serienstand:	Spiegelkappe:
Hohlspiegel	Hohlspiegel
Oberflächenmikrofone	Oberflächenmikrofone
Beschleunigungssensoren	Beschleunigungssensoren
Innenraummikrofon	Innenraummikrofon

Im Zuge des zweiten Geometrievergleichs wird eine Spiegelkappenhinterkante aufgesetzt, die den Außenspiegel vergrößert. Dadurch wird der Kanal zwischen Außenspiegel und Karosserie bzw. Seitenscheibe nach hinten verjüngt.

Die Ergebnisse der Indikatorgrößen zeigen ein unterschiedliches Verhalten. Die Akustik (Hohlspiegel) wird breitbandig lauter, wohingegen die Oberflächendruckfluktuationen breitbandig geringer werden. Für beide spielt sich dies im Bereich von 1-2 dB ab. Im Innenraum gibt es hingegen keine deutlichen Pegeländerungen. Sowohl bei den Beschleunigungsaufnehmern als auch beim Innenraummikrofon bleiben die Pegel ähnlich. Selbst bei der Koinzidenzfrequenz kommt es zu keiner Änderung.

In der folgenden Tabelle sind die Verhalten der Pegel bezüglich der Designänderung eingetragen.

Geschwindigkeiten	Indikatorgrößen		Zielgrößen	
	Hohlspiegel	Oberflächenmikrofone	Beschleunigungssensoren	Innenraummikrofon
100km/h	0	-	0	0
120km/h	+	-	0	0
140km/h	+	-	0	0
160km/h	+	-	-	0
180km/h	+	-	- / + (ab Koinzidenzf.)	0 / + (ab Koinzidenzf.)
200km/h	++	-	- / + (ab Koinzidenzf.)	0

Schlüssel	diff < 1dB	0
	1dB < diff < 2dB	+ / -
	2dB < diff	++ / --

Tabelle 6.2: A/B Vergleich: Serienstand / vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante), Analyse für alle Geschwindigkeiten, für den Frequenzbereich 1-5 kHz

Es zeigt sich, dass die beiden Indikatorgrößen entgegengesetzte Tendenzen aufweisen. Durch den engeren Kanal zwischen Außenspiegel und Karosserie werden die Druckschwankungen an der Seitenscheibe verringert, wohingegen der Schall mehr nach außen abstrahlt. Im

Innenraum kommt es zu keiner Änderung, wodurch der Eindruck entsteht, dass Hydrodynamik und Akustik im Innenraum zusammenwirken und sich aufgrund der Erhöhung der Akustik und der Verringerung der Hydrodynamik in ihrer Wirkung im Innenraum aufheben.

Des Weiteren zeigt sich, dass es bei einer Geschwindigkeit von 180 km/h eine Änderung im Innenraum gibt. Eine Untersuchung der Beschleunigungssensoren zeigte dabei, dass es bei den einzelnen Bauzuständen bei verschiedenen Anströmungsgeschwindigkeiten zu besonderen Strömungsphänomenen kommt. Diese treten beim Serienstand bei einer Geschwindigkeit von 160 km/h und bei der Variante mit der vergrößerten Spiegelkappe bei einer Geschwindigkeit von 180 km/h auf. Unterhalb und oberhalb dieser Geschwindigkeiten zeigen die Pegel „normales“ Verhalten. Dies ist später bei der Analysevariante 6.1.4, S. 103, in der die Pegelunterschiede in Form von Campbell-Diagrammen dargestellt werden, gut zu sehen. Da auch die Variante „ohne Spiegel“ das gleiche Phänomen in abgeschwächter Form zeigt, kann man davon ausgehen, dass dies nicht vom Außenspiegel alleine herrührt. Der Außenspiegel verstärkt es nur und durch den größeren Außenspiegel kommt es zu einer Verschiebung der Geschwindigkeit. Bei der Designänderung der A-Säule (dritte Geometrievariante) kommt es allerdings nicht zu diesem Phänomen. Dies lässt darauf schließen, dass es im vorderen Bereich der Seitenscheibe durch den A-Säulenwirbel verursacht wird und zusammen mit dem Außenspiegel wirkt. Durch die Strömung dürfte ein Karosserieteil zum Schwingen gebracht werden, wodurch es zu Körperschall kommt.

Serienstand / A-Säule, zusätzliche Abrisskante
bei einer Anströmungsgeschwindigkeit von 140 km/h

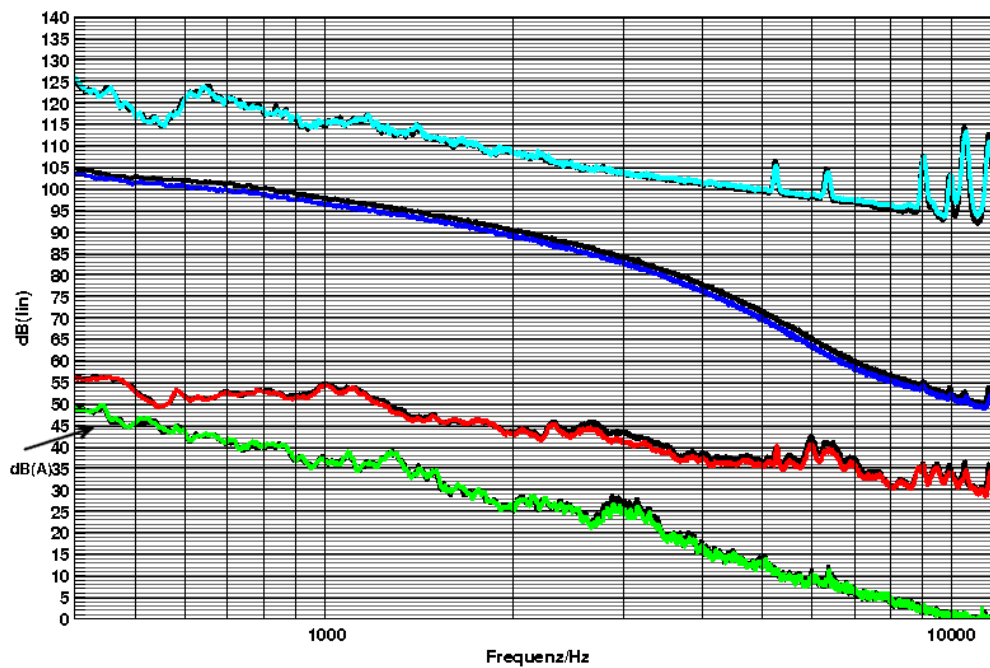


Abbildung 6.4: A/B Vergleich: Serienstand / A-Säule, zusätzliche Abrisskante, Anströmungsgeschwindigkeit 140 km/h

Serienstand:	Abrisskante:
Hohlspiegel	Hohlspiegel
Oberflächenmikrofone	Oberflächenmikrofone
Beschleunigungssensoren	Beschleunigungssensoren
Innenraummikrofon	Innenraummikrofon

Als dritte Variante wird eine Designänderung an der A-Säule vorgenommen und deren Auswirkung auf den Innenraumschallpegel untersucht. Die Akustik im Fernfeld zeigt keine Änderung. Im Gegensatz dazu verringern sich die Druckfluktuationen an der Seitenscheibe und die Oberflächenmikrofone nehmen geringere Pegel auf. Im Innenraum zeigen sich ab der Koinzidenzfrequenz geringere Pegel.

Geschwindigkeiten	Indikatorgrößen		Zielgrößen	
	Hohlspiegel	Oberflächenmikrofone	Beschleunigungssensoren	Innenraummikrofon
100km/h	0	-	-	0 / - (ab Koinzidenzf.)
120km/h	0	-	0 / - (ab Koinzidenzf.)	0 / - (ab Koinzidenzf.)
140km/h	0	-	0 / - (ab Koinzidenzf.)	0 / - (ab Koinzidenzf.)
160km/h	0	-	-	0 / - (ab Koinzidenzf.)
180km/h	0	-	-	0 / - (ab Koinzidenzf.)
200km/h	0	-	-	0

Schlüssel	diff < 1dB	0
	1dB < diff < 2dB	+ / -
	2dB < diff	++ / --

Tabelle 6.3: A/B Vergleich: Serienstand / A-Säule, zusätzliche Abrisskante, Analyse für alle Geschwindigkeiten, für den Frequenzbereich 1-5 kHz

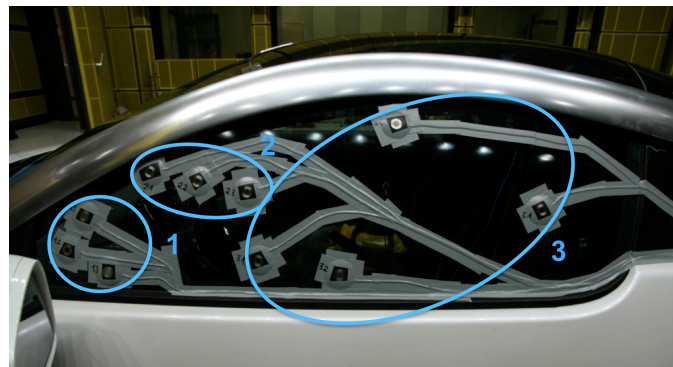
Bei diesem Fall scheint ab der Koinzidenzfrequenz die Hydrodynamik den Innenraumschallpegel zu dominieren. Die Abstrahlung nach außen in das Fernfeld, das der Hohlspiegel aufnimmt, scheint vom Außenspiegel dominiert zu sein, wodurch die Änderung der A-Säule maskiert wird. Es scheint, dass durch die Abrisskante der A-Säulenwirbel kleiner bzw. weniger kräftig wird und es dadurch zu einer geringeren Anregung der Seitenscheibe kommt. Es kann noch keine klare Aussage über Dominanz von Akustik vs. Hydrodynamik getroffen werden. Vielleicht wird der A-Säulenwirbellärm geringer bzw. verschoben, wodurch es zu leiseren Pegeln im Innenraum kommt.

Zusammenfassend lassen sich folgende Schlüsse ziehen:

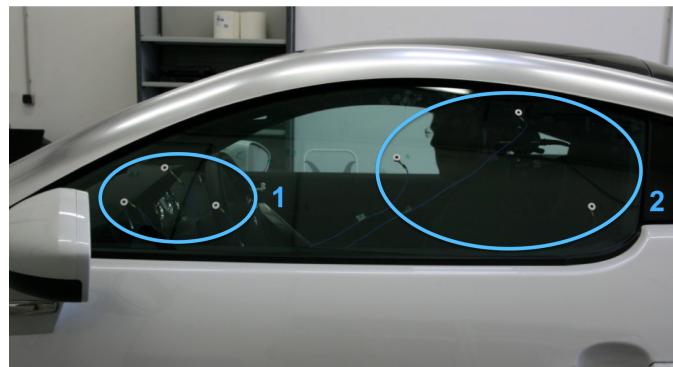
- Die Indikatorgrößen, Hydrodynamik und Akustik können unterschiedliches Verhalten zeigen. Daraus lässt sich schließen, dass die Akustik, die im Fernfeld gemessen wird, nicht im gleichen Maße an der Seitenscheibe wirken muss.
- Zudem können sich die Auswirkungen der beiden Anregungsphänomene auch aufheben.
- Direkt von einer Indikatorgröße lassen sich aber keine Rückschlüsse auf das Verhalten im Innenraum schließen.
- Ebenfalls ist es noch nicht möglich, eine klare Aussage zu treffen, ob entweder die Hydrodynamik oder die Akustik in einem bestimmten Frequenz- oder Geschwindigkeitsbereich im Innenraum dominieren.

6.1.2 Aufteilung von Oberflächenmikrofonen und Beschleunigungssensoren in Gruppen

Durch die Untersuchung der gemittelten Oberflächendruckfluktuationen und der gemittelten Scheibenvibrationen zeigt sich nur eine geringe Übereinstimmung der Oberflächenmikrofone mit der Akustik. Aus diesem Grund wird nun untersucht, ob eventuell einzelne Bereiche der Oberflächenmikrofone besser mit der Akustik übereinstimmen. Zudem zeigt sich, dass die Akustik, speziell das Spiegelpfeifen, nur in geringem Maße in den Kurven der Oberflächenmikrofone und Beschleunigungssensoren dargestellt wird. Dadurch stellt sich zusätzlich die Frage, ob die Akustik in einem der drei definierten Bereiche der Seitenscheibe stärker vorkommt und vielleicht nur durch die Summation herausgemittelt bzw. durch die Dominanz der Strömungsfluktuationen maskiert wird. Deshalb werden die Oberflächenmikrofone in drei und die Beschleunigungssensoren in zwei Gruppen aufgeteilt, um die einzelnen Bereiche an der Seitenscheibe zu untersuchen.



(a) Oberflächenmikrofone in drei Gruppen aufgeteilt



(b) Beschleunigungssensoren in zwei Gruppen aufgeteilt

Abbildung 6.5: Aufteilung der Oberflächenmikrofone und der Beschleunigungsaufnehmer in Gruppen

Für die Unterscheidung der sieben Kurvenpaare wird folgendes Farbschema gewählt:
 Für die zwei Kurvenpaare Hohlspiegel und Innenraummikrofon wird der zuvor verwendete Farbcode verwendet. Dabei bleiben die zwei Kurven des Serienstandes schwarz und die der Designänderung sind türkis bzw. grün gefärbt. Die drei Kurvenpaare der Oberflächenmikrofone werden blau, grün und rot kodiert, wobei die Kurven der Basisvariante immer die dunkle Farbe besitzt. Daran anlehnend werden auch die zwei Kurvenpaare der Beschleunigungsaufnehmer in blau und rot eingeteilt.

Serienstand	Designänderung
Hohlspiegel	Hohlspiegel
Oberflächenmikrofone: Spiegelnachlauf A-Säulenwirbelaufschlag hinterer Bereich der Seitenscheibe	Oberflächenmikrofone: Spiegelnachlauf A-Säulenwirbelaufschlag hinterer Bereich der Seitenscheibe
Beschleunigungssensoren: Spiegelnachlauf hinterer Bereich der Seitenscheibe	Beschleunigungssensoren: Spiegelnachlauf hinterer Bereich der Seitenscheibe
Innenraummikrofon	Innenraummikrofon

Mit / ohne Außenspiegel
 Gruppenaufteilung Oberflächenmikrofone und Beschleunigungssensoren,
 Anströmungsgeschwindigkeit: 140 km/h

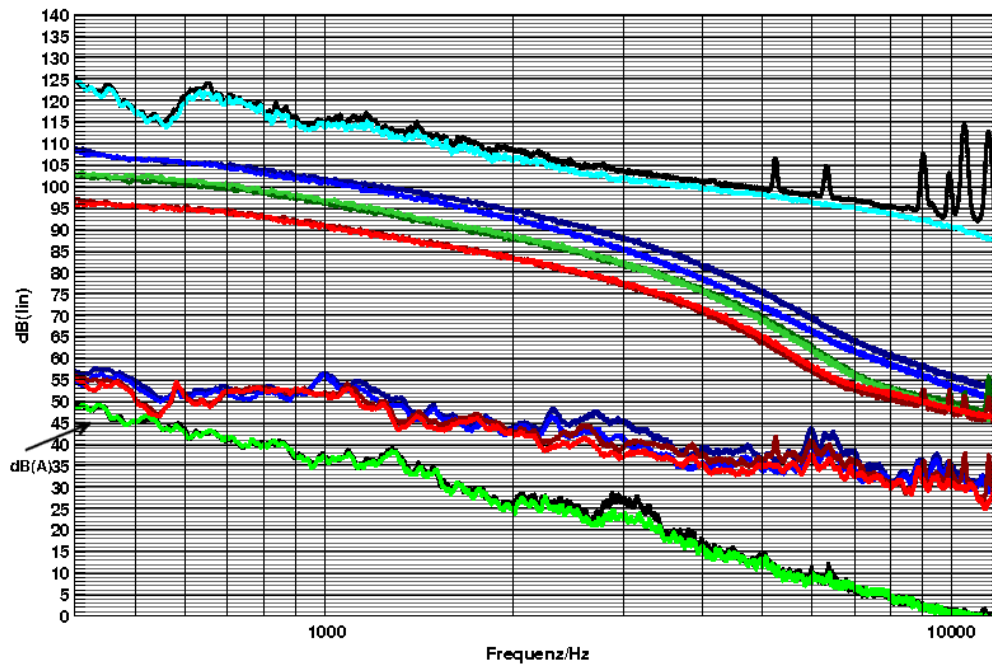


Abbildung 6.6: A/B Vergleich: Mit / ohne Außenspiegel,
 Aufteilung der Oberflächenmikrofone und Beschleunigungssensoren
 in Gruppen, Anströmungsgeschwindigkeit 140 km/h

mit:

Hohlspiegel

Oberflächenmikrofone:

Spiegelnachlauf

A-Säulenwirbelaufschlag

hinterer Bereich der Seitenscheibe

Beschleunigungssensoren:

Spiegelnachlauf

hinterer Bereich der Seitenscheibe

Innenraummikrofon

ohne:

Hohlspiegel

Oberflächenmikrofone:

Spiegelnachlauf

A-Säulenwirbelaufschlag

hinterer Bereich der Seitenscheibe

Beschleunigungssensoren:

Spiegelnachlauf

hinterer Bereich der Seitenscheibe

Innenraummikrofon

Durch die Aufteilung der Oberflächenmikrofone in Gruppen sieht man, dass die Druckfluktuationen im vorderen Bereich der Seitenscheibe direkt hinter dem Spiegel, den Gesamtpegel dominieren. In Summe kommt es zu einer Verminderung der Pegel, obwohl man sehen kann, dass die Pegel im hinteren Bereich der Seitenscheibe sowie die Druckfluktuationen im A-Säulenwirbelaufschlagsbereich gleich bleiben. Hinsichtlich des Spiegelpfeifens, sieht man hier gut, dass die akustischen Schallwellen im hinteren Bereich der Seitenscheibe auftreffen, aber durch die Dominanz der Strömungsfluktuationen im vorderen Bereich maskiert werden. Die zwei Gruppen liegen - im Gegensatz zu den Gruppen der Oberflächenmikrofone - näher beieinander. Das kommt dadurch zustande, da die Seitenscheibe die Vibrationen verteilt und sie dadurch gleichmäßiger angeregt wird. Jedoch sieht man trotzdem eine leichte Dominanz des Bereiches nach dem Spiegel, zum restlichen Bereich der Seitenscheibe. Beide Gruppen der Beschleunigungsaufnehmer zeigen nur geringe Änderungen der Pegel zwischen der Variante mit bzw. ohne Außenspiegel.

Die anderen gemessenen Geschwindigkeiten werden ebenfalls untersucht und die Ergebnisse in eine Tabelle eingetragen.

- Oberflächenmikrofone: Gruppe 1... Spiegelnachlaufbereich
- Gruppe 2... A-Säulenwirbelaufschlag
- Gruppe 3... hinterer Bereich der Seitenscheibe
- Beschleunigungssensoren: Gruppe 1... Spiegelnachlaufbereich
- Gruppe 2... hinterer Bereich der Seitenscheibe

Der Farbverlauf zeigt wieder eine Änderung im Anstieg der Frequenz an, wobei diese in den meisten Fällen im Bereich der Koinzidenzfrequenz auftritt.

Geschwindigkeiten	Indikatorgrößen			Zielgrößen		
	Hohlspiegel	Oberflächenmikrofone		Beschleunigungssensoren	Innenraum-mikrofon	
100km/h	--	Gruppe 1	--	Gruppe 1	--	0/--
		Gruppe 2	0/-	Gruppe 2	--	
		Gruppe 3	0/+			
120km/h	-	Gruppe 1	--	Gruppe 1	--	0/--
		Gruppe 2	0/-			
		Gruppe 3	0/+	Gruppe 2	--	
140km/h	-	Gruppe 1	-	Gruppe 1	-/--	-/--
		Gruppe 2	+	Gruppe 2	-/--	
		Gruppe 3	0			
160km/h	-	Gruppe 1	-	Gruppe 1	-/--	-/--
		Gruppe 2	0	Gruppe 2	-/--	
		Gruppe 3	0			
180km/h	-	Gruppe 1	-	Gruppe 1	-/--	-/--
		Gruppe 2	0	Gruppe 2	-/--	
		Gruppe 3	0			
200km/h	-	Gruppe 1	-	Gruppe 1	-/--	-
		Gruppe 2	+	Gruppe 2	-	
		Gruppe 3	0			

Schlüssel	diff < 1dB	0
	1dB < diff < 2dB	+ / -
	2dB < diff	++ / --

Tabelle 6.4: A/B Vergleich: Mit / ohne Außenspiegel,
Tabelle der Geschwindigkeiten für den Frequenzbereich 1-5 kHz

Die anderen Geschwindigkeiten zeigen auch, dass die Gruppen der Oberflächenmikrofone unterschiedliches Verhalten aufweisen, wohingegen sich die Gruppen der Beschleunigungsaufnehmer gleich verhalten. Dabei entsprechen die zwei Gruppen „A-Säulenwirbelaufschlag“ und „hinterer Bereich der Seitenscheibe“ nicht dem Trend des Innenraummikrofons. Jedoch dominiert immer die Gruppe des Spiegelnachlaufbereichs und ist daher für den Gesamtpegel verantwortlich.

Serienstand / vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante)
 Gruppenaufteilung Oberflächenmikrofone und Beschleunigungssensoren,
 Anströmungsgeschwindigkeit: 140 km/h

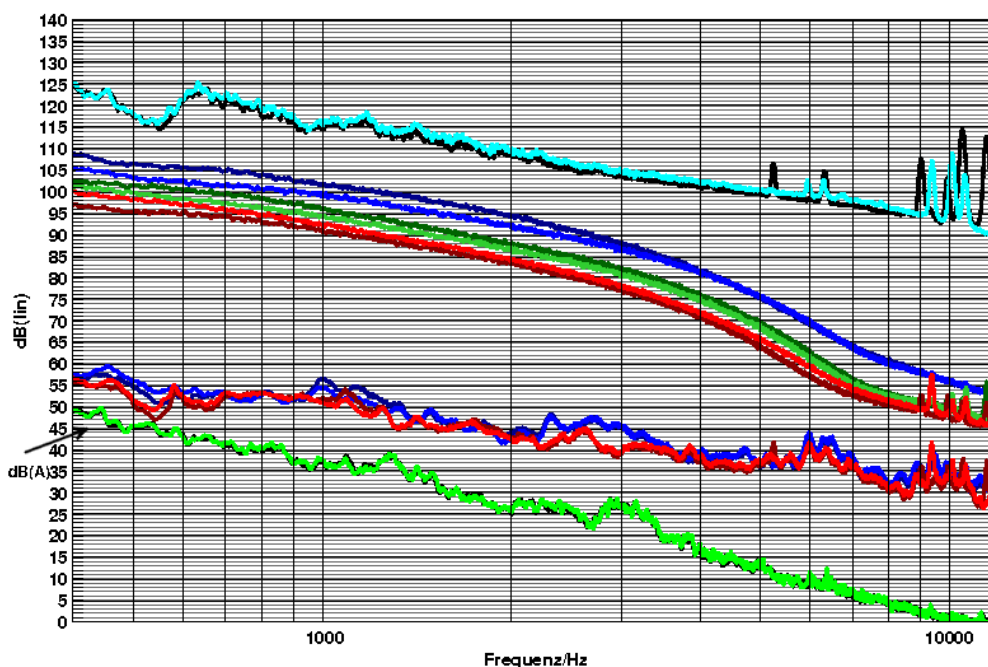


Abbildung 6.7: A/B Vergleich: Serienstand / vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante), Aufteilung der Oberflächenmikrofone und Beschleunigungssensoren in Gruppen, bei einer Anströmungsgeschwindigkeit 140 km/h

Serienstand:	Spiegelkappe:
Hohlspiegel	Hohlspiegel
Oberflächenmikrofone:	Oberflächenmikrofone:
Spiegelnachlauf	Spiegelnachlauf
A-Säulenwirbelaufschlag	A-Säulenwirbelaufschlag
hinterer Bereich der Seitenscheibe	hinterer Bereich der Seitenscheibe
Beschleunigungssensoren:	Beschleunigungssensoren:
Spiegelnachlauf	Spiegelnachlauf
hinterer Bereich der Seitenscheibe	hinterer Bereich der Seitenscheibe
Innenraummikrofon	Innenraummikrofon

Bei der Untersuchung der Designvariante der vergrößerten Spiegelkappe zeigt sich ebenfalls die Dominanz der Oberflächenmikrofongruppe im Bereich hinter dem Spiegeldreieck. Sowohl der Bereich des Spiegelnachlaufs als auch die Gruppe des A-Säulenwirbelaufschlags, weisen geringere Pegel auf. Die Werte der restlichen Seitenscheibengruppe werden hingegen größer. Im Gegensatz dazu bleiben die Pegel der beiden Vibrationsaufnehmer gleich.

Geschwindigkeiten	Indikatorgrößen			Zielgrößen		
	Hohlspiegel	Oberflächenmikrofone		Beschleunigungssensoren		Innenraum- mikrofon
100km/h	0	Gruppe 1	--	Gruppe 1	0	0
		Gruppe 2	-	Gruppe 2	0	
		Gruppe 3	+	Gruppe 2	0	
120km/h	+	Gruppe 1	--	Gruppe 1	0	0
		Gruppe 2	-	Gruppe 2	0	
		Gruppe 3	+	Gruppe 2	0	
140km/h	+	Gruppe 1	--	Gruppe 1	0	0
		Gruppe 2	-	Gruppe 2	0	
		Gruppe 3	+	Gruppe 2	0	
160km/h	+	Gruppe 1	--	Gruppe 1	-	0
		Gruppe 2	-	Gruppe 2	-	
		Gruppe 3	+	Gruppe 2	-	
180km/h	+	Gruppe 1	--	Gruppe 1	-/+	0/+
		Gruppe 2	-	Gruppe 2	-/+	
		Gruppe 3	+	Gruppe 2	-/+	
200km/h	++	Gruppe 1	--	Gruppe 1	-/+	0
		Gruppe 2	-	Gruppe 2	-/+	
		Gruppe 3	+	Gruppe 2	-/+	

Schlüssel	diff < 1dB	0
	1dB < diff < 2dB	+ / -
	2dB < diff	++ / --

Tabelle 6.5: A/B Vergleich: Serienstand / vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante),
Tabelle der Geschwindigkeiten für den Frequenzbereich 1-5 kHz

Anhand der Tabelle 6.5 sieht man gut, dass sich anscheinend das Auftreffen der Strömung auf die Seitenscheibe nach hinten verschiebt, wodurch es gerade im hinteren Bereich der Seitenscheibe zu einer Pegelerhöhung kommt. Im Gegensatz dazu werden die Pegel im Bereich hinter dem Spiegeldreieck geringer. Das bedeutet, die Strömung wird wider Erwarten durch den engeren Kanal nicht direkt an die Seitenscheibe gedrückt, sondern schlägt erst im hinteren Bereich der Scheibe auf.

Serienstand / A-Säule, zusätzliche Abrisskante
Gruppenaufteilung Oberflächenmikrofone und Beschleunigungssensoren,
Anströmungsgeschwindigkeit: 140 km/h

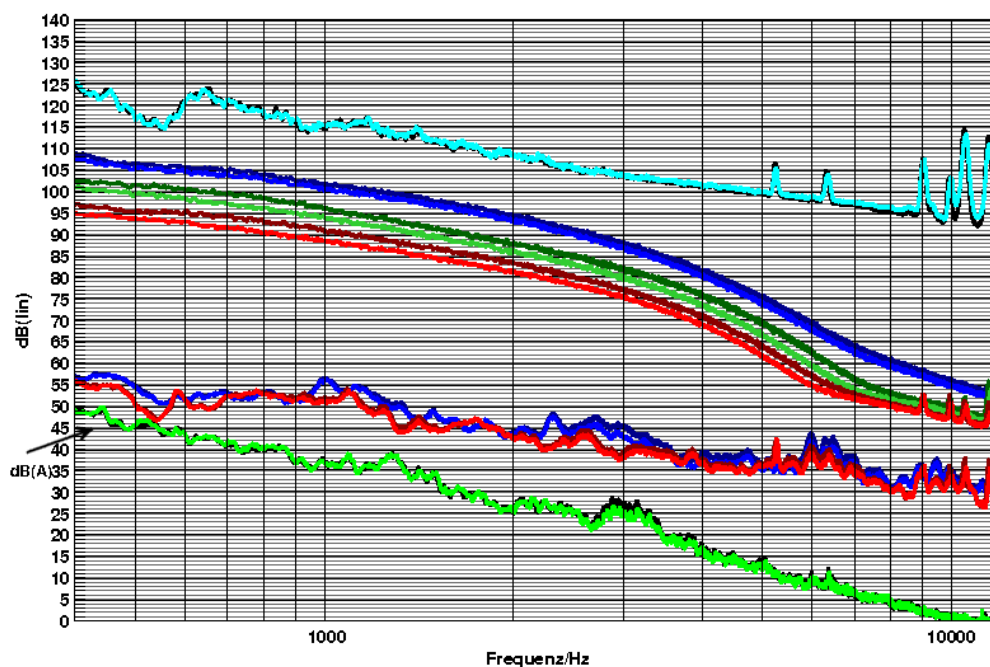


Abbildung 6.8: A/B Vergleich: Serienstand / A-Säule, zusätzliche Abrisskante, Aufteilung der Oberflächenmikrofone und Beschleunigungssensoren in Gruppen, bei Anströmungsgeschwindigkeit 140 km/h

Serienstand:

Hohlspiegel

Oberflächenmikrofone:

Spiegelnachlauf

A-Säulenwirbelaufschlag

hinterer Bereich der Seitenscheibe

Beschleunigungssensoren:

Spiegelnachlauf

hinterer Bereich der Seitenscheibe

Innenraummikrofon

Abrisskante:

Hohlspiegel

Oberflächenmikrofone:

Spiegelnachlauf

A-Säulenwirbelaufschlag

hinterer Bereich der Seitenscheibe

Beschleunigungssensoren:

Spiegelnachlauf

hinterer Bereich der Seitenscheibe

Innenraummikrofon

Die Variante mit zusätzlicher Abrisskante zeigt in allen Bereichen an der Seitenscheibe eine Verminderung der Oberflächendruckfluktuationen. Das bedeutet, dass die Änderung der A-Säule nicht nur Auswirkungen auf die Pegel im A-Säulenwirbelaufschlagsgebiet hat, sondern auch auf den Außenspiegelnachlauf und in Folge dessen auf die Pegel des Spiegelnachlaufgebiets. Auch die Beschleunigungssensoren messen in diesem Fall im Bereich der Koinzidenzfrequenz geringere Vibrationen an der Seitenscheibe.

Geschwindigkeiten	Indikatorgrößen			Zielgrößen		
	Hohlspiegel	Oberflächenmikrofone		Beschleunigungssensoren		Innenraum- mikrofon
100km/h	0	Gruppe 1	-	Gruppe 1	-	0/-
		Gruppe 2	-	Gruppe 2	-	
		Gruppe 3	-			
120km/h	0	Gruppe 1	-	Gruppe 1	0/-	0/-
		Gruppe 2	-	Gruppe 2	0/-	
		Gruppe 3	-			
140km/h	0	Gruppe 1	-	Gruppe 1	0/-	0/-
		Gruppe 2	-	Gruppe 2	0/-	
		Gruppe 3	-			
160km/h	0	Gruppe 1	-	Gruppe 1	-	0/-
		Gruppe 2	-	Gruppe 2	-	
		Gruppe 3	-			
180km/h	0	Gruppe 1	-	Gruppe 1	-	0/-
		Gruppe 2	--	Gruppe 2	-	
		Gruppe 3	--			
200km/h	0	Gruppe 1	-	Gruppe 1	-	0
		Gruppe 2	--	Gruppe 2	-	
		Gruppe 3	--			

Schlüssel	diff < 1dB	0
	1dB < diff < 2dB	+ / -
	2dB < diff	++ / --

Tabelle 6.6: A/B Vergleich: Serienstand / A-Säule, zusätzliche Abrisskante, Tabelle der Geschwindigkeiten für den Frequenzbereich 1-5 kHz

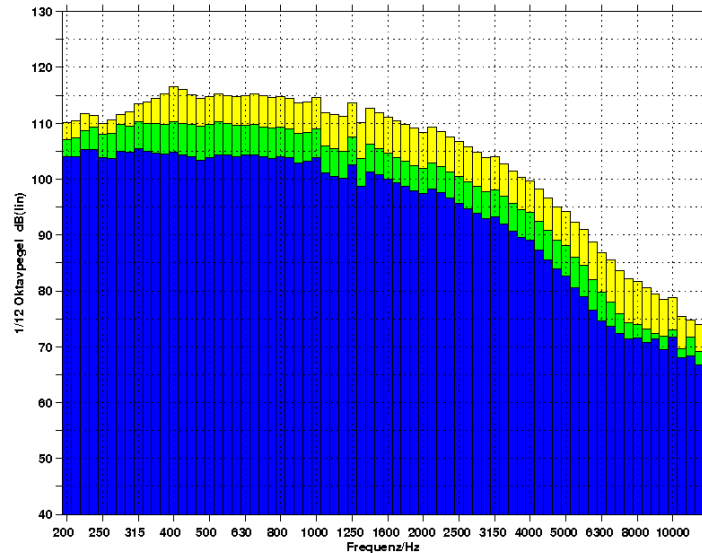
Die Untersuchung der verschiedenen Geschwindigkeiten zeigt, dass die Strömungspegel bei hohen Geschwindigkeiten (ab 180 km/h) im Bereich der A-Säule und im hinteren Bereich der Seitenscheibe noch geringer werden. Im Innenraum hingegen bleibt die Tendenz gleich wie bei den anderen Geschwindigkeiten, bzw. nimmt das Innenraummikrofon bei einer Anströmungsgeschwindigkeit von 200 km/h keine Pegeländerung wahr.

Balkendiagrammdarstellung der Oberflächenmikrofone und Beschleunigungssensoren

Für eine einfachere Visualisierung der Gruppierung der Oberflächenmikrofone und der Beschleunigungssensoren werden die Gruppen mithilfe eines Balkendiagramms dargestellt. Die Messdaten einer Sensorengruppe werden dafür gemittelt und in z -Richtung übereinander gelegt. Für diese Darstellungsform werden nur die Diagramme des Serienzustandes als Auszug gezeigt.

In Abbildung 6.9 sieht man nun besser die weitere Pegelspreizung zwischen den Oberflächenmikrofontgruppen und die engere Verteilung der Pegel der Beschleunigungssensoren. Durch den Wechsel der Dominanz in manchen Frequenzen, kommt es bei den zwei Gruppen der Beschleunigungsaufnehmer in manchen Fällen zu Überdeckungen der Spiegelnachlauf-Gruppe.

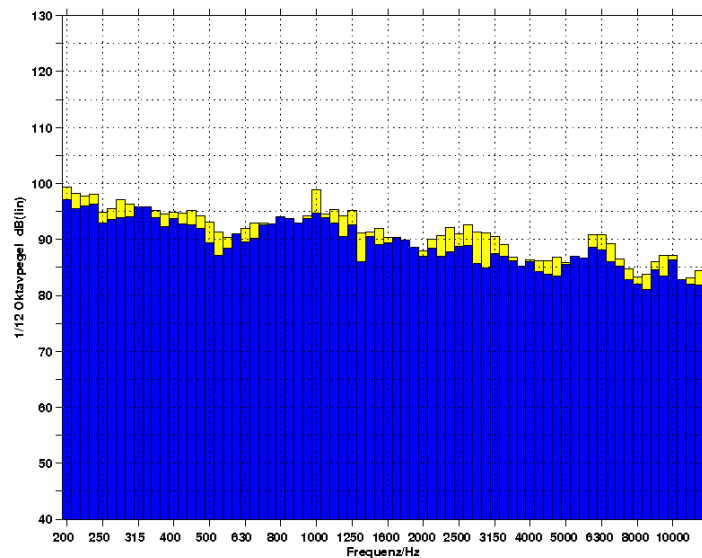
Serienstand, bei einer Anströmungsgeschwindigkeit von 140 km/h



(a) Oberflächenmikrofone in 3 Gruppen aufgeteilt

Spiegelnachlauf, A-Säulenwirbelaufschlag,

hinterer Bereich der Seitenscheibe



(b) Beschleunigungssensoren in 2 Gruppen aufgeteilt

Spiegelnachlauf, hinterer Bereich der Seitenscheibe

Abbildung 6.9: Serienstand, Oberflächenmikrofone und Beschleunigungssensoren in Gruppen aufgeteilt, Anströmungsgeschwindigkeit 140 km/h

6.1.3 Campbell-Diagramme

Eine besondere Darstellungsform von Spektren stellt ein Campbell-Diagramm dar, das auch als Wasserfall-Diagramm bezeichnet wird. Mit dieser dreidimensionalen Darstellung können unter anderem geschwindigkeitsabhängige, wie auch drehzahlabhängige oder zeitabhängige Abläufe akustisch analysiert werden, weshalb es gerne in der Fahrzeugakustik zum Einsatz kommt.

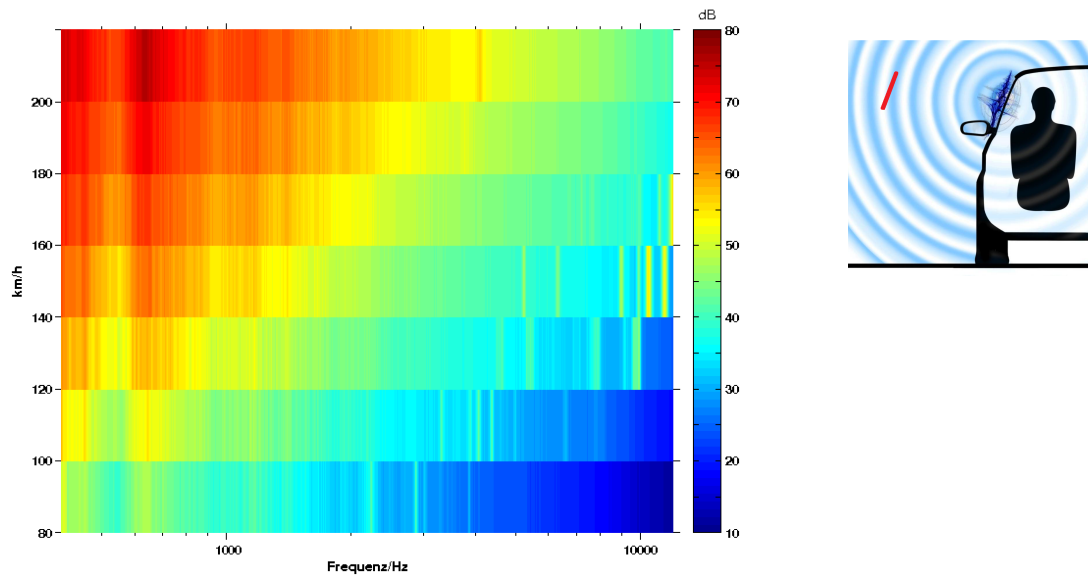
In diesem Fall werden geschwindigkeitsabhängige Abläufe untersucht. Durch diese Darstellungsform lässt sich leichter erkennen, welche spektralen Anteile auf geschwindigkeitsabhängige Vorgänge zurückzuführen sind.

Dafür wird auf der x -Achse die schmalbandig analysierte Frequenz logarithmisch aufgetragen und auf der y -Achse die ansteigende gemessene Geschwindigkeit (80 - 200 km/h) dargestellt. Da es sich um eine dreidimensionale Darstellung eines sich mit der Geschwindigkeit ändernden akustischen Zustandes handelt, werden auf der virtuellen z -Achse die Pegelwerte aufgetragen und mit einem Farbverlauf codiert. So ist es möglich die Pegel quantitativ einer seitlich dargestellten farblich abgestuften Skala zuzuordnen.

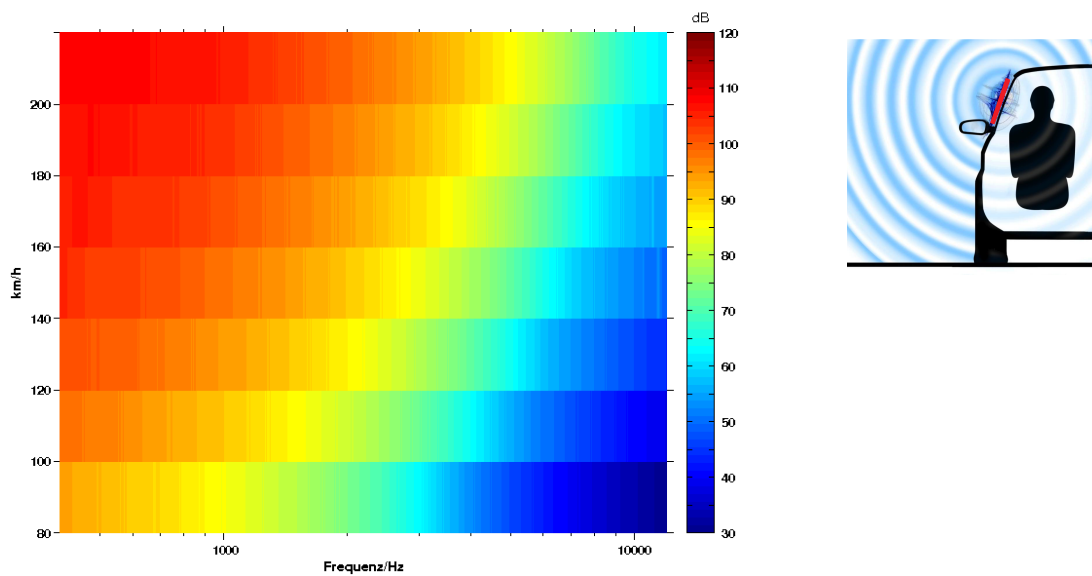
Aufgrund der einzelnen diskreten Geschwindigkeitswerte (80, 100, 120, ..., 200 km/h) gibt es keinen stufenfreien Farbverlauf in y -Richtung, wie es bei einem gemessenen, kontinuierlichen Hochlauf, bei dem auch Zwischengeschwindigkeiten in der Messung enthalten sind, üblich wäre.

Zum besseren Verständnis werden die Daten des Serienzustandes gezeigt. Ein eigener A/B-Vergleich folgt im nächsten Unterkapitel in dem wieder die Untersuchungen aller gemessenen Designvarianten gezeigt werden.

Serienstand (1)



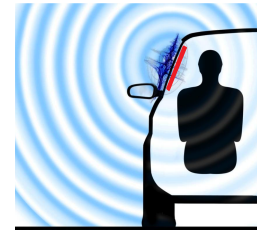
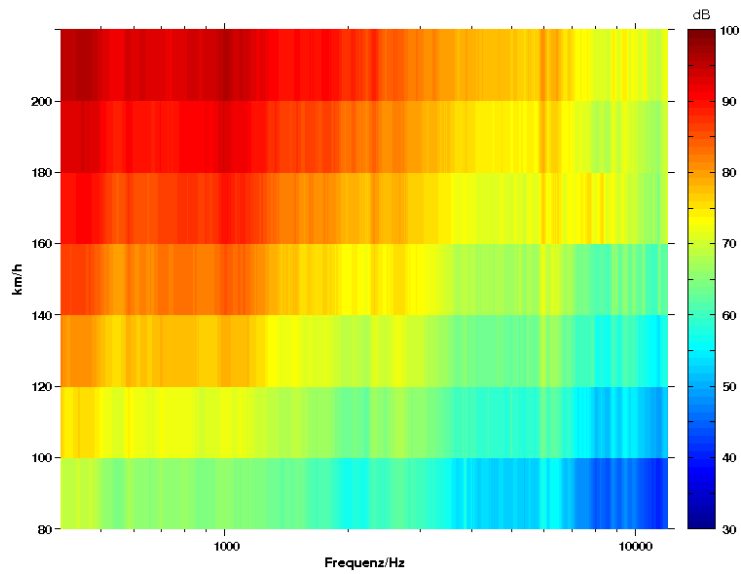
(a) Hohlspiegel



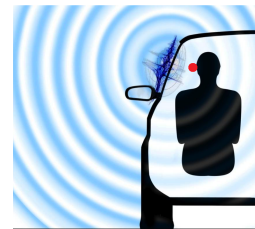
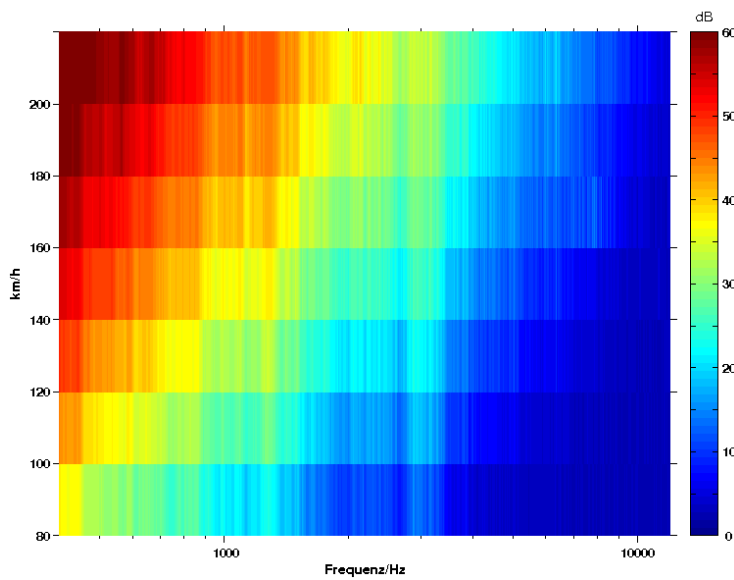
(b) Oberflächenmikrofone

Abbildung 6.10: Serienstand, Hohlspiegel und Oberflächenpegel über Geschwindigkeit

Serienstand (2)



(a) Beschleunigungssensoren



(b) Innenraummikrofon

Abbildung 6.11: Serienstand, Beschleunigungssensoren und Innenraummikrofon über Geschwindigkeit

Generell zeigt sich in allen Diagrammen, dass die Pegel mit steigender Anströmungsgeschwindigkeit wie erwartet zunehmen.

Man erkennt, dass sich im Außenraum (Hohlspiegel und Oberflächenmikrofone) mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit das komplette Spektrum zu höheren Frequenzen bewegt. Das stimmt mit den Aussagen von [16] M. Hartmann und seinen Kollegen überein, die dies ebenfalls festgestellt haben. Einerseits steigt die Wirbelablösefrequenz $f = \frac{Sr \cdot U}{d}$ einer Kármán'schen Wirbelstraße (siehe Kapitel 2.4, S. 27) mit der Geschwindigkeit, andererseits werden auch die sinnvollen zuordenbaren Zeiteinheiten in turbulenten Strömungen, wie zum Beispiel die Wirbelumlaufzeiten, kleiner, wodurch die turbulenten Frequenzen wiederum linear ansteigen.

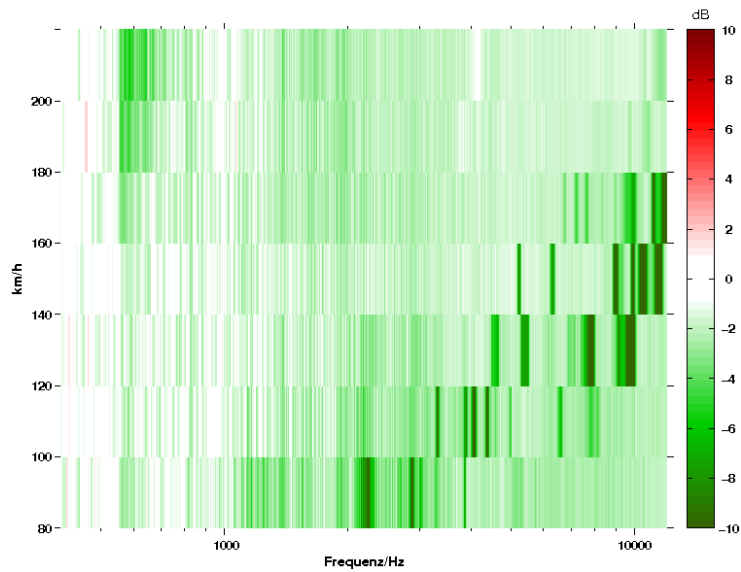
In der Hohlspiegelmessung zeigt sich ebenfalls, dass die Peaks, hervorgerufen durch das Pfeifen des Außenspiegels, mit zunehmender Anströmungsgeschwindigkeit in der Frequenz steigen.

Im Innenraum hingegen bleiben einige Peaks bei den Beschleunigungsaufnehmern als auch beim Innenraummikrofon bei allen Geschwindigkeiten bei der gleichen Frequenz. Das liegt an den Struktureigenschaften der Seitenscheibe wie Eigenfrequenzen und der Koinzidenzfrequenz (ca. 3 kHz).

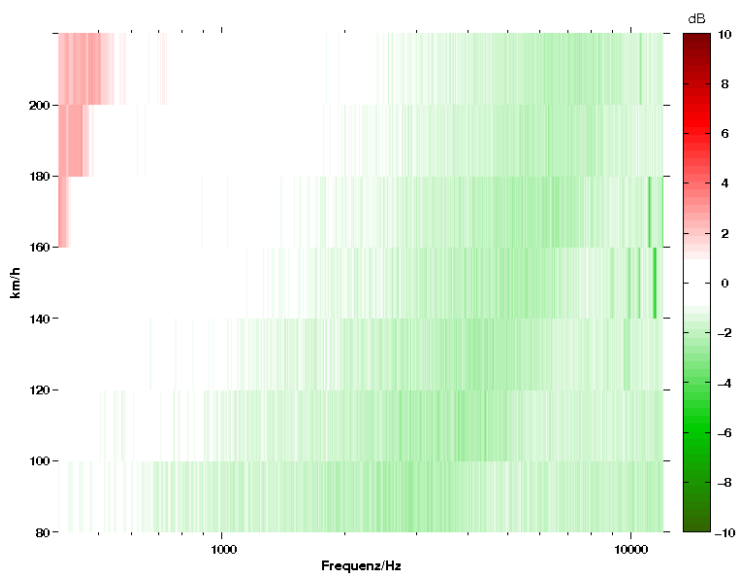
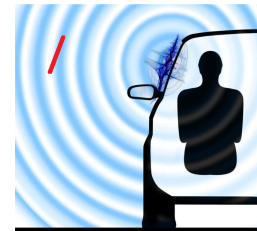
6.1.4 Differenzdarstellung der Campbell-Diagramme

Die Campbell-Diagramme werden auch für eine A/B Untersuchung herangezogen. Dafür werden die Differenzpegel in die virtuelle z - Achse des dreidimensionalen Campbell-Diagramms eingetragen. Die seitliche Farbskala zeigt damit quantitativ die Differenzen zwischen den zwei Geometrievarianten an, die miteinander verglichen werden. Weist die modifizierte Variante leisere Pegel auf, werden diese Unterschiede grünlich gefärbt. Sind sie jedoch lauter als die des Serienstandes, wird dies rötlich dargestellt.

mit / ohne Außenspiegel (1)



(a) Hohlspiegel



(b) Oberflächenmikrofone

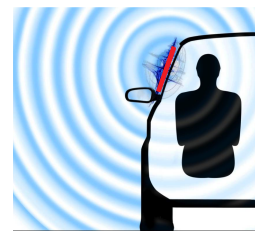
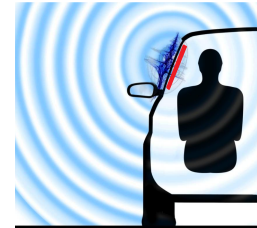
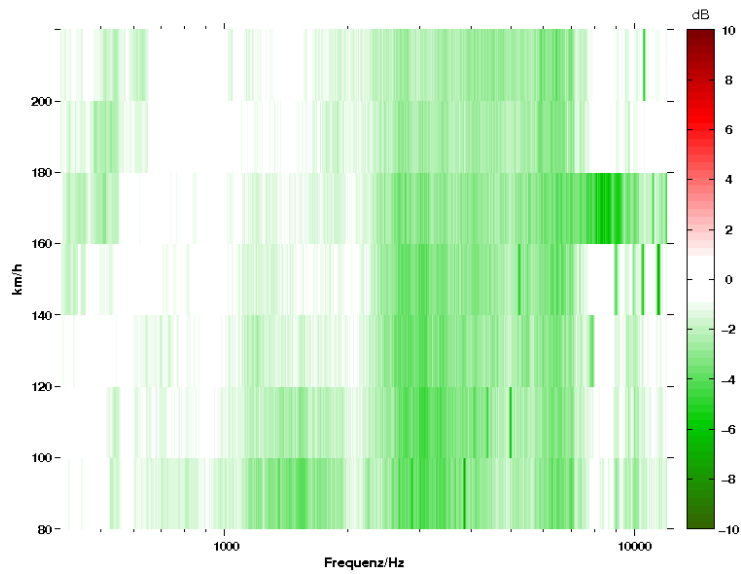
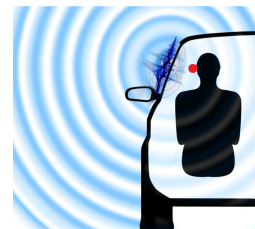
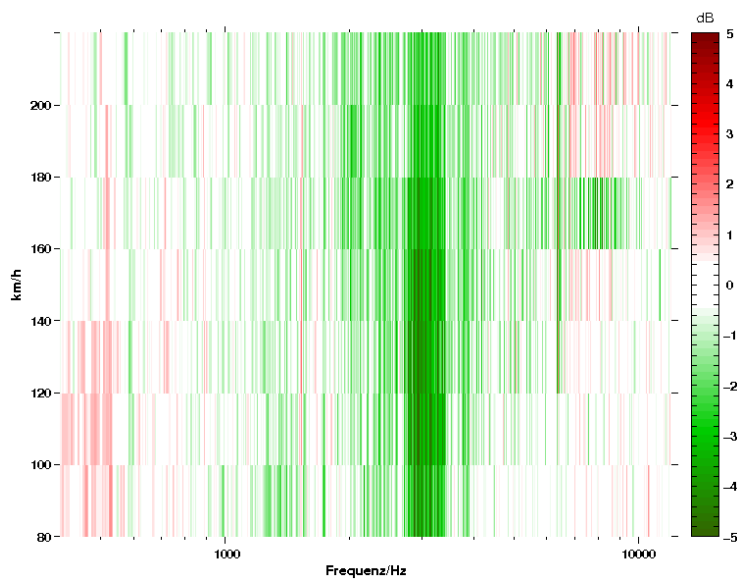


Abbildung 6.12: A/B Vergleich: mit / ohne Außenspiegel, Hohlspiegel und Oberflächenmikrofone

mit / ohne Außenspiegel (2)



(a) Beschleunigungssensoren



(b) Innenraummikrofon

Abbildung 6.13: A/B Vergleich: mit / ohne Außenspiegel, Beschleunigungssensoren und Innenraum-mikrofon

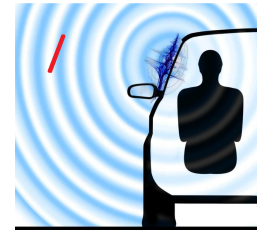
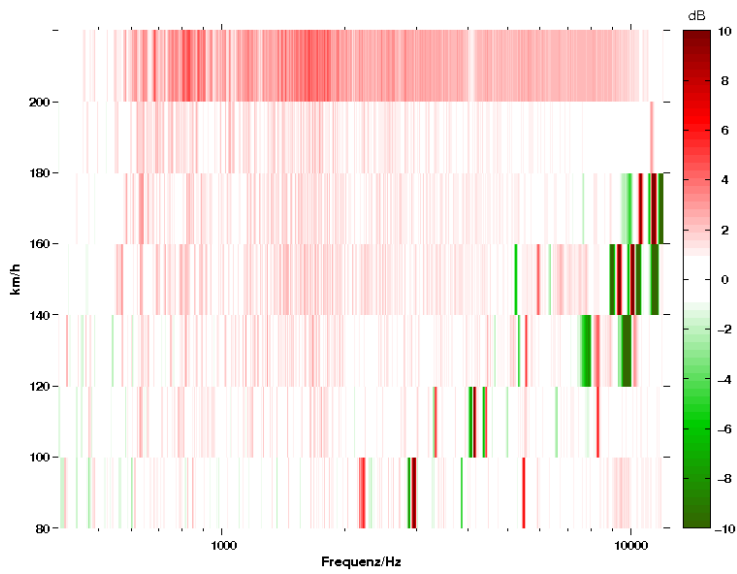
Der Vergleich der drastischen Geometrieänderung durch Demontage des Spiegels zeigt im Außenraum, dass die Akustik generell leiser wird. Das beweist, dass der Seitenspiegel eine dominante Schallquelle darstellt und es daher sehr wichtig ist, diesen so gut wie möglich zu optimieren. Die Darstellung des Hohlspiegels zeigt, dass es durch Demontage des Spiegels zu deutlich leiseren Frequenzlinien kommt, was hauptsächlich dem fehlenden Spiegelpfifen zugeordnet werden kann. Ebenfalls ist hier wieder gut die Verschiebung der tonalen Frequenzen mit ansteigender Geschwindigkeit zu sehen.

An den Oberflächenmikrofonen erkennt man ebenfalls diese Verschiebung der Frequenzen mit der Geschwindigkeit. Hier wird die Frequenz, ab der eine Verbesserung stattfindet, mit zunehmender Geschwindigkeit zu höheren Frequenzen verschoben.

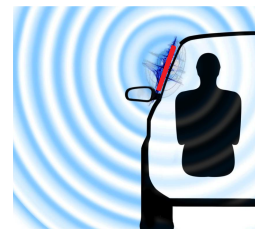
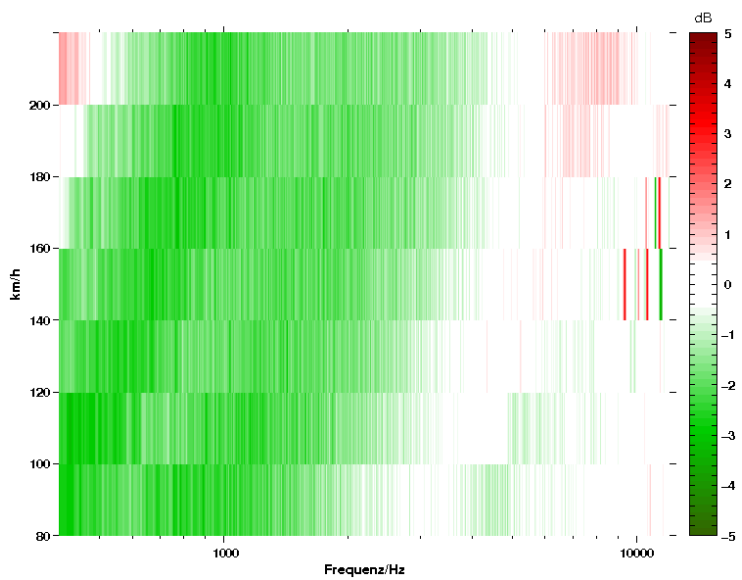
Bei den Beschleunigungsaufnehmern erhält man den Eindruck, dass es bei 160 km/h zu einer deutlichen Verbesserung ohne den Außenspiegel kommt. Jedoch kommt es zu diesem Ergebnis durch die Tatsache, dass bei dieser Geschwindigkeit die Beschleunigungssensoren bei der Messung des Serienzustandes unerwartet hohe Pegel aufnehmen. Dadurch kommt es zu der größeren Differenz zwischen den beiden Varianten mit und ohne Außenspiegel. Bei dem Serienzustand kommt es, wie schon in der Untersuchung 6.1.1 kurz erwähnt wurde, nur bei der Geschwindigkeit von 160 km/h zu diesem Phänomen. In der Differenzdarstellung erkennt man gut, dass sich die Pegel bei den Geschwindigkeiten darunter und darüber "normal" verhalten.

Die Darstellung des Innenraummikrofons zeigt ebenfalls dieses Vorkommen der höheren Pegel bei der Variante des Serienzustandes. Zusätzlich dazu lässt sich noch besser die Koinkidenzfrequenz erkennen, als das bei den Beschleunigungsaufnehmern der Fall ist. Die einzelnen höheren oder niedrigeren Pegel bleiben im Innenraum wieder bei der gleichen Frequenz.

Serienstand / vergrößerte
Spiegelkappe (Hinterkante) (1)



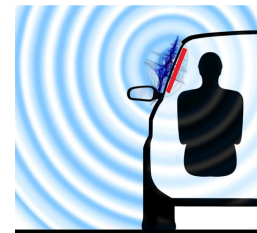
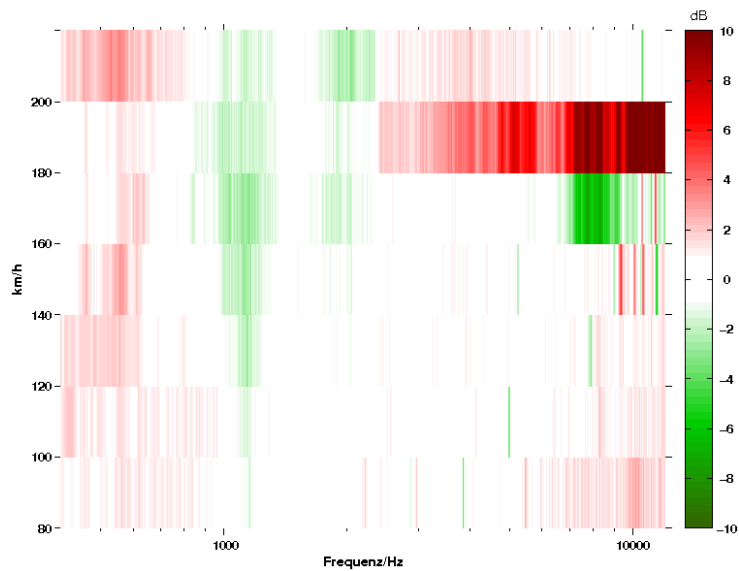
(a) Hohlspiegel



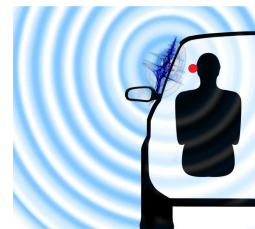
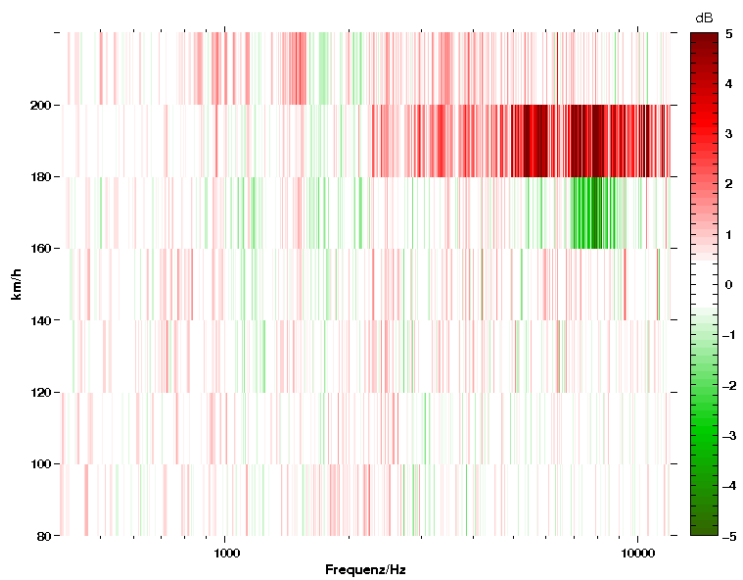
(b) Oberflächenmikrofone

Abbildung 6.14: A/B Vergleich: Serienstand / vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante), Hohlspiegel und Oberflächenmikrofone

Serienstand / vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante) (2)



(a) Beschleunigungssensoren



(b) Innenraummikrofon

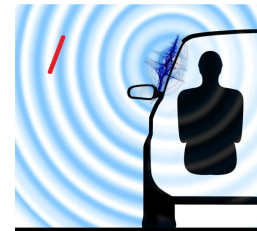
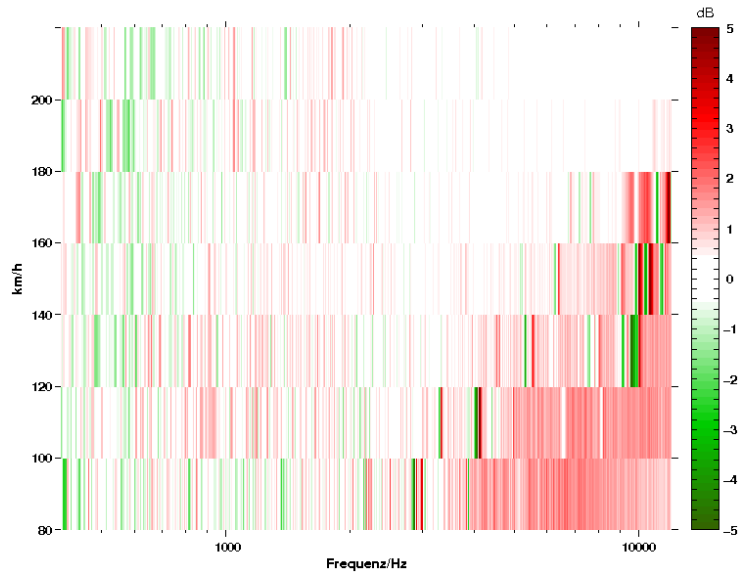
Abbildung 6.15: A/B Vergleich: Serienstand / vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante), Beschleunigungssensoren und Innenraummikrofon

Die Untersuchung der zwei Geometrievarianten mit Normalaußenspiegel und dem Außenspiegel mit vergrößerter Spiegelkappe zeigt, wie der zuvor besprochene Vergleich, „Außenspiegel“ versus „ohne Außenspiegel“, die Frequenzverschiebung nach oben mit zunehmender Anströmungsgeschwindigkeit. Beide Spiegelvarianten erzeugen ein in der Frequenz verschobenes Pfeifen. Dadurch kommt es direkt nach einer Pegelminderung (grün) zu einer Pegelerhöhung (rot). Bis auf diese großen Peakunterschiede, die durch das Pfeifen hervorgerufen werden, unterscheidet sich die Akustik der beiden Varianten aber generell kaum. Erst ab einer Geschwindigkeit von 200 km/h führt die Designänderung des Außenspiegels zu höheren akustischen Pegeln.

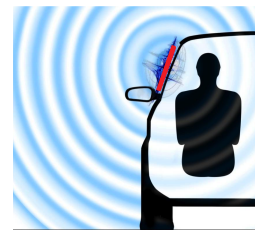
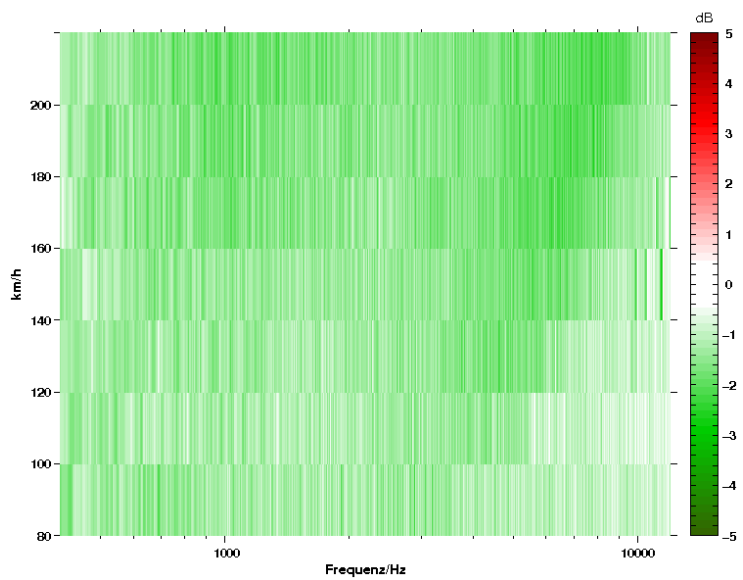
Die Darstellung der Oberflächenmikrofone zeigt, ebenfalls das Spiegelpfeifen, jedoch erst ab einer Geschwindigkeit von 140 km/h und in abgeschwächter Form.

Zeigte der Vergleich mit und ohne Spiegel eine drastische Pegeländerung der Beschleunigungsaufnehmer und des Innenraummikrofons bei einer Anströmungsgeschwindigkeit von 160 km/h, ist bei diesem Vergleich ein unerwarteter Pegelanstieg bei der Geschwindigkeit von 180 km/h deutlich sichtbar. Hierbei kommt es nicht nur beim Serienzustand bei einer Geschwindigkeit von 160 km/h zu stärkeren Vibrationen, denn auch die Variante mit der größeren Spiegelhinterkappe zeigt so ein Verhalten bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 180 km/h. Dadurch kommt es erstmals bei 160 km/h zu geringeren Pegeln bei der Designänderung, und im Anschluss bei 180 km/h zu deutlich höheren Pegeln im Vergleich zu dem Serienzustand. Wie bei dem zuvor durchgeführten Vergleich zeigt sich, dass es im Innenraum keine Verschiebung der Spektren mit zunehmender Geschwindigkeit gibt, wie dies im Außenraum der Fall ist. Diesmal gibt es keinen Pegelunterschied zwischen den zwei Varianten im Bereich der Koinzidenzfrequenz.

Serienstand / A-Säule,
zusätzliche Abrisskante (1)



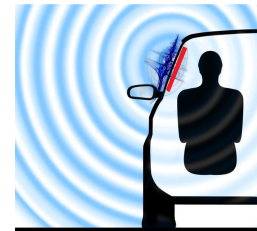
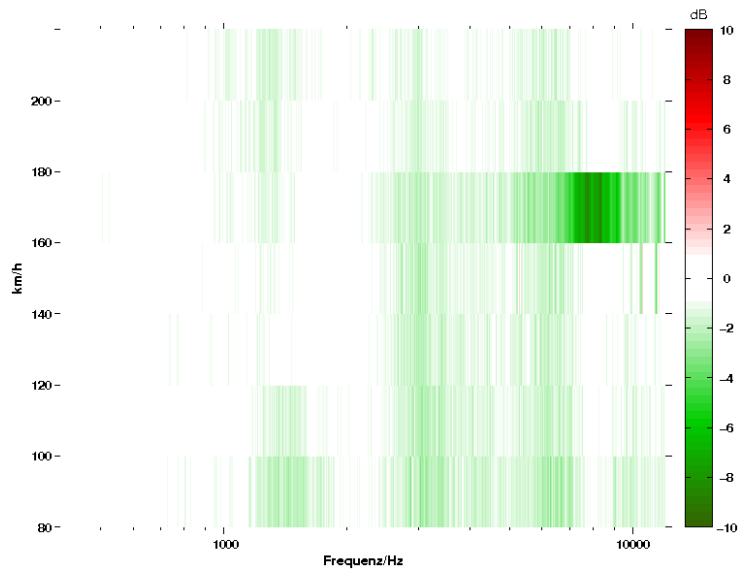
(a) Hohlspiegel



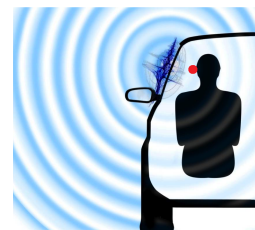
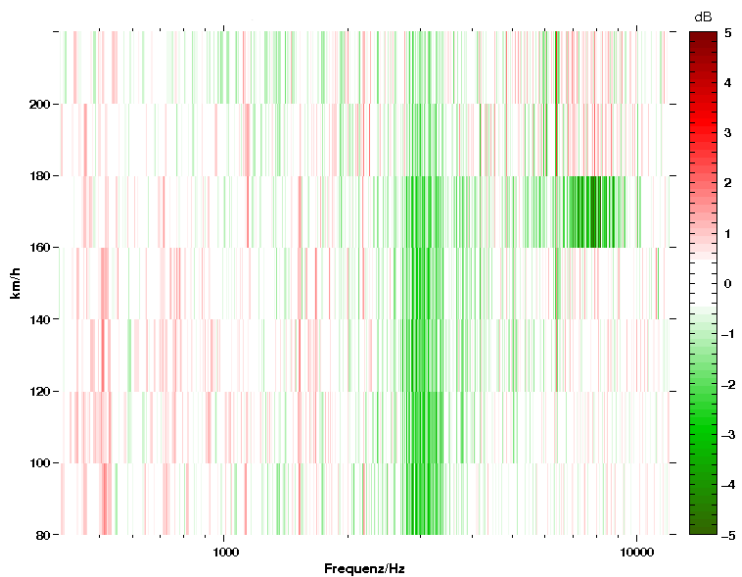
(b) Oberflächenmikrofone

Abbildung 6.16: A/B Vergleich: Serienstand / A-Säule,
zusätzliche Abrisskante, Hohlspiegel und
Oberflächenmikrofone

Serienstand / A-Säule,
zusätzliche Abrisskante (2)



(a) Beschleunigungssensoren



(b) Innenraummikrofon

Abbildung 6.17: A/B Vergleich: Serienstand / A-Säule, zusätzliche Abrisskante, Beschleunigungssensoren und Innenraummikrofon

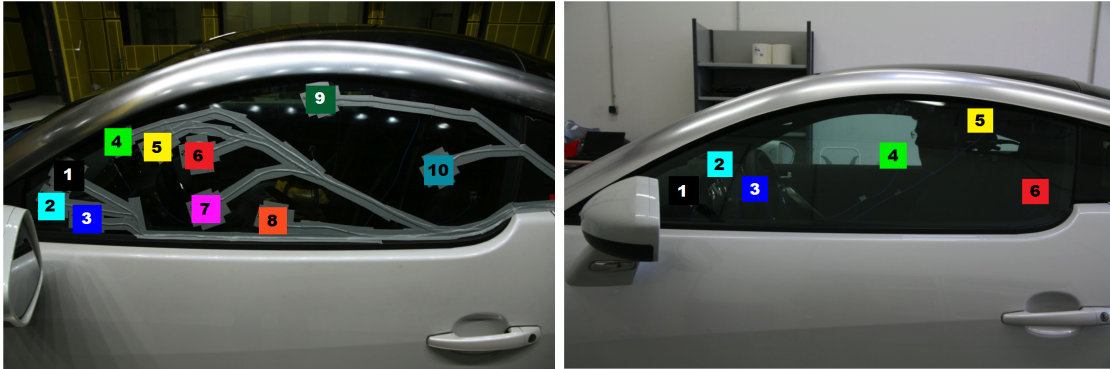
Durch die zusätzliche Abrisskante kommt es direkt an der Seitenscheibe bei allen Anströmungsgeschwindigkeiten zu einer Minderung der Oberflächendruckfluktuationen. Es zeigt sich, dass diese Verbesserung im Fernfeld nicht gemessen wird. Hier kommt es bei den niedrigeren Geschwindigkeiten im höheren Frequenzbereich zu einem Anstieg der Pegel, was der Abrisskante an der A-Säule (zusätzliche Schallquelle) zugeschrieben werden kann. Obwohl es an der Seitenscheibe zu geringeren Druckfluktuationen kommt, erfährt die Seitenscheibe annähernd die gleiche Anregung, und auch das Innenraummikrofon zeigt bis auf den Bereich der Koinzidenzfrequenz keine deutlichen Pegeländerungen zwischen den beiden Varianten.

Der Pegel einbruch im Innenraum bei der Geschwindigkeit 160 km/h ist wieder auf die erhöhten Pegel der Serienstand-Variante zurückzuführen. Diesbezüglich werden auf der nächsten Seite die Oberflächenmikrofone und die Beschleunigungsaufnehmer jeweils einzeln für die Variante des Serienzustandes mit den Anströmungsgeschwindigkeiten 140 und 160 km/h gezeigt, um den Unterschied zwischen der Außenanregung und den Vibrationen der Seitenscheibe darzustellen.

Zusammenfassend zeigt sich:

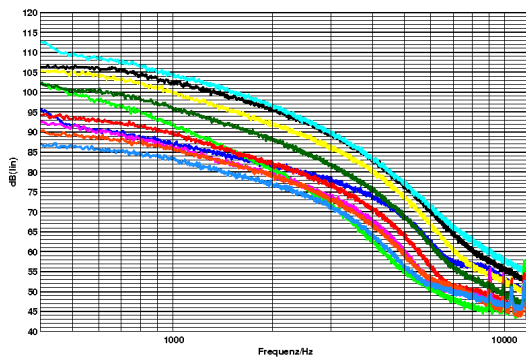
- Weder die Akustik, noch die Hydrodynamik können alleine für eine Aussage des Verhaltens im Innenraum herangezogen werden.
- Vor allem der letzte Vergleich zeigt deutlich, dass durch eine Verringerung der Hydrodynamik alleine, keine deutliche Verbesserung im Innenraum festgestellt werden kann.

Druckfluktuationen an der Außenseite / Vibrationen an der Innenseite

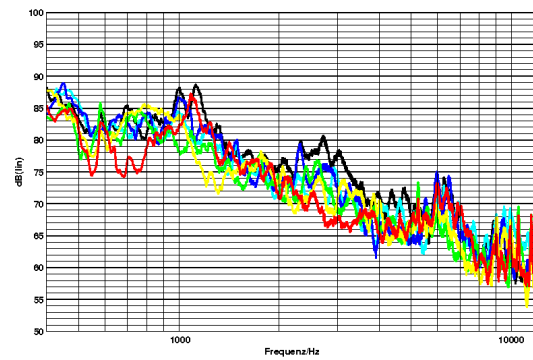


(a) Positionen der einzelnen Oberflächenmikrofone

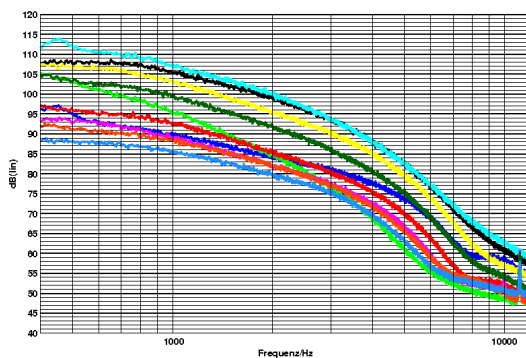
(b) Positionen der einzelnen Beschleunigungssensoren



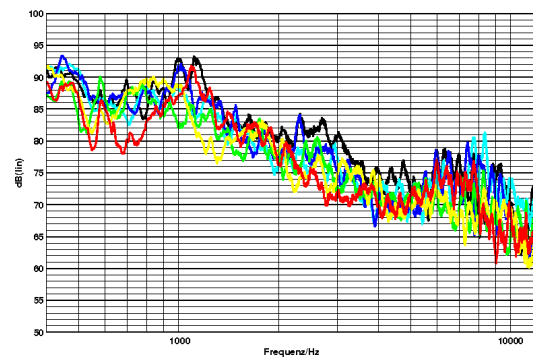
(c) Oberflächenmikrofone (140 km/h)



(d) Beschleunigungssensoren (140 km/h)



(e) Oberflächenmikrofone (160 km/h)



(f) Beschleunigungssensoren (160 km/h)

Abbildung 6.18: alle Oberflächenmikrofone und alle Beschleunigungsaufnehmer einzeln dargestellt, 140 km/h und 160 km/h

Bei der Betrachtung der einzelnen Oberflächenmikrofonpegel und der einzelnen Pegel der Beschleunigungsaufnehmer ist erkennbar, dass sich bei den Oberflächenmikrofonen zwischen den beiden Geschwindigkeiten keine gravierenden Änderungen ergeben. Die Verteilung zwischen den Pegeln bleibt gleich, das heißt, es steigen alle im ähnlichen Maße mit der Geschwindigkeit an. Im Innenraum hingegen zeigen vor allem die Beschleunigungsaufnehmer im vorderen Bereich der Seitenscheibe stärkere Vibrationen ab ca. 5 kHz. Dort dürfte, durch die Anströmung gerade bei dieser Geschwindigkeit, ein Teil der Karosserie angeregt werden, wodurch sich dies auf die Seitenscheibe fortpflanzt.

6.1.5 Cutoff-Korrektur der Oberflächenmikrofone

Wie in Kapitel 5.1.2.1, S. 67 erläutert, werden aufgrund eines strömungsmechanischen Effektes ab einer gewissen Frequenz (wenn die Wellenlänge gleich groß bzw. kleiner als die Membran ist) von den Oberflächenmikrofonen zu niedrige Pegel als tatsächlich vorhanden sind gemessen.

Um nun die tatsächlichen Schalldruckpegel an der Seitenscheibe darzustellen, werden die gemessenen Pegel korrigiert. Dies geschieht mithilfe der Tabelle von G.M.Corcors (siehe Tabelle 5.1, S. 69).

Dabei wird für die Korrektur der Radius der Mikrofonmembran, in diesem Fall $r=6,36$ mm, für das B&K Typ 4949, $1/2$ Zoll Oberflächenmikrofon, verwendet. Die Darstellung wird für eine Anströmungsgeschwindigkeit von 140 km/h gezeigt, wodurch für $U_c = \frac{140}{3.6} \cdot 1,2 \cdot 0,8 = 37,33$ m/s eingesetzt wird. Die zwei Faktoren 1,2 und 0,8 stammen aus Simulationsdaten des gemessenen Sportcoupés und werden für die Anpassung der Geschwindigkeit, die an der Seitenscheibe wirkt, verwendet. U_c ist die Konvektionsgeschwindigkeit, d.h. die Geschwindigkeit der dominanten Wirbel in der turbulenten Grenzschicht. Diese kann aus Auswertungen der Oberflächendrücke (Wellenzahl-Frequenzspektrum) bestimmt werden. Bei der Umströmung des Fahrzeuges kommt es zu einer Beschleunigung der Luft, da diese dem Fahrzeug ausweichen muss. Deshalb wird die Geschwindigkeit mit dem Faktor 1,2 multipliziert. Gleichzeitig wird die Luft in der Nähe der Grenzschicht wieder abgebremst, wodurch man sie mit dem Faktor 0,8 multiplizieren muss, um zu der lokalen Anströmungsgeschwindigkeit zu kommen.

Infolge der konkreten Werte der Tabelle für $\omega r/U_c$ kommt es bei der Darstellung der Kurven zu Unstetigkeitsstellen im Pegelverlauf und zu keiner glatten Approximation der Kurven.

Um einen Vergleich zwischen korrigierten und unkorrigierten Pegeln darzustellen, werden sowohl die gemessenen Pegel als auch die korrigierten Pegel dargestellt.

Cutoff-Korrektur der Oberflächenmikrofone des Serienzustandes

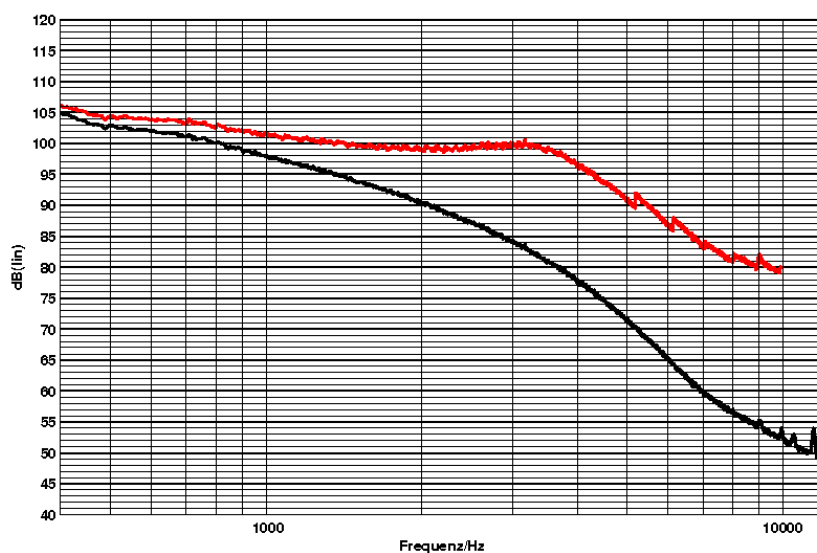


Abbildung 6.19: Cutoff-Korrektur der Oberflächenmikrofone des Serienzustandes, Anströmungsgeschwindigkeit 140 km/h
gemessene Pegel, korrigierte Pegel

Im A/B Vergleich ändert sich nichts, aber es ist erkennbar, dass die Pegel bis zu ca. 15 dB zu niedrig gemessen werden.

Zu beachten ist hier, dass die Korrektur auf Basis der Hydrodynamik durchgeführt wird. Genau genommen nehmen die Oberflächenmikrofone aber sowohl die Hydrodynamik, als auch die Akustik auf. Der akustische Anteil muss jedoch mit der Schallgeschwindigkeit korrigiert werden. Ohne zusätzliche Berechnungen sind Hydrodynamik und Akustik aber nicht voneinander zu trennen. Trotzdem sollte man bedenken, dass die hochfrequenten Peaks, welche durch den Spiegel verursacht und somit der Akustik zugeschrieben werden, eigentlich nicht soweit nach oben verschoben werden dürfen. Bei diesen wird eine Korrektur mit der Schallgeschwindigkeit durchgeführt, wodurch es nur zu einer geringen Cutoff-Korrektur von wenigen dB kommt.

Cutoff-Korrektur der Oberflächenmikrofone (Akustik) des Serienzustandes

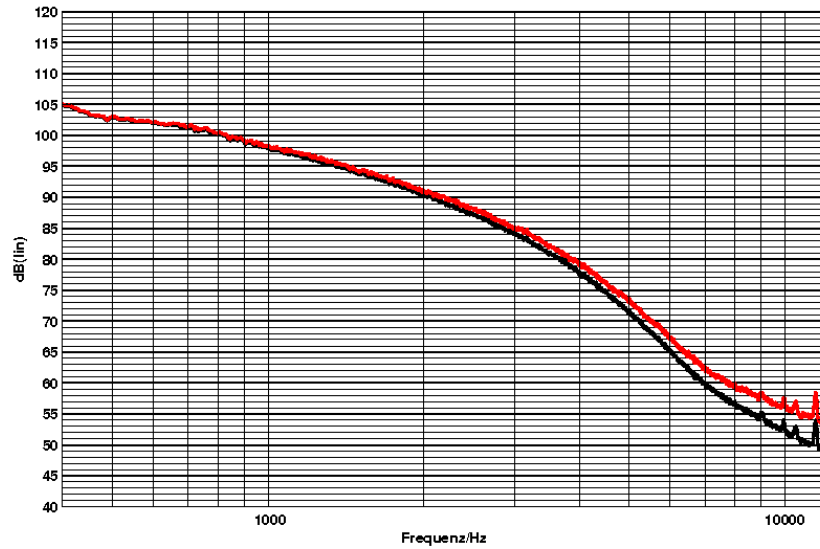


Abbildung 6.20: Cutoff-Korrektur der Oberflächenmikrofone des Serienzustandes, Schallgeschwindigkeit 343 m/s
gemessene Pegel, korrigierte Pegel

6.1.6 CAA-Simulationsergebnisse der Designvarianten: Serienstand / vergrößerte Spiegelkappe

Für die Designänderung der vergrößerten Spiegelkappe im Vergleich zum Serienstand, wurde ebenfalls eine CAA-Simulation durchgeführt. Dazu wurde die zusätzliche Spiegelhinterkante in die Simulation eingefügt und eine umfangreiche Analyse im Frequenzbereich 500 Hz-4 kHz durchgeführt.

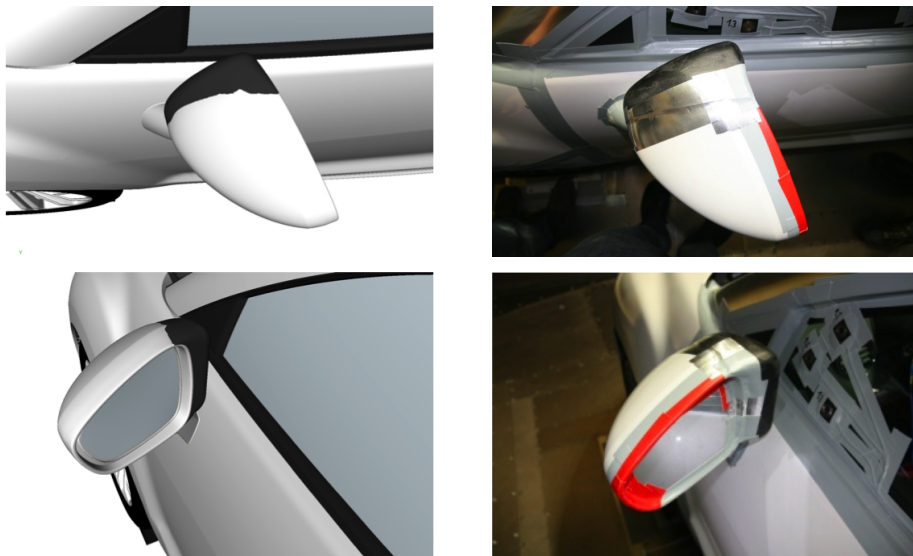


Abbildung 6.21: Geometrie der CAA-Simulation der vergrößerten Spiegelkappe (Hinterkante) [MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik]

Im Vergleich zu einer Messung im Windkanal bietet eine CAA-Simulation folgende Vorteile:

- + räumlich feinere Auflösung,
- + geringerer Cutoff-Effekt,
- + keine Beeinflussung des Ergebnisses durch die Mikrofonometrie und
- + eine detailreiche optische Darstellung der Ergebnisse.

Oberflächendruckpegel an der Seitenscheibe

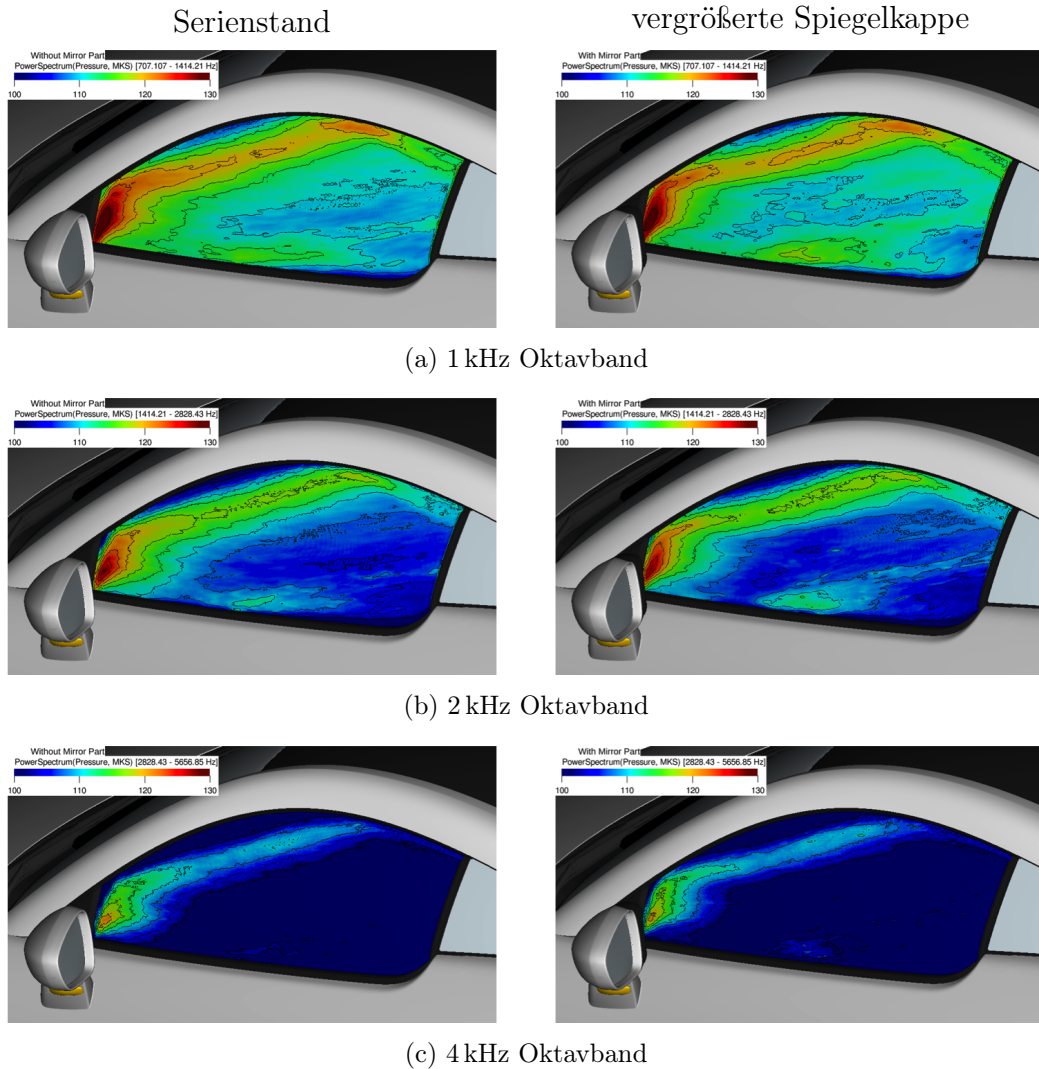


Abbildung 6.22: dB-Maps der Oberflächendruckpegel an der Seitenscheibe
[MAGNA STEYR Fahrzeugtechnik]

In den dB-Maps werden die Oberflächendruckpegel auf der gesamten Seitenscheibe dargestellt. Es ist gut zu erkennen, dass der Bereich mit hohen Pegeln direkt hinter dem Spiegeldreieck bei der Designänderung im gesamten Frequenzbereich kleiner wird. Das stimmt auch mit den Ergebnissen der gemittelten Oberflächendruckpegel der Windkanalmessung überein. Ebenfalls zeigt sich wie bei den Messungen, dass es im hinteren Bereich dafür zu einer leichten Pegelerhöhung kommt.

6.2 Unterscheidung Akustik - Hydrodynamik durch Untersuchung der v -Abhängigkeit der Zielgrößen

Wie schon in Kapitel 3 erläutert wurde, besitzen die akustisch und hydrodynamisch induzierten Druckfluktuationen unterschiedliche Abhängigkeiten von der Anströmungsgeschwindigkeit v . Der Abstrahlung von strömungsinduziertem Lärm kann man nach der Ffowcs Williams-Hawkings Analogie akustische Elementarstrahler zuordnen. Auch die Hydrodynamik weist einen proportionalen Anstieg mit der Geschwindigkeit auf.

Durch Gegenüberstellung der Abhängigkeiten der Indikator- zu den Zielgrößen soll der dominierende Einfluss ermittelt werden.

Zu Erinnerung:

Den strömungsakustischen Quellen werden folgende Proportionalitäten zugeordnet:

$$\begin{aligned} p_{RMS}^2 &\sim I \sim v^4 - \text{ Monopolquelle} && (\text{Leckagen in Dichtungssystemen}) \\ p_{RMS}^2 &\sim I \sim v^6 - \text{ Dipolquelle} && (\text{Wiederauftreffen einer freien oder abgelösten} \\ &&& \text{Strömung auf die Fahrzeugoberfläche, wie es} \\ &&& \text{zum Beispiel bei einem Spiegelnachlauf vor-} \\ &&& \text{kommen kann}) \\ p_{RMS}^2 &\sim I \sim v^8 - \text{ Quadrupolquelle} && (\text{turbulente Scherschichten}) \end{aligned}$$

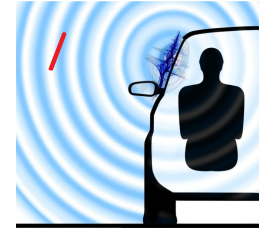
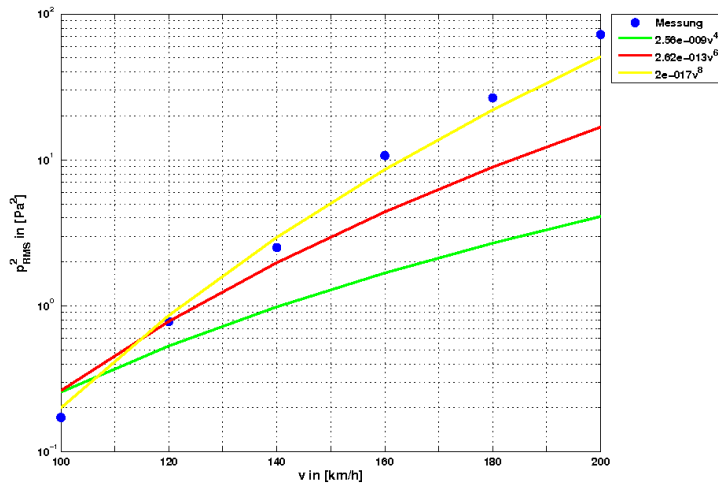
Der Hydrodynamik kann ebenfalls eine Proportionalität zur Anströmungsgeschwindigkeit zugeordnet werden:

$$p_{RMS}^2 \sim v^4 - \text{ Hydrodynamik}$$

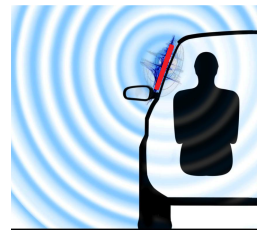
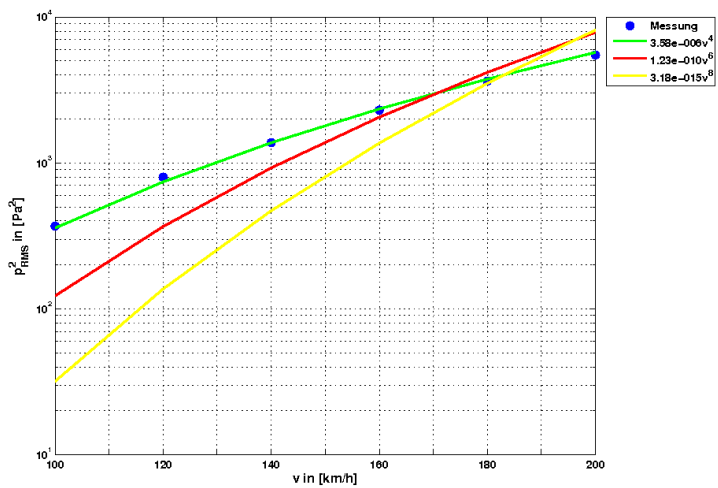
Da das Fahrzeug im *fully typed* Zustand gemessen wurde, kann man Leckagen im Dichtungssystem und somit das Vorkommen von Monopolquellen bei der Messung ausschließen. Aus diesem Grund wird ein v^4 Anstieg der Hydrodynamik zugewiesen.

Für die Untersuchung werden die Summen der Gesamtschalldrücke bzw. der Gesamtschallbeschleunigungen über die Geschwindigkeit aufgetragen. Eine Matlab-Funktion (*lsqcurvefit*) nähert daraufhin die drei Kurven mit v^4 , v^6 und v^8 Anstieg bestmöglich an die Werte an. Da es auch ein Zusammenwirken der einzelnen Quellen geben kann, ist es möglich, dass keine der drei Kurven exakt passt. Ungeachtet dessen, ist es trotzdem möglich, eine Tendenz bzw. eine Dominanz einer der Quellformen zuzuordnen.

Serienstand (1)



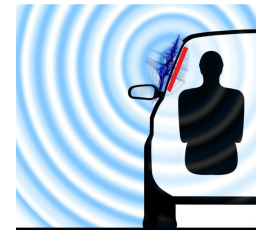
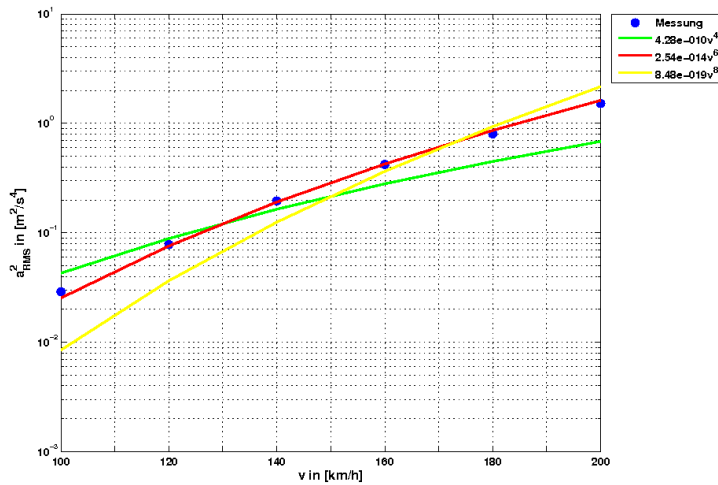
(a) Hohlspiegel



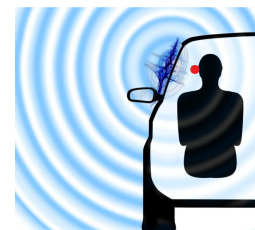
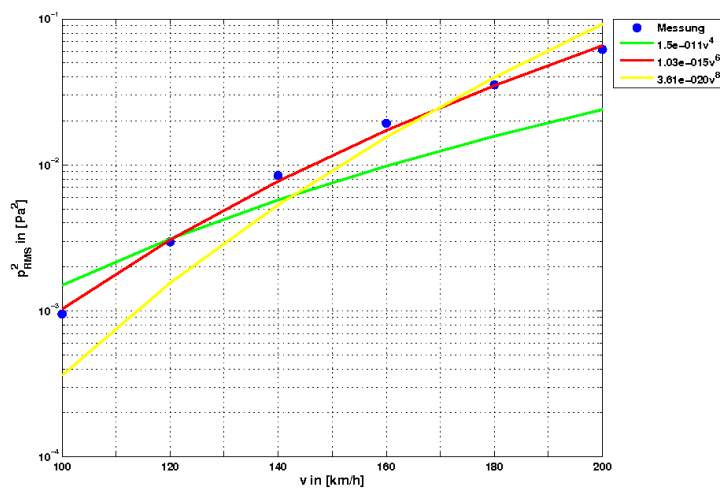
(b) Oberflächenmikrofone

Abbildung 6.23: v -Abhängigkeit: Serienstand, Hohlspiegel und OberflächenmikrofoneHydrodynamik: v^4 -AnstiegAkustik: v^6 -Anstieg
 v^8 -Anstieg

Serienstand (2)



(a) Beschleunigungssensoren



(b) Innenraummikrofon

Abbildung 6.24: v -Abhängigkeit: Serienstand, Beschleunigungssensoren und Innenraummikrofon

Hydrodynamik: v^4 -Anstieg
 Akustik: v^6 -Anstieg
 v^8 -Anstieg

Als Beispiel wird die Untersuchung des Serienzustandes gezeigt. Wie erwartet, zeigt die Annäherung an die Gesamtschalldruckpegel des Hohlspiegelarrays ein akustisches Verhalten, mit einem v^8 -Verhalten. Im Gegensatz dazu nehmen die Oberflächenmikrofone eindeutig die Hydrodynamik auf, was mit einem v^4 -Anstieg bestätigt wird. Im Innenraum des Fahrzeuges zeigen beide Messsysteme das gleiche Verhalten. In diesem Fall steigen die Pegel proportional zur sechsten Potenz der Anströmungsgeschwindigkeit an. Das bedeutet, dass im Inneren des Fahrzeuges eindeutig nicht nur die Hydrodynamik für das Verhalten der Pegel verantwortlich ist, sondern dass davon ausgegangen werden muss, dass ein Zusammenwirken der Hydrodynamik mit der Akustik stattfindet. Weiter stellt sich die Frage, ob nicht die Akustik, die direkt an der Seitenscheibe wirkt, und nicht vom Hohlspiegel aufgenommen werden kann, den dominierenden Part im Innenraum stellt und diese bei Designänderungen mehr in Augenschein genommen werden muss.

Die Übersicht über alle Designvarianten zeigt, dass bei jeder Modifikationen die Messsysteme das gleiche Verhalten aufweisen.

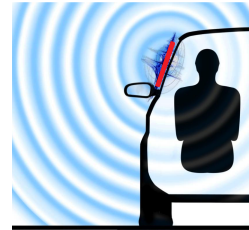
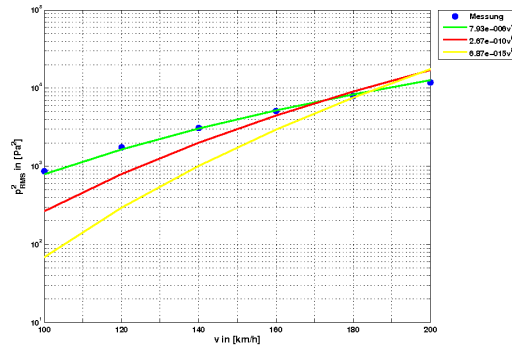
Varianten		Indikatorgrößen		Zielgrößen	
		Hohlspiegel	Oberflächenmikrofone	Beschleunigungssensoren	Innenraummikrofon
BZ03	Serienstand	v^8	v^4	v^6	v^6
BZ04	Spiegelkappe Hinterkante	v^8	v^4	v^6	v^6
BZ05	Abrisskante A-Säule links	v^8	v^4	v^6	v^6
BZ06	ohne Spiegel	v^8	v^4	v^6	v^6

Tabelle 6.7: v -Abhängigkeit: Übersicht über das v -Verhalten der einzelnen Designvarianten und den jeweiligen Messsystemen

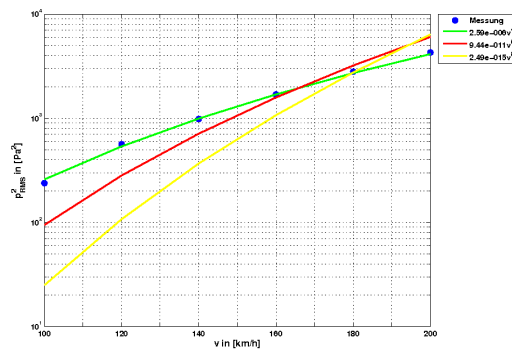
6.2.1 Aufteilung von Oberflächenmikrofonen und Beschleunigungssensoren in Gruppen

Wie auch bei der Untersuchung der A/B-Vergleiche stellte sich bei der Betrachtung der v -Abhängigkeiten die Frage, ob die einzelnen Bereiche, die an der Seitenscheibe gemessen werden, ein unterschiedliches Verhalten zeigen, wenn man sie getrennt von einander auswertet. Aus diesem Grund werden die Oberflächenmikrofone sowie auch die Beschleunigungsaufnehmer in die schon zuvor verwendeten Gruppen unterteilt.

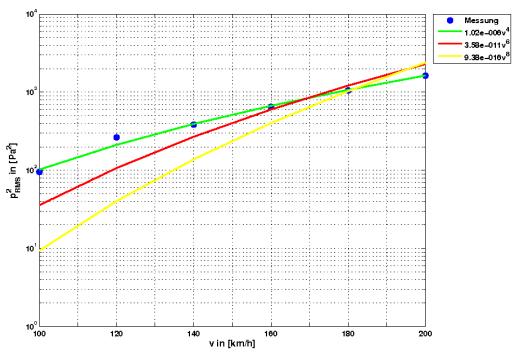
Serienstand (1)



(a) Oberflächenmikrofone, Gruppe: Spiegelnachlauf



(b) Oberflächenmikrofone, Gruppe: A-Säulenwirbel-aufschlag



(c) Oberflächenmikrofone, Gruppe: hinterer Bereich der Seitenscheibe

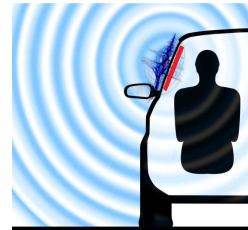
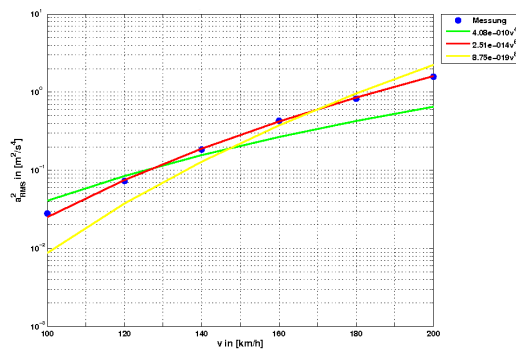
Hydrodynamik: v^4 -Anstieg

Akustik: v^6 -Anstieg

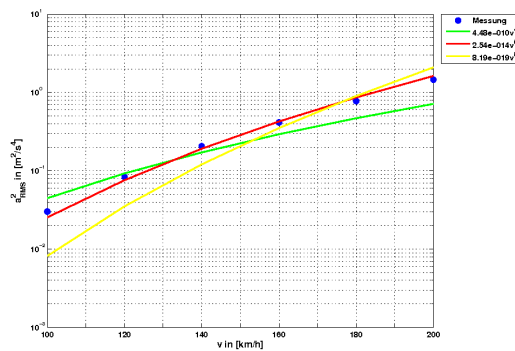
v^8 -Anstieg

Abbildung 6.25: v -Abhängigkeit: Serienstand, Oberflächenmikrofone in drei Gruppen aufgeteilt

Serienstand (2)



(a) Beschleunigungssensoren, Gruppe: Spiegelnachlauf



(b) Beschleunigungssensoren, Gruppe: hinterer Bereich der Seitenscheibe

Abbildung 6.26: v -Abhängigkeit: Serienstand, Beschleunigungssensoren in zwei Gruppen aufgeteilt

Hydrodynamik: v^4 -Anstieg

Akustik: v^6 -Anstieg
 v^8 -Anstieg

Die Auswertung der einzelnen Gruppen der Oberflächenmikrofone zeigt, dass an der Außenseite der Seitenscheibe in jedem Bereich die hydrodynamischen Druckfluktuationen herrschen bzw. dominieren. Selbst im hinteren Bereich des Fensters, in dem die bisherigen Untersuchungen gezeigt haben, dass die hohen Frequenzen das Spiegelpfeifen wiedergeben und daher akustische Anteile aufnehmen, ist eine deutliche Proportionalität zur vierten Potenz der Anströmungsgeschwindigkeit erkennbar. Das ist aber durch die Pegeldominanz des unteren Frequenzbereiches in Bezug auf den Gesamtpegel erklärbar. Auch die einzelnen Gruppen der aufgenommen Seitenscheibenvibrationen weisen das gleiche Verhalten wie die Beschleunigungssensoren, an der gesamten Seitenscheibe zusammengenommen, auf. Dadurch ändert sich nichts an den zuvor getroffenen Aussagen.

Varianten		Indikatorgrößen			Zielgrößen		
		Hohlspiegel	Oberflächenmikrofone		Beschleunigungssensoren	Innenraum- mikrofon	
BZ03	Serienstand	v^8	Gruppe 1	v^4	Gruppe 1	v^6	v^6
			Gruppe 2	v^4		v^6	
			Gruppe 3	v^4	Gruppe 2	v^6	
BZ04	Spiegelkappe Hinterkante links	v^8	Gruppe 1	v^4	Gruppe 1	v^6	v^6
			Gruppe 2	v^4	Gruppe 2	v^6	
			Gruppe 3	v^4			
BZ05	Abrisskante A-Säule links	v^8	Gruppe 1	v^4	Gruppe 1	v^6	v^6
			Gruppe 2	v^4	Gruppe 2	v^6	
			Gruppe 3	v^4			
BZ06	ohne Spiegel	v^8	Gruppe 1	v^4	Gruppe 1	v^6	v^6
			Gruppe 2	v^4	Gruppe 2	v^6	
			Gruppe 3	v^4			

Tabelle 6.8: v -Abhängigkeit: Übersicht über das v -Verhalten der einzelnen Designvarianten und den jeweiligen Messsystemen, Aufteilung der Oberflächenmikrofone und Beschleunigungssensoren in Gruppen

Zusammenfassend können für die Unterscheidung der Akustik versus Hydrodynamik durch Untersuchung der v -Abhängigkeit der Indikator- und Zielgrößen folgende Schlüsse gezogen werden:

- Der Hohlspiegel nimmt, wie erwartet, die Akustik im Fernfeld des Fahrzeuges mit Fokussierung auf den Seitenspiegel auf. Dabei kann das gezeigte v^8 -Verhalten von turbulenten Schubspannungen, die hinter dem Spiegel auftreten, herrühren.
- Das Pendant dazu stellen die Oberflächenmikrofone dar, die die Hydrodynamik aufnehmen und in jedem Bereich an der Seitenscheibe einen v^4 -Anstieg aufweisen.
- Wird nun der Innenraum des Fahrzeuges weiter betrachtet zeigen beide Messsysteme, die Beschleunigungsaufnehmer, sowohl in Gruppen, als auch alle zusammen gemittelt und das Innenraummikrofon die gleiche Proportionalität zur sechsten Potenz der Strömungsgeschwindigkeit. Das kann einerseits durch Vorkommen einer Dipolquelle, die unter anderem durch eine turbulente Strömung auftritt, begründet werden. Andererseits besteht auch die Möglichkeit, dass dieser v^6 -Anstieg einer Mischung verschiedener akustischer und hydrodynamischer Quellen zugrunde liegt.
- Es zeigt sich jedoch, dass im Innenraum nicht nur die Hydrodynamik dominiert, denn sonst müsste im Inneren des Fahrzeuges ein reiner v^4 -Anstieg nachweisbar sein. Da dies nicht der Fall ist, kann man davon ausgehen, dass die Akustik außerhalb des Fahrzeuges auch eine wesentliche Rolle im Bezug auf die Innenraumschallpegel ausübt.

6.3 Statistische Auswertung der Oberflächenmikrofone und der Beschleunigungssensoren (Mittelwert und Standardabweichung)

Abschließend wird eine statistische Untersuchung der Außendruckschwankungen auf der Seitenscheibe und der Seitenscheibenvibrationen auf der Innenseite der Scheibe durchgeführt.

Der Mittelwert wird aus den *linearen* Pascal Werten berechnet und dann in dB umgerechnet.

$$\text{Mittelwert:} \quad \mu = \frac{1}{N} \cdot \sum_{n=1}^N p_n \quad (6.1)$$

Die Standardabweichung wird aus den zuvor berechneten *logarithmischen* dB-Werten berechnet.

$$\text{Standardabweichung:} \quad \sigma = \sqrt{\frac{1}{N-1} \cdot \sum_{n=1}^N (L_\mu - L_{p_n})^2} \quad (6.2)$$

Grund hierfür ist, dass die Standardabweichung als ein Maß für die Streuung der Schalldruckpegel der verschiedenen Messpositionen an der Seitenscheibe dienen soll. Die Verteilung der linearen ist ganz anders als die der logarithmischen Werte. Sie weisen eine viel größere Spreizung in Frequenzbereichen mit hohen Pegeln als in Frequenzbereichen mit niedrigen Pegeln auf. Gegen höhere Frequenzen hin beginnen alle Werte zu sinken und streben gegen Null. Dadurch kommt es zu einer anderen Gewichtung der Streuung.

6.3.1 Darstellung pro Geschwindigkeit

Zunächst wird anhand der Darstellungen des Serienstandes das Verhalten der Mittelwerte und Standardabweichungen in Bezug auf die steigende Strömungsgeschwindigkeit illustriert. Im Anschluss daran werden zwei der Designvarianten exemplarisch bei einer Anströmungsgeschwindigkeit einander gegenüber gestellt und ausgewertet.

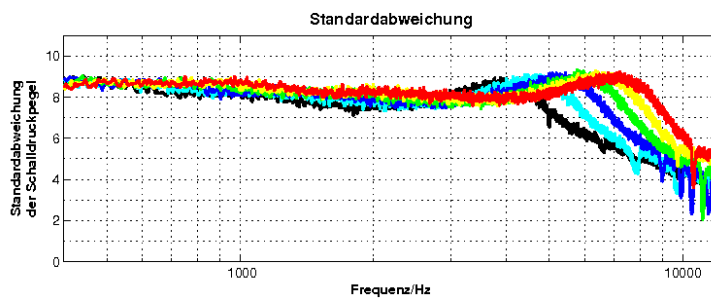
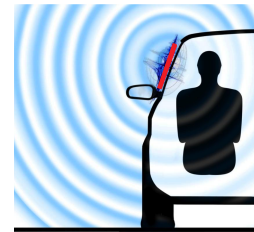
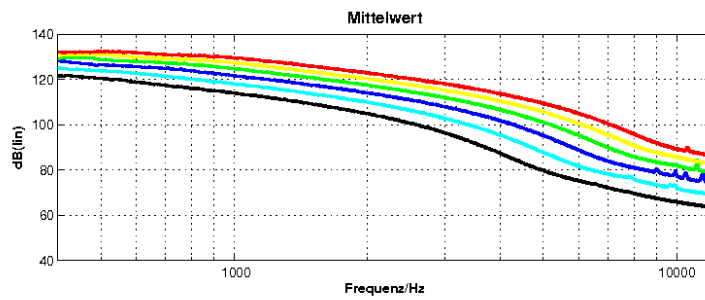
6.3.1.1 Darstellung aller Geschwindigkeiten

Die Darstellung der Mittelwerte und der Standardabweichungen aller Geschwindigkeiten des Serienzustandes (Abbildung 6.27) zeigt, dass sowohl die Mittelwerte der Oberflächen-druckfluktuationen als auch die Seitenscheibenvibrationen wie erwartet mit zunehmender Geschwindigkeit ansteigen. Ebenfalls ist im Außenraum, wie schon bei den zuvor durchgeführten Untersuchungen, eine Verschiebung der Spektren zu höheren Frequenzen mit ansteigender Anströmungsgeschwindigkeit erkennbar. Dies ist mit dem Ansteigen der Wirbelablösefrequenz einer Kármán'schen Wirbelstraße mit zunehmender Geschwindigkeit erklärbar. Im Innenraum hingegen verschieben sich die Mittelwerte, mit Ausnahme der Geschwindigkeit 160 km/h, parallel nach oben. Der Ausreißer bei den hohen Frequenzen der Mittelwertdarstellung bei der Strömungsgeschwindigkeit 160 km/h liegt wieder dem schon zuvor erwähnten Strömungsphänomen, das bei den verschiedenen Designvarianten bei verschiedenen Geschwindigkeiten auftritt, zugrunde. Auch bei dieser Untersuchung ist zu sehen, dass sich die Außendruckschwankungen und die Seitenscheibeninnenraumvibrationen des Fahrzeugs diesbezüglich anders verhalten.

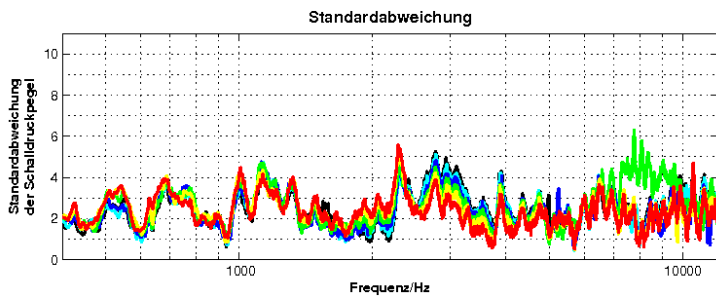
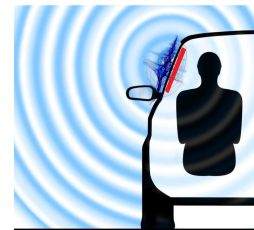
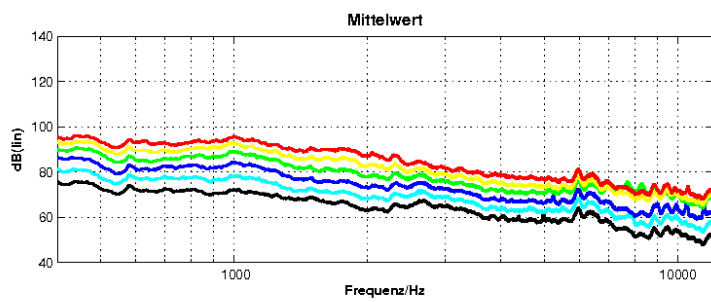
Bei den Standardabweichungen der Oberflächenmikrofone der einzelnen Geschwindigkeiten sieht man im unteren Frequenzbereich ein gleichmäßiges Verhalten. Ab einem Peak, der bei allen Anströmungsgeschwindigkeiten bei der gleichen Wirbelgröße liegt, nähern sich die Pegel der Mikrofone einander an. Daraus folgt die Hypothese, dass ab einem Punkt bei dem die Wirbel eine bestimmte Größe unterschreiten, offenbar nicht mehr großskalige Phänomene, sondern nur mehr kleine Wirbel dominieren.

Im Vergleich zu den Oberflächenmikrofonen zeigen die Standardabweichungen der Beschleunigungsaufnehmer, dass deren Pegel näher beieinander liegen. Wie auch bei den Mittelwerten zeigt sich bei den Standardabweichungen, dass sich bei 160 km/h bei hohen Frequenzen die Pegel zueinander stark ändern. Die Seitenscheibe wird dabei im vorderen Bereich stärker angeregt. Im Übrigen ist die Standardabweichung deutlich geringer als die der Oberflächenmikrofone, was damit begründet werden kann, dass die Platte die Anregungspegel ausgleicht und die Vibrationen überall annähernd gleich verteilt.

Serienstand



(a) Oberflächenmikrofone



(b) Beschleunigungssensoren

Abbildung 6.27: Serienstand

100 km/h, 120 km/h, 140 km/h, 160 km/h, 180 km/h, 200 km/h

6.3.1.2 A/B-Vergleich der Mittelwert und Standardabweichung

Die Vergleiche zwischen den einzelnen Designvarianten, die in den folgenden Diagrammen dargestellt werden zeigen, dass sich die Mittelwerte sowohl der Oberflächendruckfluktuationen als auch der Seitenscheibenvibrationen bei gleicher Anströmungsgeschwindigkeit kaum ändern. Das bedeutet, dass die Pegel die auf der Außenseite des Fahrzeuges bzw. die Pegel die auf der Innenseite der Seitenscheibe wirken im Durchschnitt jeweils gleich sind.

Mit / ohne Außenspiegel:

Die Standardabweichungen bei der Untersuchung der Außendruckschwankungen mit versus ohne Spiegel lassen erkennen, dass die Pegel im tieferen Frequenzbereich annähernd gleich sind (Pegel sind annähernd gleich hoch). Dann nähern sie sich aber bei der Designänderung mit steigender Frequenz einander an, da die Pegel hinter dem Spiegeldreieck, auf Grund des fehlenden Spiegels leiser und im hinteren Bereich der Seitenscheibe lauter werden. Da es ohne Spiegel zu keinem Spiegelpfeifen kommt, zeigt die Standardabweichung der Variante ohne Spiegel keine Einbrüche ab 8 kHz. Die Vibrationen auf der Innenseite der Seitenscheibe verteilen sich hingegen annähernd gleich. Nur im Bereich der Koinzidenzfrequenz weisen die Pegel im vorderen Bereich der Seitenscheibe geringere Pegel auf, wodurch es zu dem Unterschied zwischen den beiden Standardabweichungen kommt. Ansonsten sind die Schwingungen an der Seitenscheibe gleich stark.

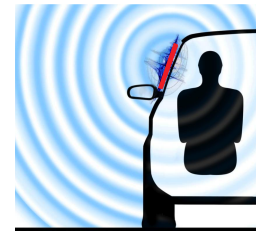
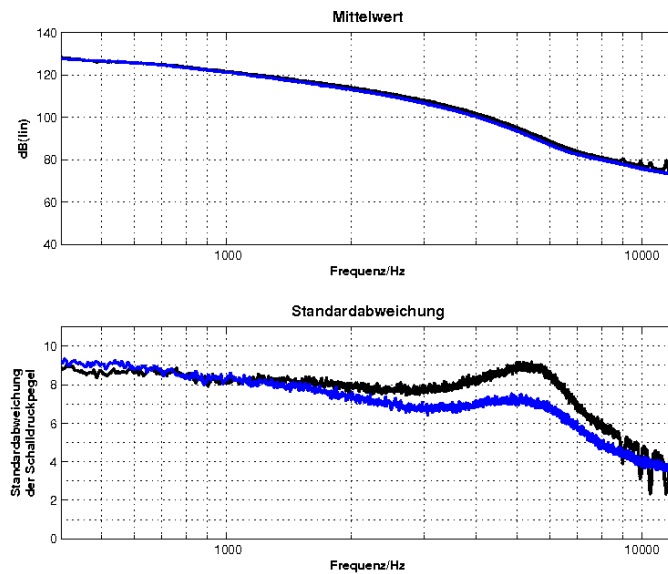
Serienstand / vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante):

Der Vergleich zwischen den zwei Varianten, Serienstand und vergrößerter Spiegel zeigt im Gegensatz dazu, dass die Standardabweichung der Designvariante bei den Oberflächenmikrofonen im gesamten Frequenzbereich deutlich geringer ist. Die anliegende Strömung wird nach hinten verschoben, wodurch die Pegel der Mikrofone hinter dem Spiegel geringer werden. Durch den größeren Spiegel erkennt man auch die Verschiebung des Spiegelpfeifens zu höheren Frequenzen hin. Im Innenraum liegen die Standardabweichungen indes wieder nicht weit auseinander bzw. im höheren Frequenzbereich gleich hoch.

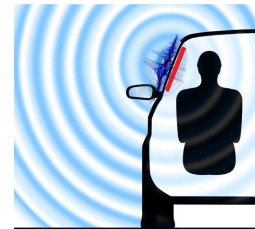
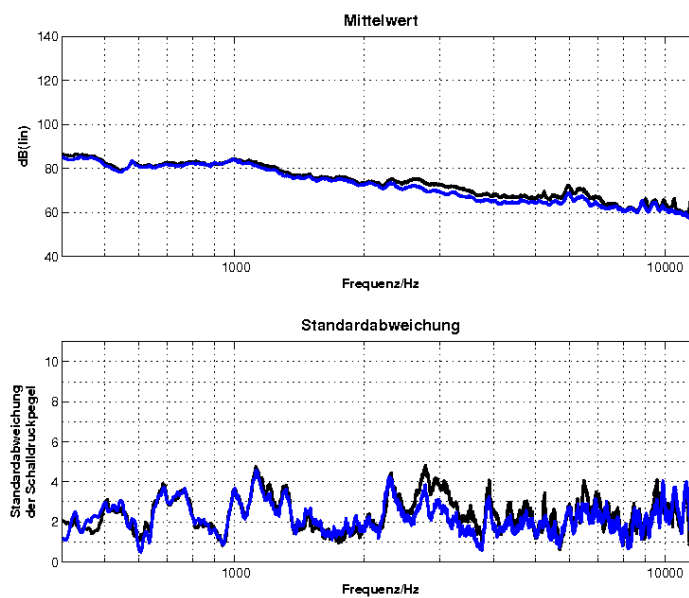
Serienstand / A-Säule, zusätzliche Abrisskante:

Durch die zusätzliche Abrisskante an der A-Säule ändert sich ebenfalls im Außenbereich die Pegelverteilung an der Seitenscheibe, wodurch die Standardabweichung fast parallel nach unten verschoben wird. Auf der Innenseite der Seitenscheibe ändert sich die Verteilung jedoch nicht und die Standardabweichungen bleiben annähernd gleich.

mit / ohne Außenspiegel,
Anströmungsgeschwindigkeit
von 140 km/h



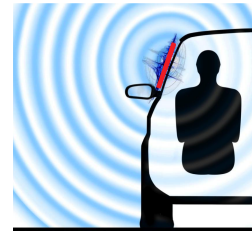
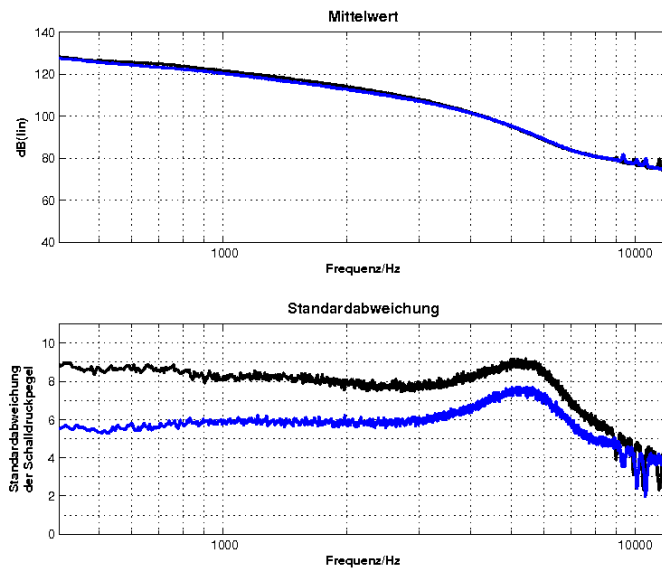
(a) Oberflächenmikrofone



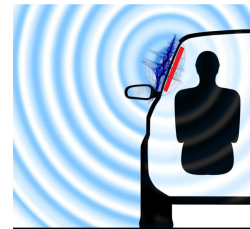
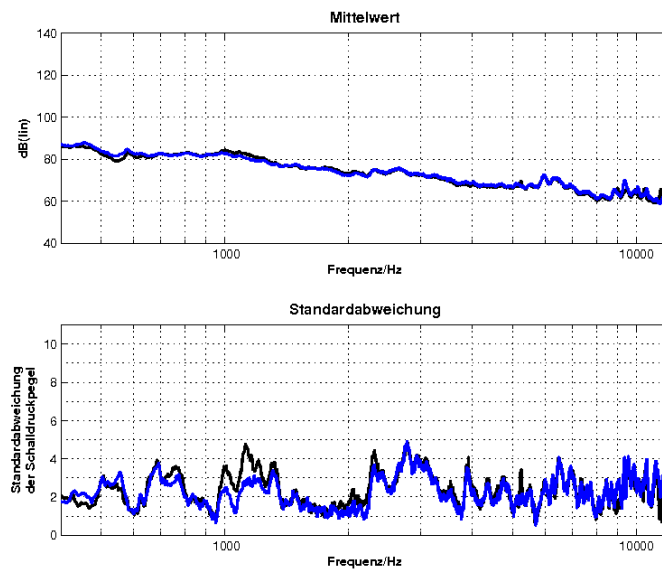
(b) Beschleunigungssensoren

Abbildung 6.28: A/B-Vergleich der Mittelwert und Standardabweichung:
mit Außenspiegel, **ohne Außenspiegel**,
Anströmungsgeschwindigkeit 140 km/h

Serienstand / vergrößerte
Spiegelkappe (Hinterkante),
Anströmungsgeschwindigkeit
von 140 km/h



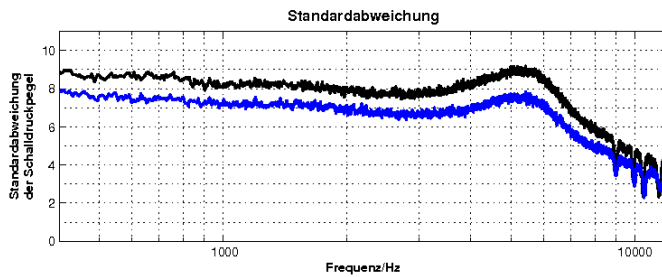
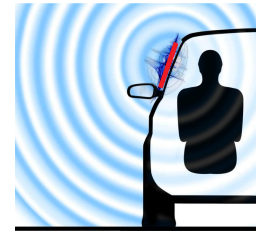
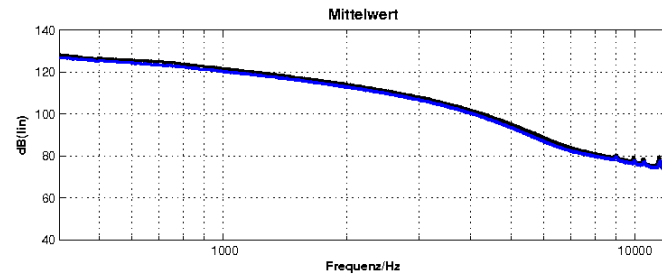
(a) Oberflächenmikrofone



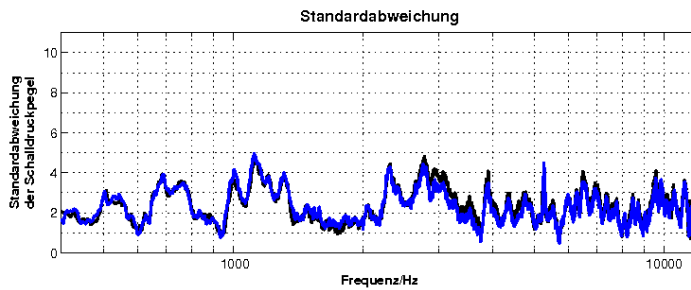
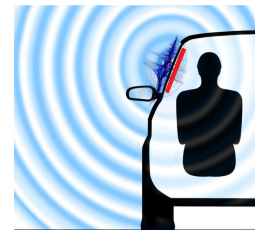
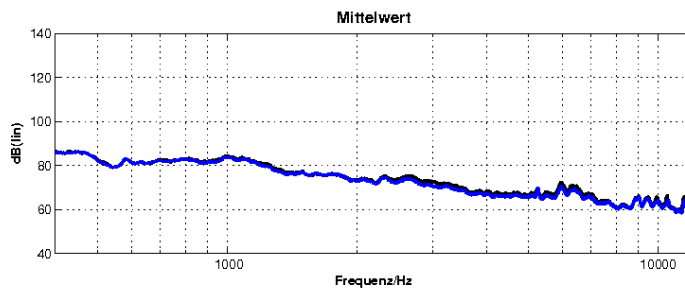
(b) Beschleunigungssensoren

Abbildung 6.29: A/B-Vergleich der Mittelwert und Standardabweichung:
Serienstand, vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante),
Anströmungsgeschwindigkeit 140 km/h

Serienstand / A-Säule,
zusätzliche Abrisskante,
Anströmungsgeschwindigkeit
von 140 km/h



(a) Oberflächenmikrofone



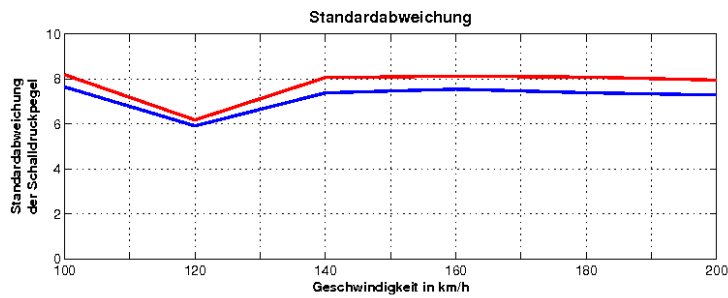
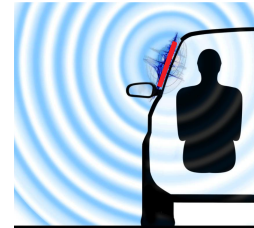
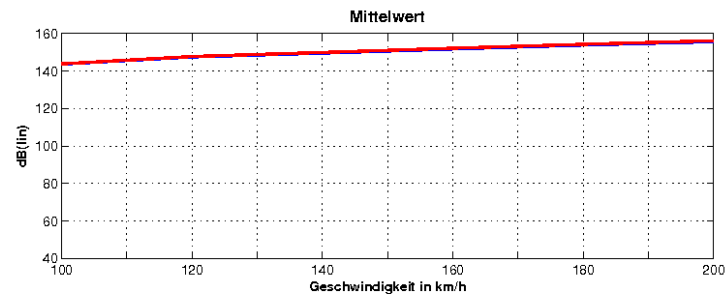
(b) Beschleunigungssensoren

Abbildung 6.30: A/B-Vergleich der Mittelwert und Standardabweichung:
Serienstand, A-Säule, zusätzliche Abrisskante,
Anströmungsgeschwindigkeit 140 km/h

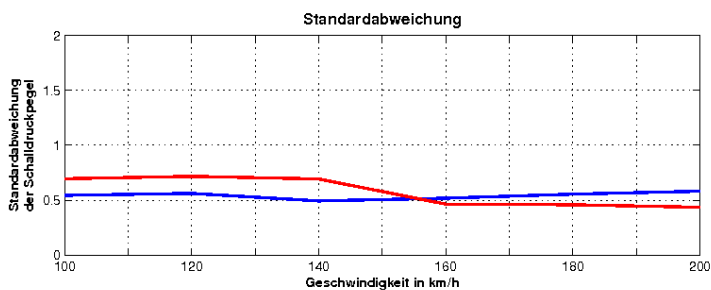
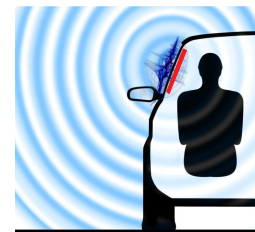
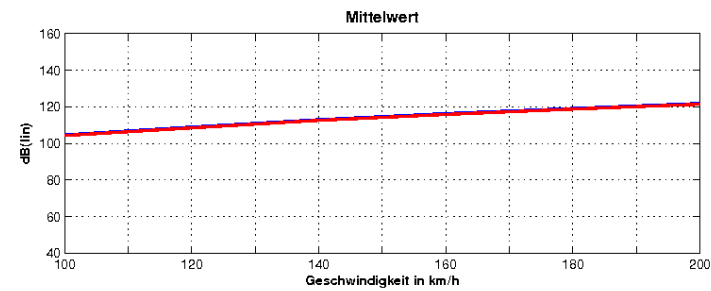
6.3.2 Darstellung über die Geschwindigkeit

In den Darstellungen über die Geschwindigkeit, die auf den nächsten drei Seiten wieder in A/B-Vergleichsform abgebildet sind, zeigen die Mittelwerte sowohl der Oberflächenmikrofone als auch der Beschleunigungsaufnehmer einen Anstieg der Pegel mit zunehmender Geschwindigkeit, wie dies auch schon die zuvor durchgeführten Untersuchungen zeigen. Die Standardabweichungen der Außendruckfluktuationen über die Geschwindigkeit bleiben bis auf die Anströmungsgeschwindigkeit 120 km/h gleich verteilt. Bei den Seitenscheibenvibrationen auf der Innenseite gibt es im Gegensatz zu den Oberflächenmikrofonen keine Abweichung der Standardabweichung bei einer bestimmten Geschwindigkeit. Der Unterschied zwischen den verglichenen Versionen ist dabei sehr gering ($< 0,5$ dB).

mit / ohne Außenspiegel



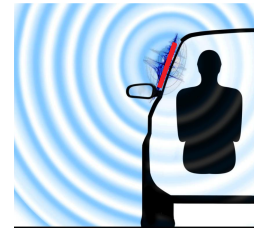
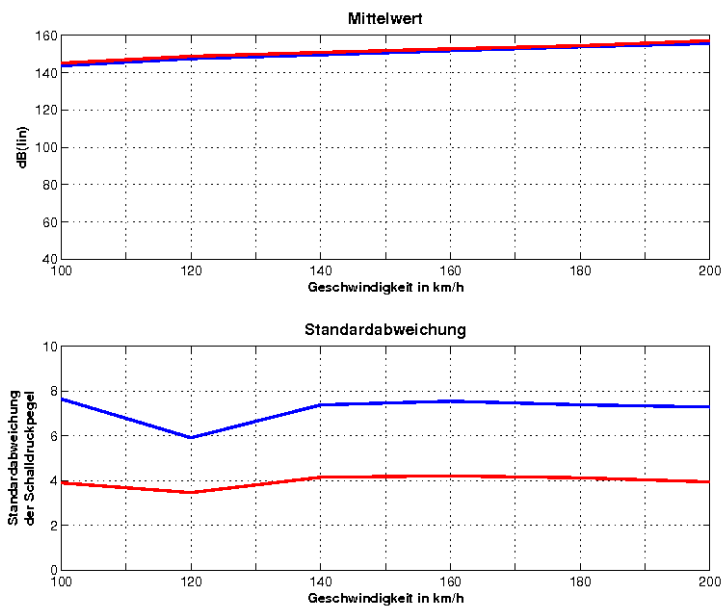
(a) Oberflächenmikrofone



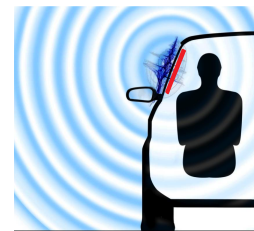
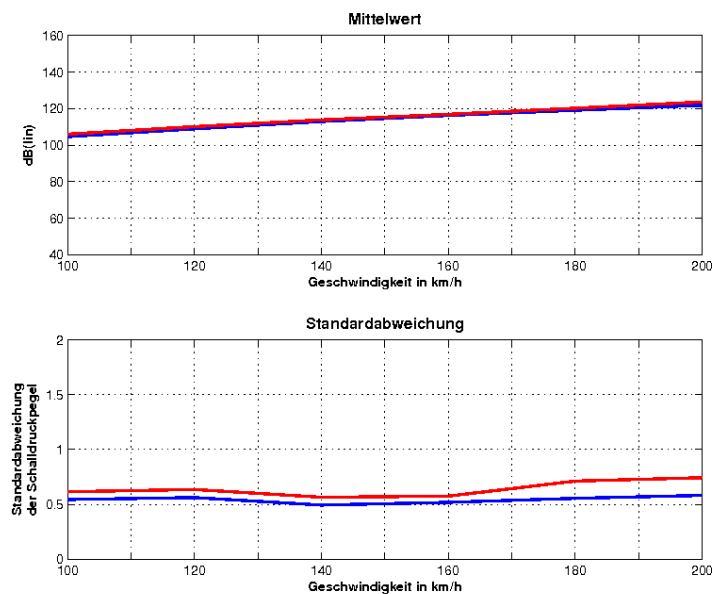
(b) Beschleunigungssensoren

Abbildung 6.31: A/B-Vergleich der Mittelwert und Standardabweichung:
mit Außenspiegel, ohne Außenspiegel

Serienstand / vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante)



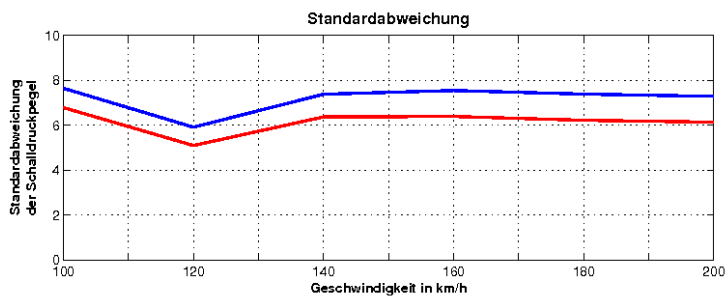
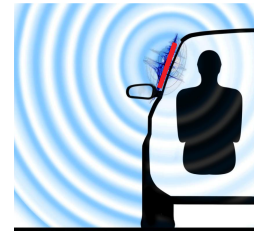
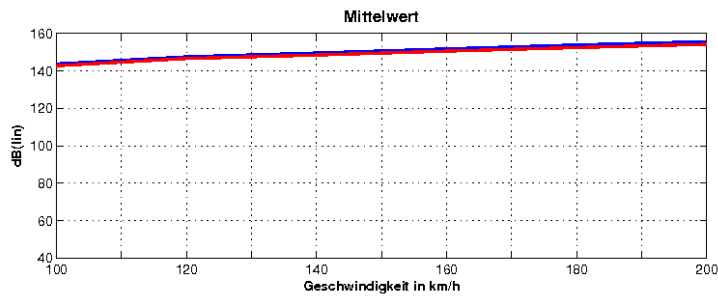
(a) Oberflächenmikrofone



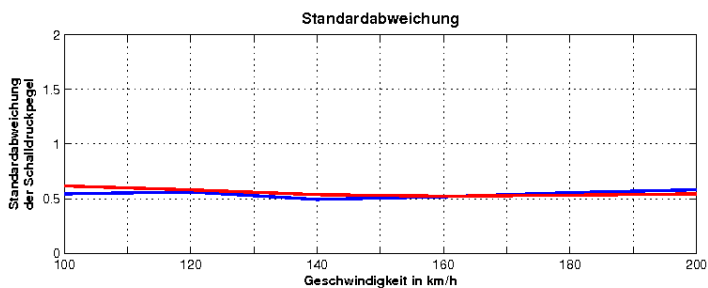
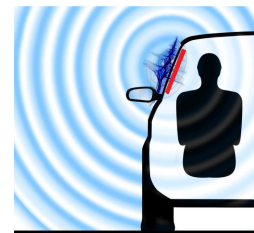
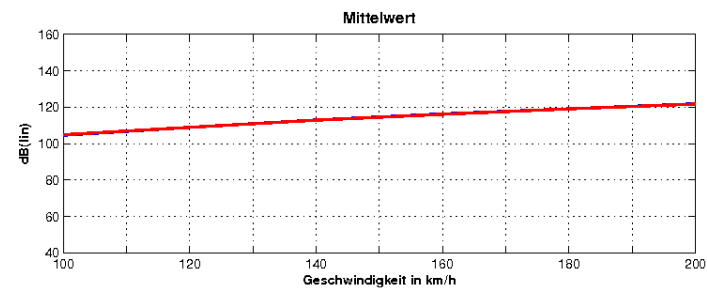
(b) Beschleunigungssensoren

Abbildung 6.32: A/B-Vergleich der Mittelwert und Standardabweichung:
 Serienstand, vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante)

Serienstand / A-Säule,
zusätzliche Abrisskante



(a) Oberflächenmikrofone



(b) Beschleunigungssensoren

Abbildung 6.33: A/B-Vergleich der Mittelwert und Standardabweichung:
Serienstand, A-Säule, zusätzliche Abrisskante

Zusammenfassend für die Untersuchung der statistischen Daten der Oberflächenmikrofone und der Beschleunigungssensoren können folgende Schlüsse gezogen werden:

- Es zeigt sich, dass sich die Standardabweichungen der Oberflächenmikrofone und der Beschleunigungssensoren deutlich von einander unterscheiden.
- Die Standardabweichung der Oberflächendruckfluktuationen bleibt im mittleren Frequenzbereich annähernd gleich hoch, und nimmt dann, nach einem Anstieg, der von der Wirbelgröße abhängig ist, deutlich ab.
- Hinsichtlich der Mittelwerte ändert sich zwischen den einzelnen Versuchsvariationen nichts. Das bedeutet, dass im Mittel die Pegel gleich bleiben, jedoch ihre örtliche Verteilung sich ändert.
- Über die Geschwindigkeit ändern sich die Standardabweichungen nur minimal.
- Die Mittelwerte über die Anströmungsgeschwindigkeiten zeigen, wie auch schon die anderen Analysen zuvor, einen Anstieg der Pegel mit zunehmender Geschwindigkeit.

Die bisherigen Schlussfolgerungen werden im nächsten Kapitel zusammengefasst und zukünftige Schritte bzw. Aussichten für eine verbesserte Mess- und Analysemethodik erläutert.

7 Fazit und Ausblick

7.1 Fazit

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurde durch die Auswertung von Messdaten von Windkanalmessungen untersucht, ob eine Größe oder eine Kombination der beiden außerhalb des Fahrzeuges messbaren Größen als Indikator für das Innenraumgeräusch herangezogen werden kann. Für die Unterscheidung Hydrodynamik - Akustik durch Auswirkungen von Designvarianten wurden vier Bauzustände analysiert. Um ebenfalls eine Aussage über das Verhalten der gemessenen Größen bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten treffen zu können, wurden die Geometrievarianten bei verschiedenen Anströmungsgeschwindigkeiten ausgewertet.

Als Wege zur Ermittlung einer Aussage über die Gewichtung von Hydrodynamik und Akustik hinsichtlich des Innenraumgeräusches dienten verschiedene Auswertungsvarianten.

Zunächst wurde eine Analyse mittels eines A/B-Vergleiches durchgeführt, in der dem Serienstand des Fahrzeuges eine Designänderung gegenüber gestellt wurde. Diesbezüglich wurden verschiedene Darstellungsvarianten des A/B-Vergleiches angewandt, um einerseits das Verhalten der Messgrößen im Verlauf über die Frequenz und andererseits im Verlauf über die Geschwindigkeit darzustellen. Des Weiteren wurde eine Unterscheidung der akustisch und hydrodynamisch induzierten Druckfluktuationen durch deren unterschiedlichen Abhängigkeiten von der Anströmungsgeschwindigkeit v untersucht. Abschließend wurde eine statistische Untersuchung der Außendruckschwankungen auf der Seitenscheibe und der Seitenscheibenvibrationen auf der Innenseite der Scheibe durchgeführt.

Diese Untersuchungen, die im vorherigen Kapitel dargestellt wurden zeigen, dass es nicht möglich ist, direkt von einer Indikatorgröße auf den Innenraumpegel zu schließen.

Beide Indikatorgrößen zeigen teilweise unterschiedliches Verhalten. Daraus ist zu folgern, dass die Turbulenzen, die jenen Schall produzieren, der im Fernfeld des Fahrzeuges dominiert, nicht gleich denen an der Seitenscheibenoberfläche sein müssen. Wahrschein-

lich handelt es sich eher um jene Turbulenzen, die sich im Bereich des Spiegels bilden, da dessen Umströmung und Nachlauf der dominierende Teil hinsichtlich der Abstrahlung nach außen zu sein scheint.

Um eine bessere Korrelationen zwischen dem abgestrahlten Schall und den zugrundeliegenden hydrodynamischen Druckfluktuationen zu erlangen, wäre es folglich ratsam, Oberflächenmikrofone auch an der Spiegelkappe zu platzieren.

Am wünschenswertesten wäre jedoch die Möglichkeit, die Akustik ebenfalls wie die Hydrodynamik in direkter Nähe der Seitenscheibe zu messen, um einen direkten Vergleich der an der Außenseite der Seitenscheibe wirkenden Anregungsmechanismen vollziehen zu können. Mithilfe der bisherigen Untersuchungen war es nicht möglich, eine klare Aussage zu treffen, ob in einem bestimmten Frequenzbereich oder einer bestimmten Geschwindigkeit eine der beiden Indikatorgrößen, Hydrodynamik oder Akustik dominierend ist.

Es zeigt sich jedoch, dass bei der Gruppierung der Oberflächenmikrofone das Spiegelpfeifen (Akustik) in den weiter vom Spiegel entfernten Gruppen wiedergegeben wird. Durch die Dominanz der Spiegelnachlaufgruppe wird es allerdings maskiert. Dies lässt darauf schließen, dass in diesem Fall die Hydrodynamik die Akustik im Innenraum maskiert.

Die Hydrodynamik und die Akustik scheinen miteinander im Innenraum zu wirken. Somit ist keine der beiden Größen vernachlässigbar. Es muss daher in Betracht gezogen werden, beide Indikatorgrößen als Bewertung zu verwenden.

Bei der Unterscheidung der Akustik versus Hydrodynamik durch Untersuchung der v -Abhängigkeit der Indikator und Zielgrößen ergibt sich ebenfalls eine solche mögliche Schlussfolgerung.

Zeigen die Hohlspiegelmessungen ein v^8 -Verhalten (Akustik) und die Oberflächenmikrofone ein v^4 -Verhalten, das durch den *fully taped* Zustand des Fahrzeuges während der Messung der Hydrodynamik zugeordnet werden kann, haben die zwei Indikatorgrößen im Innenraum einen Anstieg proportional zur sechsten Potenz der Anströmungsgeschwindigkeit.

Daraus ist zu schließen, dass im Inneren des Fahrzeuges die Hydrodynamik nicht alleine für das Verhalten der Pegel verantwortlich sein kann. So kommt man wieder zu der Annahme, dass sowohl die Akustik als auch die Hydrodynamik gemeinsam im Inneren der Fahrgastzelle wirken.

Da die bisher erlangten Erkenntnisse nur auf einem einzigen Fahrzeugtyp (Sportcoupé) basieren, wurden im Rahmen der Diplomarbeit weitere Windkanalmessungen mit einem

anderen Fahrzeug, für eine Validierung der Schlussfolgerungen ausgewertet. Da das Hohlspiegelarray bei dieser Windkanalmessung nicht zur Verfügung stand und keine Beschleunigungssensoren eingesetzt wurden, waren nur Daten der Oberflächenmikrofone und des Innenraummikrofons verfügbar. Deren Auswertungen bestätigten die zuvor getroffenen Aussagen.

Im Laufe der Arbeit wurde bei den durchgeführten Untersuchungen deutlich, dass das Verhalten der Beschleunigungssensoren in den meisten Fällen sehr gut mit dem Verhalten des Innenraummikrofons korreliert. Daraus ergibt sich die Folgerung aus der ursprünglichen Zielgröße „Beschleunigungssensoren“ eine Indikatorgröße zu machen. Bei zukünftigen Windkanalmessungen werden die Seitenscheibenvibrationen im Entwicklungsprozess eingesetzt und für eine Aussage des Innenraumverhaltens herangezogen.

Prinzipiell ist es möglich, in ein Clay-Modell zumindest eine Seitenscheibe einzubauen. Zwischen Seitenscheibe und Clay müsste nur ein geringer Bereich freigehalten werden, um die Beschleunigungsaufnehmer auf der Innenseite zu montieren. Bei der Seitenscheibe selbst könnte anstatt einer teuren Glasscheibe auch eine Metall- oder Plexiglasscheibe eingesetzt werden, unter Berücksichtigung des dazugehörigen Schalldämmmaßes und der Koinzidenzfrequenz. Dieses Verfahren ist zwar mit Mehrkosten und Aufwand verbunden, aber es führt zu besseren Ergebnissen, in Bezug auf das Verhalten des Innenraumgeräusches.

7.2 Ausblick

Für eine bessere Abschätzung der Richtungssensitivität im Bereich der Seitenscheibe, soll bei einer weiteren Windkanalmessung die Abstrahlcharakteristik des Außenspiegels und der A-Säule untersucht werden, um ein besseres Verständnis für die Strömungsvorgänge im Bereich der Seitenscheibe zu erhalten.

In einer weiteren Windkanaluntersuchung soll versucht werden, die Akustik im Nahfeld der Seitenscheibe zu messen. Dadurch kann man bessere Vergleiche der Oberflächendruckfluktuationen und Schalldrücke, die tatsächlich an der Seitenscheibe wirken, ziehen.

Des Weiteren soll versucht werden, ein Gedankenmodell zu erstellen, mit dessen Hilfe es möglich ist, aus den korrigierten Messergebnissen (z.B. Cutoff-Effekt Hydrodynamik und Akustik, Hohlspiegel-Verstärkung, Einfügeschalldämmmaß etc.) den Innenraumschallpegel zu bestimmen. Das Modell soll dazu dienen, die grundlegenden Anregungseffekte und Übertragungspfade abzubilden.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Gesamtgeräusch und Teilgeräusche in einem Pkw.	2
1.2	Mögliche Stellen am Fahrzeug, an denen es zu Ablösungen der Strömung kommen kann.	3
1.3	Darstellung einer Strömungsstruktur des A-Säulen- und Außenspiegelwirbels	4
1.4	Schematische Darstellung der Schalldrücke die im Windkanal gemessen wurden.	6
2.1	Skizze der auf einen umströmten Körper wirkenden Kräfte (Reibungs- und Druckwiderstand)	8
2.2	Schubspannung τ und Geschwindigkeitsverteilung eines viskosen Fluids zwischen zwei parallelen Platten (Couette-Strömung)	9
2.3	Grenzschicht einer längsangeströmten ebenen Platte	13
2.4	Fadenversuch von O.Reynolds	14
2.5	Übergang der laminaren Grenzschicht zur turbulenten Grenzschicht, an einer ebenen Platte	16
2.6	Verdrängungsdicke δ_1 der Grenzschicht	17
2.7	Laminare Grenzschichtdicke, turbulente Grenzschichtdicke	20
2.8	Die Grenzschichtdicke in Abhängigkeit von der Lauflänge (längsangeströmte Platte), Messung nach M. Hansen(1982)	20
2.9	Schematische Darstellung der Ablösung der Grenzschicht und Wirbelbildung am Kreiszyylinder.	22
2.10	Momentanbild der vollständig abgelösten Strömung hinter einem Kreiszyylinder	23
2.11	Schematische Darstellung der Grenzschichtströmung in der Nähe einer Ablösungsstelle	23
2.12	Strömung um eine Kugel (nach C. Wieselberger)	24
2.13	Wirbelbildung durch alternierende Grenzschichtablösung im Nahbereich hinter einem Kreiszyylinder	28

2.14	Kármán'sche Wirbelstraße, $Re = 10^5$	28
3.1	Modell der Lighthill-Analogie für Strömungsfelder	34
3.2	Gebietszerlegung nach der Analogie von Ffowcs Williams und Hawkings	36
3.3	Schematische Darstellung der in der Aeroakustik relevanten Strahlertypen.	38
3.4	Frequenzbewertungskurven	43
3.5	Verschiedene Frequenzanalysen eines Geräusches	44
4.1	Bild des Sportcoupé Peugeot RCZ im Fully Taped Zustand	50
4.2	Turbulente Umströmung des Außenspiegels	51
4.3	Prinzipskizze der Spiegel-Nachlaufströmung	52
4.4	Aeroakustisch optimierter Außenspiegel	52
4.5	Terzfrequenzspektrum: Einfluss Spiegelform auf Innengeräusch ($v=160$ km/h)	53
4.6	Wechseldruckmessung im Spiegelnachlauf ($v=130$ km/h)	53
4.7	Schematische Darstellung des A-Säulenwirbels	54
4.8	CAA Darstellung der Druckschwankungen auf der Seitenscheibe, im 1 kHz Oktavband	54
5.1	Plan des Aeroakustik-Fahrzeugwindkanals FKFS in Stuttgart	57
5.2	Impressionen vom Aeroakustik-Fahrzeugwindkanal FKFS	57
5.3	Darstellung der verwendeten Messsysteme	58
5.4	Hohlspiegelarray	59
5.5	Schematische Darstellung der einfallenden Schallstrahlen und Bündelung der zwei Spiegelkörpervarianten	59
5.6	Formbestimmung zur mathematischen Ermittlung der zugrunde liegenden Parabel.	60
5.7	Ermittlung der Mikrofonposition am Parabolspiegel für einen bestimmten Messabstand	60
5.8	Zusammenhang zwischen Messabstand und Mikrofonposition	61
5.9	Skizze: Zusammenhang zwischen Spiegeldurchmesser, Messabstand und Ortungsgenauigkeit	62
5.10	Defintion der Halbwertsbreite der Hauptkeule bei einer mit einem Hohlspiegelmikrofon vermessenen Punktschallquelle	62
5.11	Verstärkung zweier Hohlspiegel mit unterschiedlicher Krümmung	63
5.12	Schematische Darstellung der Funktionsweise eines Hohlspiegelarrays	64

5.13	Schallquellenverteilung bei Umströmung des Sportcoupés für das 1 kHz-Terzband	65
5.14	Bild eines Brüel&Kjær Automotive surface microphone Typ 4949	65
5.15	Dimensionen des Brüel&Kjær Typ 4949	66
5.16	Technische Daten des Brüel&Kjær Typ 4949	66
5.17	Platzierung der zehn Oberflächenmikrofone auf der Seitenscheibe des Peugeot RCZ	67
5.18	Skizze einer möglichen Membranauslenkung eines Oberflächenmikrofons . .	68
5.19	Bild eines monoaxialen Beschleunigungsaufnehmers	70
5.20	Prinzipieller Aufbau eines Beschleunigungsaufnehmers	71
5.21	Technische Daten des PCB Typ M353B16	71
5.22	Platzierung der sechs Beschleunigungsaufnehmer auf der Innenseite der Seitenscheibe des Peugeot RCZ	72
5.23	Bild eines Innenraummessmikrofons von PCB	73
5.24	Technische Daten des Innenraummessmikrofons, PCB Typ 377A02 und Typ 426E01	73
5.25	Basisvariante	74
5.26	Variante mit modifiziertem Außenspiegel (Sicht von oben)	75
5.27	Variante mit modifiziertem Außenspiegel (Sicht von der Seite)	75
5.28	Variante mit modifizierter A-Säule	76
5.29	Variante ohne Außenspiegel	76
6.1	Darstellung der Messsysteme: von außen nach innen	78
6.2	A/B Vergleich: Mit / ohne Außenspiegel, bei einer Anströmungsgeschwindigkeit 140 km/h	80
6.3	A/B Vergleich: Serienstand / vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante), bei Anströmungsgeschwindigkeit 140 km/h	83
6.4	A/B Vergleich: Serienstand / A-Säule, zusätzliche Abrisskante, bei Anströmungsgeschwindigkeit 140 km/h	86
6.5	Aufteilung der Oberflächenmikrofone und der Beschleunigungsaufnehmer in Gruppen	89
6.6	A/B Vergleich: Mit / ohne Außenspiegel, Aufteilung der Oberflächenmikrofone und Beschleunigungssensoren in Gruppen, bei Anströmungsgeschwindigkeit 140 km/h	91

6.7	A/B Vergleich: Serienstand / vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante), Aufteilung der Oberflächenmikrofone und Beschleunigungssensoren in Gruppen, bei Anströmungsgeschwindigkeit 140 km/h	94
6.8	A/B Vergleich: Serienstand / A-Säule, zusätzliche Abrisskante, Aufteilung der Oberflächenmikrofone und Beschleunigungssensoren in Gruppen, bei Anströmungsgeschwindigkeit 140 km/h	96
6.9	A/B Vergleich (Balkendiagramm): Serienstand, Oberflächenmikrofone und Beschleunigungssensoren in Gruppen aufgeteilt, bei einer Anströmungsgeschwindigkeit 140 km/h	99
6.10	A/B Vergleich (Campbell-Diagramme): Serienstand, Hohlspiegel und Oberflächenpegel über Geschwindigkeit	101
6.11	A/B Vergleich (Campbell-Diagramme): Serienstand, Beschleunigungssensoren und Innenraummikrofon über Geschwindigkeit	102
6.12	A/B Vergleich (Campbell-Diagramme, Differenzdarstellung): mit / ohne Außenspiegel, Hohlspiegel und Oberflächenmikrofone	104
6.13	A/B Vergleich (Campbell-Diagramme, Differenzdarstellung): mit / ohne Außenspiegel, Beschleunigungssensoren und Innenraummikrofon	105
6.14	A/B Vergleich (Campbell-Diagramme, Differenzdarstellung): Serienstand / vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante), Hohlspiegel und Oberflächenmikrofone	107
6.15	A/B Vergleich (Campbell-Diagramme, Differenzdarstellung): Serienstand / vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante), Beschleunigungssensoren und Innenraummikrofon	108
6.16	A/B Vergleich (Campbell-Diagramme, Differenzdarstellung): Serienstand / A-Säule, zusätzliche Abrisskante, Hohlspiegel und Oberflächenmikrofone	110
6.17	A/B Vergleich (Campbell-Diagramme, Differenzdarstellung): Serienstand / A-Säule, zusätzliche Abrisskante, Beschleunigungssensoren und Innenraummikrofon	111
6.18	alle Oberflächenmikrofone und alle Beschleunigungsaufnehmer einzeln dargestellt, 140 km/h und 160 km/h	113
6.19	Cutoff-Korrektur der Oberflächenmikrofone des Serienzustandes	116
6.20	Cutoff-Korrektur der Oberflächenmikrofone (Akustik) des Serienzustandes	117
6.21	Geometrie der CAA-Simulation der vergrößerten Spiegelkappe (Hinterkante)	118

6.22	CAA-Simulationsergebnisse: dB-Maps der Oberflächendruckpegel an der Seitenscheibe	119
6.23	v -Abhängigkeit: Serienstand, Hohlspiegel und Oberflächenmikrofone . . .	121
6.24	v -Abhängigkeit: Serienstand, Beschleunigungssensoren und Innenraummikrofon	122
6.25	v -Abhängigkeit: Serienstand, Oberflächenmikrofone in drei Gruppen aufgeteilt	125
6.26	v -Abhängigkeit: Serienstand, Beschleunigungssensoren in zwei Gruppen aufgeteilt	126
6.27	Statistische Auswertung der Oberflächenmikrofone und der Beschleunigungssensoren (Mittelwert und Standardabweichung): Serienstand (alle Geschwindigkeiten)	131
6.28	Statistische Auswertung der Oberflächenmikrofone und der Beschleunigungssensoren (Mittelwert und Standardabweichung) (A/B-Vergleich der Mittelwert und Standardabweichung): mit / ohne Außenspiegel, bei 140 km/h Anströmungsgeschwindigkeit	133
6.29	Statistische Auswertung der Oberflächenmikrofone und der Beschleunigungssensoren (Mittelwert und Standardabweichung) (A/B-Vergleich der Mittelwert und Standardabweichung): Serienstand / vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante), bei 140 km/h Anströmungsgeschwindigkeit	134
6.30	Statistische Auswertung der Oberflächenmikrofone und der Beschleunigungssensoren (Mittelwert und Standardabweichung) (A/B-Vergleich der Mittelwert und Standardabweichung): Serienstand / A-Säule, zusätzliche Abrisskante, bei 140 km/h Anströmungsgeschwindigkeit	135
6.31	Statistische Auswertung der Oberflächenmikrofone und der Beschleunigungssensoren (Mittelwert und Standardabweichung) (A/B-Vergleich der Mittelwert und Standardabweichung): mit / ohne Außenspiegel, über die Geschwindigkeit	137
6.32	Statistische Auswertung der Oberflächenmikrofone und der Beschleunigungssensoren (Mittelwert und Standardabweichung) (A/B-Vergleich der Mittelwert und Standardabweichung): Serienstand / vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante), über die Geschwindigkeit	138

6.33	Statistische Auswertung der Oberflächenmikrofone und der Beschleunigungssensoren (Mittelwert und Standardabweichung) (A/B-Vergleich der Mittelwert und Standardabweichung): Serienstand / A-Säule, zusätzliche Abrisskante, über die Geschwindigkeit	139
A.1	PAK Export: Grafikausgabe (Menüleiste)	156
A.2	PAK Export: Exportoberfläche	156
A.3	PAK Export: Kanalauswahl	157
A.4	PAK Export: Optionen, definieren der Header Zeilen	158
A.5	Matlab-File-Struktur: Einlesen der Universal Files in Matlab	166
A.6	Matlab-File-Struktur: Unterscheidung Akustik - Hydrodynamik durch A/B-Vergleich	166
A.7	Matlab-File-Struktur: Unterscheidung Akustik - Hydrodynamik durch A/B-Vergleich mit Cutoff-Korrektur	167
A.8	Matlab-File-Struktur: Unterscheidung Akustik - Hydrodynamik durch A/B-Vergleich, Balkendiagramme der Oberflächenmikrofone und Beschleunigungssensoren	167
A.9	Matlab-File-Struktur: Unterscheidung Akustik - Hydrodynamik durch A/B-Vergleich, Campbell-Diagramme	168
A.10	Matlab-File-Struktur: Unterscheidung Akustik - Hydrodynamik durch Untersuchung der v -Abhängigkeit	168
A.11	Matlab-File-Struktur: Statistische Auswertung der Oberflächenmikrofone und Beschleunigungssensoren	169

Tabellenverzeichnis

2.1	Strömungsbereiche beim Kreiszyylinder	26
3.1	Einteilung der Frequenzen des Oktav- und Terzspektrums	46
5.1	Cutoff-Korrektur: Tabelle der Abschwächung für runde und quadratische Schallwandler (nach G.M.Corcors, 1963)	69
6.1	A/B Vergleich: Mit / ohne Außenspiegel, Analyse für alle Geschwindigkeiten, für den Frequenzbereich 1-5 kHz	82
6.2	A/B Vergleich: Serienstand / vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante), Analyse für alle Geschwindigkeiten, für den Frequenzbereich 1-5 kHz	84
6.3	A/B Vergleich: Serienstand / A-Säule, zusätzliche Abrisskante, Analyse für alle Geschwindigkeiten, für den Frequenzbereich 1-5 kHz	87
6.4	A/B Vergleich: Mit / ohne Außenspiegel, Tabelle der Geschwindigkeiten für den Frequenzbereich 1-5 kHz	93
6.5	A/B Vergleich: Serienstand / vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante), Tabelle der Geschwindigkeiten für den Frequenzbereich 1-5 kHz	95
6.6	A/B Vergleich: Serienstand / A-Säule, zusätzliche Abrisskante, Tabelle der Geschwindigkeiten für den Frequenzbereich 1-5 kHz	97
6.7	v -Abhängigkeit: Übersicht über das v -Verhalten der einzelnen Designvarianten und den jeweiligen Messsystemen	123
6.8	v -Abhängigkeit: Übersicht über das v -Verhalten der einzelnen Designvarianten und den jeweiligen Messsystemen, Aufteilung der Oberflächenmikrofone und Beschleunigungssensoren in Gruppen	127

Literaturverzeichnis

- [1] W.-H. Hucho, *Aerodynamik der stumpfen Körper*, ISBN 978-3-8348-1462-3, Vieweg+Teubner Verlag | Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2011
- [2] S. R. Ahmed (Hrsg.), *Akustik und Aerodynamik des Kraftfahrzeuges*, ISBN 3-8169-1190-0, expert-Verlage, 1995
- [3] D. Surek, S. Stempin, *Angewandte Strömungsmechanik*, ISBN 978-3-8351-0118-0, B.G. Teubner Verlag / GWV Fachverlag GmbH, Wiesbaden, 2007
- [4] M. Pflüger, F. Brandl, U. Bernhard, K. Feitzelmayer *Fahrzeugakustik*, ISBN 978-3-211-76740-5, SpringerWienNewYork, 2010
- [5] H. Schlichting, K. Gersten, *Grenzschicht- Theorie*, ISBN 978-3-540-23004-5, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006
- [6] P. Zeller (Hrsg.), *Handbuch Fahrzeugakustik*, ISBN 978-3-8348-1443-2, Vieweg+Teubner Verlag | Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2012
- [7] E. Laurien, H. Oertel jr., *Numerische Strömungsmechanik*, ISBN 978-3-8348-1503-3, Vieweg+Teubner Verlag | Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2011
- [8] G. M. Corcos, *Resolution of Pressure in Turbulence*, The Journal of the Acoustical Society of America, Volume 35, Number 2, 1963
- [9] K. Genuit (Hrsg.), *Sound-Engineering im Automobilbereich*, ISBN 978-3-642-01414-7, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010
- [10] H.E. Siekmann, P.U. Thamsen, *Strömungslehre*, ISBN 978-3-540-73726-1, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008
- [11] H. Herwig, *Strömungsmechanik*, ISBN 978-3-8348-0334-4, Vieweg+Teubner Verlag | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2008
- [12] H. Oertel jr., M. Böhle, Th. Reviol, *Strömungsmechanik*, ISBN 978-3-8348-1397-8, Vieweg+Teubner Verlag | Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2011

- [13] R. Lerch, G.M. Sessler, D. Wolf, *Technische Akustik*, ISBN 978-3-540-23430-2, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009
- [14] M. Möser, *Technische Akustik*, ISBN 978-3-642-30932-8, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012
- [15] L. Böswirth, S. Bschorer, *Technische Strömungslehre*, ISBN 978-3-8348-1718-1, Vieweg+Teubner Verlag | Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2012
- [16] M. Hartmann, J. Ocker, T. Lemke, A. Mutzke, V. Schwarz, H. Tokuno, R. Toppinga, P. Unterlechner, G. Wickern, *Wind Noise caused by the A-pillar and the Side Mirror flow of a Generic Vehicle Model*, American Institute of Aeronautics and Astronautics
- [17] http://de.wikipedia.org/wiki/Fluiddynamische_Grenzschicht (Zugriff: 16.08.2013)
- [18] M. Helfer, *Aeroakustische Messungen an Kraftfahrzeugen in Windkanälen* http://ifs.mv.fh-duesseldorf.de/Vorlesung/hdt_essen-berufliche_weiterbildung/aeroakustik/helfer/Aeroakustische%20Messungen%20an%20Kraftfahrzeugen%20in%20Windkanälen.pdf (Zugriff: 09.09.2013)
- [19] <http://www.fkfs.de/kraftfahrwesen/leistungen/windkanaele/aeroakustik-fahrzeugwindkanal/> (Zugriff: 12.09.2013)
- [20] <http://www.bksv.com/Products/transducers/acoustic/microphones/microphone-preamplifier-combinations/4949.aspx#22336B4864304B76BF6A7308D82F6F4A> (Zugriff: 12.09.2013)
- [21] J. Ocker, *Experimentelle Ermittlung der aerodynamisch induzierten, spektralen Druckverteilung auf einer Fahrzeugoberfläche am Beispiel des Porsche Cayenne*, ATZ/MTZ-Konferenz Akustik - Akustik zukünftiger Fahrzeug- und Antriebskonzepte, Stuttgart, Mai 2006
http://ifs.mv.fh-duesseldorf.de/Vorlesung/bachelor_PP_PEU/alte_LV/projekt_technische_akustik/projekt_flachmikrofone/Vortrag-Porsche-Aeroakustik-4949.pdf (Zugriff: 12.09.2013)
- [22] <http://www3.imw.tu-clausthal.de/forschung/projekte/EQUIP/studiarbeit/graphix/abb44big.GIF> (Zugriff: 18.09.2013)
- [23] <http://www.pcb.com/> (Zugriff: 25.09.2013)

A Anhang

A.1 Export PAK-Daten - Universal File - für Weiterverarbeitung in MATLAB

Bei PAK handelt es sich um ein Messsystem der Firma Müller-BBM. Um die Daten für die in MATLAB implementierte Untersuchungen zu exportieren muss wie folgt vorgegangen werden:

Vor dem Export ist darauf zu achten, dass der Dateiname auf eine bestimmte Zeichenanzahl für das richtige Einlesen in Matlab beschränkt ist.

Projekt + Versuch + Untertitel darf nicht mehr als 60 Zeichen lang sein.

Der Filename ist üblicherweise folgendermaßen definiert:

*Bearbeiter_Datum_Fahrzeug_Fahrzeugkennnummer_Thema der Messung_
Bauzustand_Geschwindigkeit_Mikrofon*

Um die gewünschten Daten exportieren zu können, müssen sie zuerst grafisch dargestellt werden. Dabei ist es jedoch nicht nötig alle gemessenen Kanäle darzustellen, diese können später im Exportfenster ausgewählt werden.

Als Datentyp ist dabei APS (Schmalbandspektrum) zu wählen. Da die späteren Berechnungen in Matlab sich auf Effektivwerte (RMS-Werte (Root Mean Square)) beziehen, müssen die Daten als RMS-Werte und nicht als Spitze-Werte dargestellt werden.

Anschließend gelangt man in der Symbolleiste der Grafikausgabe über den Export-Icon zum Exportmenü.

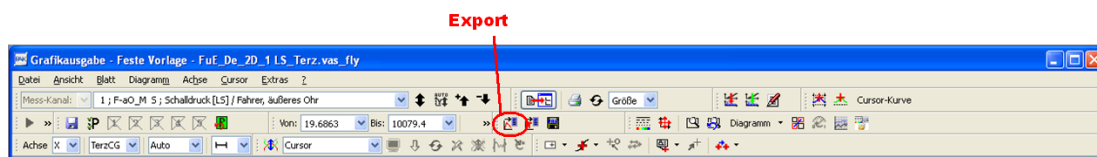


Abbildung A.1: PAK - Grafikausgabe (Menüleiste)

Für das exportieren der Daten im .unv Format (Universal File Format), muss unter Format in der Dropdown-Liste *UF58* ausgewählt werden. Zudem sind noch weitere Einstellungen unter den Schaltflächen „Optionen...“ und „Kanäle...“ durchzuführen. Im Anschluss dazu kann das Erstellen der Universal Dateien mit „Export“ gestartet werden.

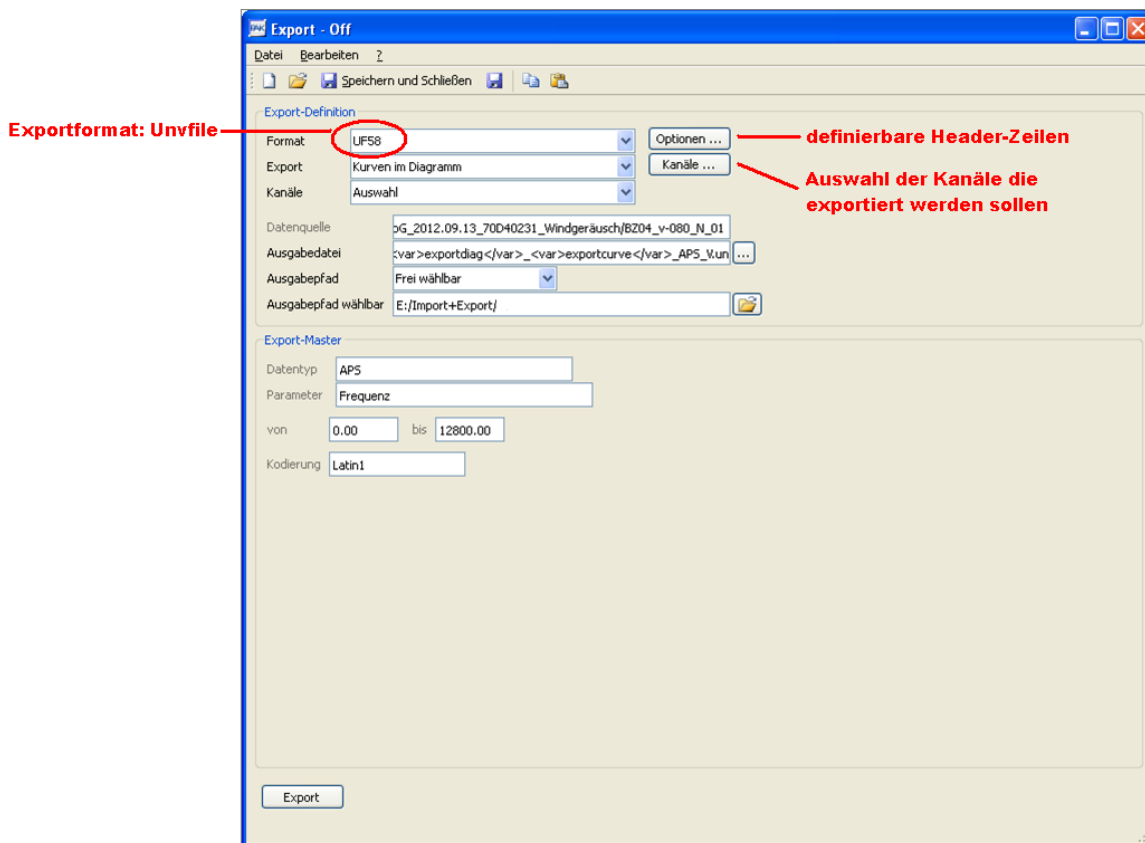


Abbildung A.2: PAK - Exportoberfläche

„Kanäle...“: Alle zur Verfügung stehenden Kanäle können explizit für den Export ausgewählt werden.

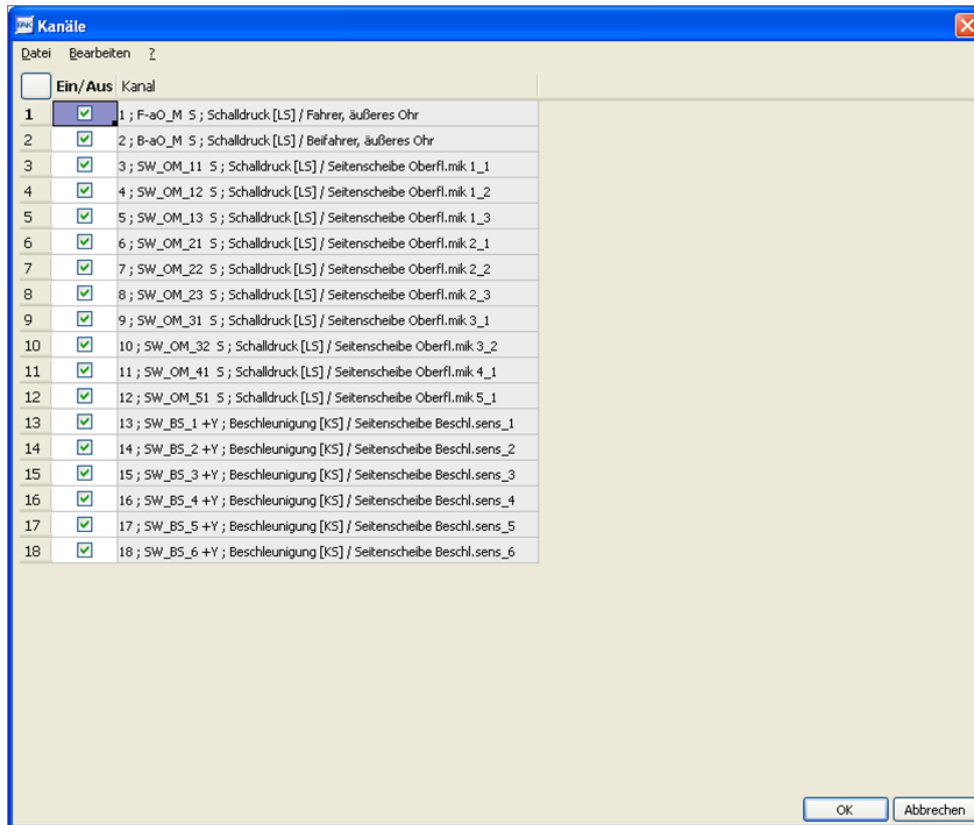


Abbildung A.3: PAK - Kanalauswahl

„Optionen...“: Für die Beschriftung der Header-Zeilen im File stehen 4 Zeilen zur Verfügung. Diese müssen genau definiert werden, denn Matlab liest diese Informationen aus, und greift darüber auf die entsprechenden Daten zu.

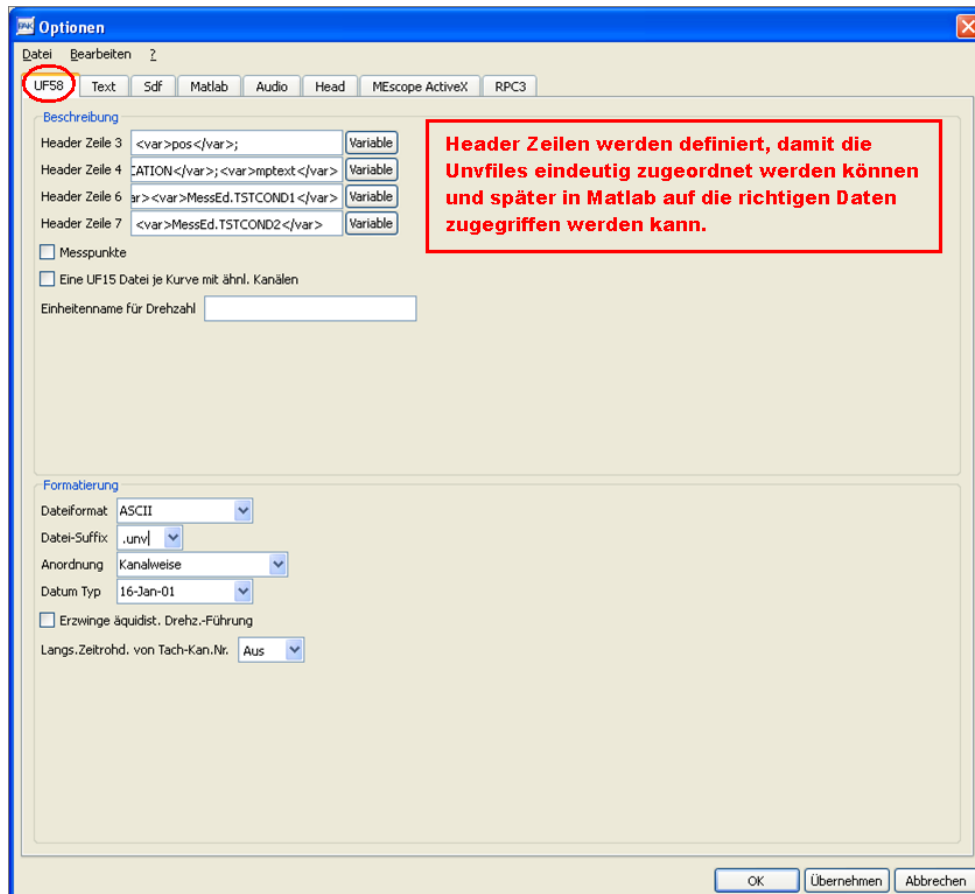


Abbildung A.4: PAK - Optionen, definieren der Header Zeilen

Zeile 3: Abkürzung der Messpunktposition

`<var>pos</var>;`

Zeile 4: Thema der Messung ; Messort ; Messpunktbeschreibung

`<var>MessEd.TSTSUBJECT0</var>;<var>MessEd.TSTLOCATION</var>;`
`<var>mptext</var>`

(Zeile 5 ist fix für das Datum und die Uhrzeit der Messung reserviert)

Zeile 6: Bauzustandsbeschreibung(Zeile 1) / Bauzustandsbeschreibung(Zeile 2)

`<var>MessEd.TSTCOND0</var><var>MessEd.TSTCOND1</var>`

Zeile 7: Bauzustandsbeschreibung(Zeile 3)

`<var>MessEd.TSTCOND2</var>`

A.2 Matlab - Files

Alle Untersuchungen können mit dem folgendem Steuerungsfile durchgeführt werden. In der „*user defined section*“ können diverse Analysevarianten ausgewählt und Einstellungen getätigt werden. Die Datensätze die untersucht werden sollen, werden in sogenannten *loadcaseInputstrings* ausgewählt.

```

1 clear
2 % -----
3 % INFORMATION
4 % *****
5 % * -----
6 % * variants of analyses:
7 % * -----
8 % * - APS, 1/3octave, 1/12octave, Campbel, APS_difference, bar_chart,
9 % *   APS_OMcutoff, 1/3octave_OMcutoff, APS_OM+HScutoff,
10 % *   APS_OM+HScutoff_verst, APS_OM+HScutoff_verst_TL
11 % * - stat_aw_f, stat_aw_v,
12 % * - v_ramp_f, v_ramp_mix, v_ramp_single,
13 % *
14 % * -----
15 % * define the data you want to display:
16 % * -----
17 % * loadcaseInputstring{1} = {'date','location', 'leader','condition',...
18 % *   'velocity', 'current_velocity', 'measured_position', 'color',...
19 % *   'linestyle', 'analyse', 'dBA'};
20 % *
21 % * example:
22 % *   loadcaseInputstring{1} = {'2012.09.13', 'Import', 'GoG', 'BZ03',...
23 % *     {'140'}, ' ', m, 'k', '-', 'APS', 'dB'};
24 % *   loadcaseInputstring{2} = {'2012.09.13', 'FKFS Windkanal', 'GoG',...
25 % *     'BZ03', {'140'}, ' ', {'SW_OM_11', 'SW_OM_12', 'SW_OM_13',...
26 % *     'SW_OM_21', 'SW_OM_22', 'SW_OM_23', 'SW_OM_31', 'SW_OM_32',...
27 % *     'SW_OM_41', 'SW_OM_51'}, 'k', '-', 'APS', 'dB'};
28 % *   loadcaseInputstring{3} = {'2012.09.13', 'FKFS Windkanal', 'GoG',...
29 % *     'BZ03', {'140'}, ' ', {'SW_BS_1', 'SW_BS_2', 'SW_BS_3',...
30 % *     'SW_BS_4', 'SW_BS_5', 'SW_BS_6'}, 'k', '-', 'APS', 'dB'};

```

```
31 % *   loadcaseInputstring{4} = {'2012.09.13', 'FKFS Windkanal', 'GoG',...
32 % *       'BZ03', {'140'}, ' ', {'F-a0_M'}, 'k', '-', 'APS', 'dBA'};
33 % *
34 % * example for velocity-ramp
35 % *   loadcaseInputstring{4} = {'2012.09.13', 'FKFS Windkanal', 'GoG',...
36 % *       'BZ03', {'40-240'}, '140', {'F-a0_M'}, 'k', '-', 'APS', 'dBA'};
37 % *
38 % * -----
39 % * measured position: F-a0_M ; B-a0_M ; SW_OM_xy ; SW_BS_x ; Chx ;
40 % * color: y= yellow ; m= magenta ; c= cyan ; r= red ; g= green ;...
41 % * b= blue ; k= black ;
42 % * if more colors are needed: >> rgb chart - shows more colors - they can
43 % * be used with: rgb('orangered')
44 % -----
45
46 % -----
47 % USER DEFINED SECTION
48 % *****
49 % Data gathering - select the wind tunnel session -----
50 % loading all .unv datas -----
51 % FIRST TIME -----
52 % select the folder of the WIKA measurements that contains the .unv files
53 % -----
54   folder_1= 'WIKA_2012-09-01_T75_Unterboden__Akustik_vs_hydrod_Anregung';
55   folder_2= 'WIKA_2012-03-22_T75_SPD_Dichtungsdurchschallungund';
56   % select the folder_ you want to load
57   % if you want to load multiple folders: char(folder_1, folder_2,..)
58   folder= char(folder_1);
59   % all unv files of the selected folders will be loaded --> mdInfo
60   mdInfo= unvheaderdata(folder);
61   % save the .unv data from unvheaderdata()
62   % save mdinfo for later calls --> enter a filename (savefile)
63   savefile = 'loaded_data';
64   % mdInfo will be stored
65   save(savefile, 'mdInfo');
66 % -----
67
```

```
68 % AFTERWARDS:
69 % -----
70 % load loaded_data_main
71 % -----
72
73 % -----
74 % diagramms will be saved as
75 % figures and .png --> define a filename (picname)
76 % -----
77     picname='Test';
78 % -----
79
80 % -----
81 % axes-range definition
82 % -----
83     ax_x= [400 12000];
84     ax_y= [40 120];
85     x_ax_scal='log';      % 'log', 'lin', '1/3octave'
86 % for statistical analysis, a second y axis necessary
87     ax_y_2= [0 11];
88 % -----
89
90 % -----
91 % generate string for concave mirror array data loading
92 % m= {'Ch2', 'Ch3', ..., 'Ch108'}
93 % -----
94     for i= 2:108
95         m_curr= sprintf('Ch%d', i);
96         m{i-1}= m_curr;
97     end
98 % -----
99
100 % -----
101 % define the data you want to display:
102 % loadcaseInputstring:
103 % -----
104
```

```
105 % EXAMPLE:
106     loadcaseInputstring{1} = {'2012.09.13', 'Import', 'GoG', 'BZ03',...
107         {'140'}, ' ', m, 'black', '-', 'APS', 'dB'};
108     loadcaseInputstring{2} = {'2012.09.13', 'Import', 'GoG', 'BZ06',...
109         {'140'}, ' ', m, 'cyan', '-', 'APS', 'dB'};
110
111     loadcaseInputstring{3} = {'2012.09.13', 'FKFS Windkanal', 'GoG',...
112         'BZ03', {'140'}, ' ', {'SW_OM_11', 'SW_OM_12', 'SW_OM_13',...
113         'SW_OM_21', 'SW_OM_22', 'SW_OM_23', 'SW_OM_31', 'SW_OM_32',...
114         'SW_OM_41', 'SW_OM_51'}}, 'black', '-', 'APS', 'dB'};
115     loadcaseInputstring{4} = {'2012.09.13', 'FKFS Windkanal', 'GoG',...
116         'BZ06', {'140'}, ' ', {'SW_OM_11', 'SW_OM_12', 'SW_OM_13',...
117         'SW_OM_21', 'SW_OM_22', 'SW_OM_23', 'SW_OM_31', 'SW_OM_32',...
118         'SW_OM_41', 'SW_OM_51'}}, 'blue', '-', 'APS', 'dB'};
119
120     loadcaseInputstring{5} = {'2012.09.13', 'FKFS Windkanal', 'GoG',...
121         'BZ03', {'140'}, ' ', {'SW_BS_1', 'SW_BS_2', 'SW_BS_3',...
122         'SW_BS_4', 'SW_BS_5', 'SW_BS_6'}}, 'black', '-', 'APS', 'dB'};
123     loadcaseInputstring{6} = {'2012.09.13', 'FKFS Windkanal', 'GoG',...
124         'BZ06', {'140'}, ' ', {'SW_BS_1', 'SW_BS_2', 'SW_BS_3',...
125         'SW_BS_4', 'SW_BS_5', 'SW_BS_6'}}, 'red', '-', 'APS', 'dB'};
126
127     loadcaseInputstring{7} = {'2012.09.13', 'FKFS Windkanal', 'GoG',...
128         'BZ03', {'140'}, ' ', {'F-a0_M'}, 'black', '-', 'APS', 'dBA'};
129     loadcaseInputstring{8} = {'2012.09.13', 'FKFS Windkanal', 'GoG',...
130         'BZ06', {'140'}, ' ', {'F-a0_M'}, 'green', '-', 'APS', 'dBA'};
131
132
133 % -----
134 % Sum of measurements at several positions:
135 % -----
136
137 % EXAMPLE:
138     loadcaseInputstring{1}{12}= (ones(1,107));
139     loadcaseInputstring{2}{12}= (ones(1,107));
140
141     loadcaseInputstring{3}{12}= (ones(1,10));
```

```
142     loadcaseInputstring{4}{12}= (ones(1,10));
143
144     loadcaseInputstring{5}{12}= (ones(1,6));
145     loadcaseInputstring{6}{12}= (ones(1,6));
146
147 % -----
148 % definition for 1/3octave
149 % how many frequency lines fit in the third octave band
150 % PACK: 3 frequency lines fit in the third octave band
151 % -----
152     min_f_linien=3;
153 % -----
154 % which windowing was set in the measurement
155 % rectangle: 0
156 % hanning: 1
157 % flattop: 2
158 % -----
159     window = 1;
160 % -----
161 % bar chart: can be used for 1/n oktave frequencyband
162 % -----
163     n=12;
164 % -----
165 % concave mirror can be shifted +60dB --> m_shift=60
166 % -----
167     m_shift=0;
168 % -----
169 % accelerometers can be shifted e.g. -30dB --> b_shift=-30
170 % -----
171     b_shift=0;
172 % -----
173 % for all v_ramp analyses you can specify a frequency range
174 % -----
175     f_range=[0 10000];
176 % -----
177 % for APS_OMcutoff and APS_OM+HScutoff you can define
178 % the shape of the transducer face: round (1) / square (2) and
```

```
179 % the radius / side [m]
180 % -----
181     OM_shape=1;
182     OM_rL=0.0063;
183     HS_shape=1;
184     HS_rL=0.003175;
185 % -----
186 %
187 % *****
188 % -----
189 % END OF USER DEFINED SECTION
190 % -----
191
192 Inputstring = struct('date', {}, 'location', {}, 'leader', {}, ...
193     'condition', {}, 'velocity', {}, 'curr_velocity', {}, ...
194     'mposition', {}, 'analyse', {}, 'dBA', {}, 'color', {}, ...
195     'linestyle', {});
196 legText= struct('text', {});
197 legText2= struct('text', {});
198 for iLC = 1:length(loadcaseInputstring)
199     Inputstring(iLC).date = loadcaseInputstring{iLC}{1};
200     Inputstring(iLC).location = loadcaseInputstring{iLC}{2};
201     Inputstring(iLC).leader = loadcaseInputstring{iLC}{3};
202     Inputstring(iLC).condition = loadcaseInputstring{iLC}{4};
203     Inputstring(iLC).velocity = loadcaseInputstring{iLC}{5};
204     Inputstring(iLC).curr_velocity = loadcaseInputstring{iLC}{6};
205     Inputstring(iLC).mposition = loadcaseInputstring{iLC}{7};
206     Inputstring(iLC).color = loadcaseInputstring{iLC}{8};
207     Inputstring(iLC).linestyle = loadcaseInputstring{iLC}{9};
208     Inputstring(iLC).analyse = loadcaseInputstring{iLC}{10};
209     Inputstring(iLC).dBA = loadcaseInputstring{iLC}{11};
210
211     if length(loadcaseInputstring{iLC})==12
212         Inputstring(iLC).AreaWeighted = loadcaseInputstring{iLC}{12};
213     end
214 end
215
```

```
216 if strcmpi(Inputstring(1).analyse, 'APS') ||...
217     strcmpi(Inputstring(1).analyse, '1/3octave') ||...
218     strcmpi(Inputstring(1).analyse, 'APS_difference') ||...
219     strcmpi(Inputstring(1).analyse, '1/12octave') ||...
220     strcmpi(Inputstring(1).analyse, 'APS_OMcutoff') ||...
221     strcmpi(Inputstring(1).analyse, '1/3octave_OMcutoff') ||...
222     strcmpi(Inputstring(1).analyse, 'APS_OM+HScutoff')
223 % Control function for APS, 1/3octave, 1/12octave, APS_difference,...
224 %     APS_OMcutoff, 1/3octave_OMcutoff, APS_OM+HScutoff
225 control_ab(mdInfo, Inputstring, picname, ax_y, ax_x, x_ax_scal,...
226     m_shift, b_shift, min_f_linien, window, f_shift, OM_shape,...
227     OM_rL, HS_shape, HS_rL)
228 elseif strcmpi(Inputstring(1).analyse, 'Campbel')
229     % Control function for Campbel
230     control_campbel(mdInfo, Inputstring, picname, ax_y, ax_x,...
231         x_ax_scal, m_shift, b_shift, min_f_linien, window, f_shift)
232 elseif strcmpi(Inputstring(1).analyse, 'stat_aw_f') ||...
233     strcmpi(Inputstring(1).analyse, 'stat_aw_v')
234 % Control function for statistical analyses
235 control_stat_aw(mdInfo, Inputstring, picname, ax_y, ax_y_2,...
236     ax_x, x_ax_scal)
237 elseif strcmpi(Inputstring(1).analyse, 'bar_chart')
238     % Control function for bardigramm
239     control_bar_chart(mdInfo, Inputstring, picname, ax_y, ax_x,...
240         x_ax_scal, min_f_linien, n)
241 else
242     % Control function for V analyses
243     control_v(mdInfo, Inputstring, picname, ax_y, ax_x, x_ax_scal, f_range)
244 end
```

Die jeweiligen Untersuchungen werden über eine Reihe von Matlab M-Files ausgeführt. Die folgenden Strukturdiagramme zeigen, welche M-Files für diverse Untersuchungen verwendet werden.

Das Einlesen der Universal Files wird über folgende Matlab-File-Struktur durchgeführt:

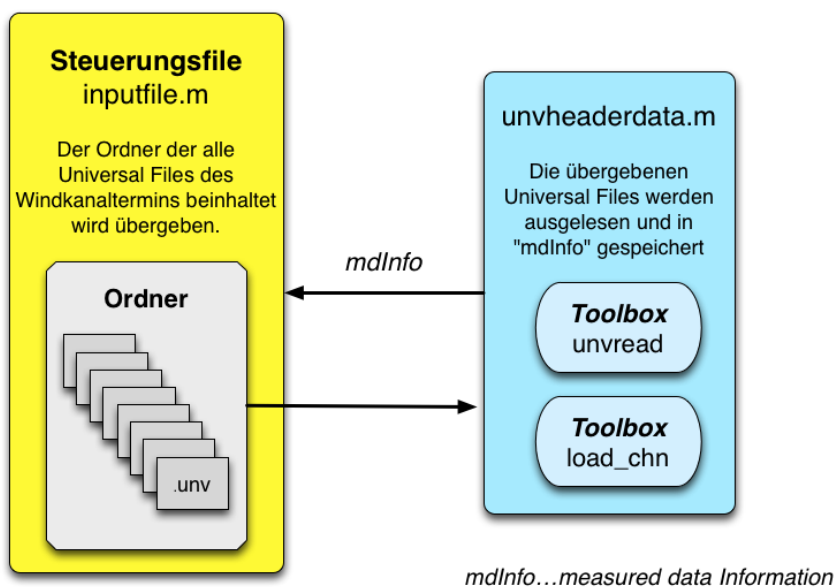


Abbildung A.5: Einlesen der Universal Files in Matlab (Flussdiagramm)

Unterscheidung Akustik - Hydrodynamik durch A/B-Vergleich wird mit Hilfe folgender Matlab-Files ausgeführt:

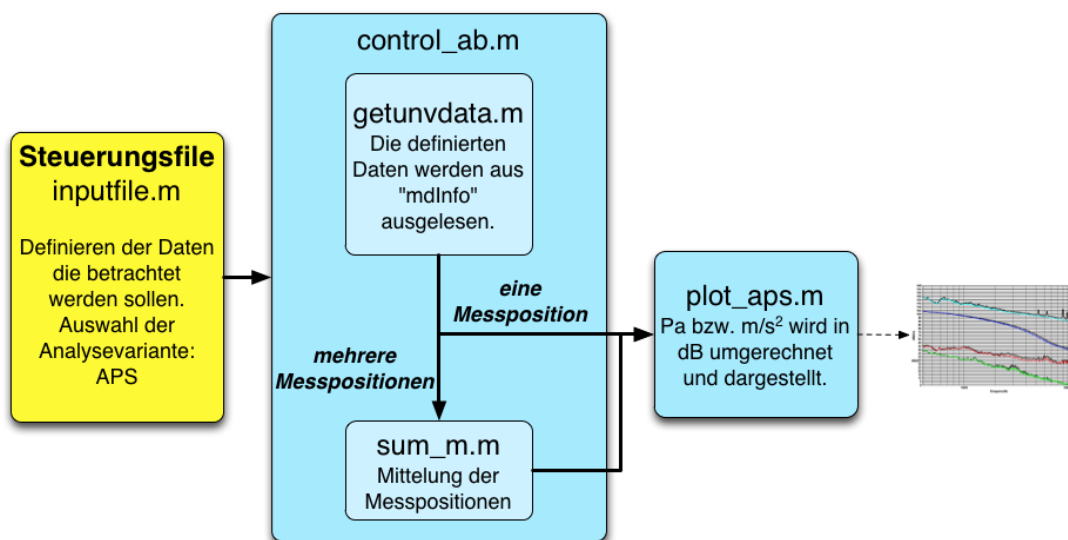


Abbildung A.6: Unterscheidung Akustik - Hydrodynamik durch A/B-Vergleich (Flussdiagramm)

Die Cutoff-Korrektur der Oberflächenmikrofone wird durch folgende Matlab-File-Struktur durchgeführt:

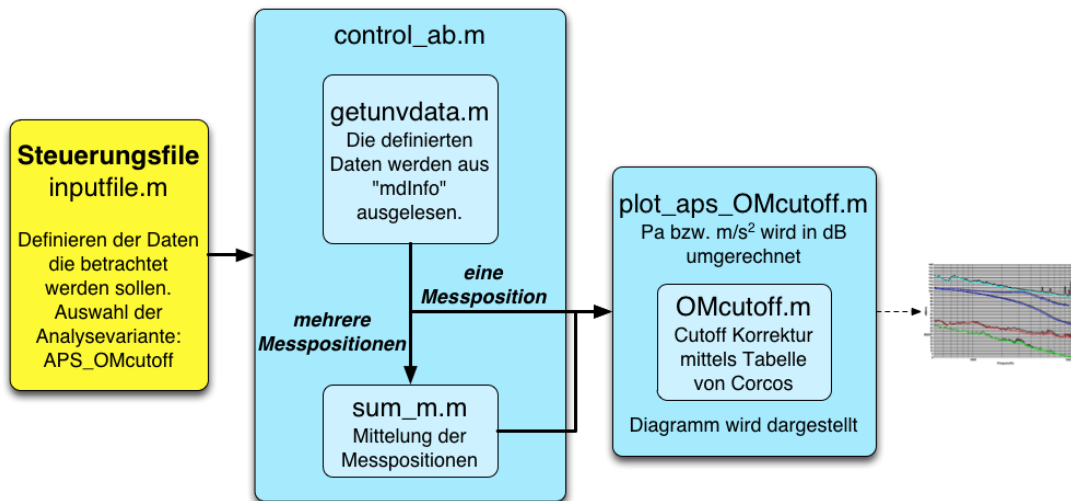


Abbildung A.7: Unterscheidung Akustik - Hydrodynamik durch A/B-Vergleich mit Cutoff-Korrektur (Flussdiagramm)

Die Darstellung der Oberflächenmikrofon- und Beschleunigungssensorggruppen erfolgt mit diesen Matlab-Files:

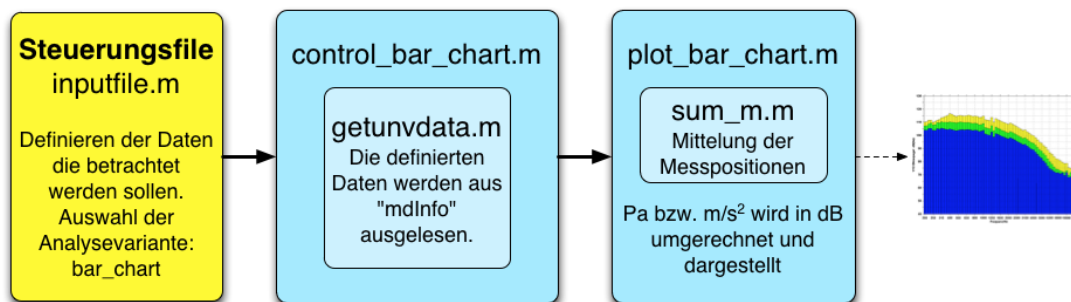


Abbildung A.8: Unterscheidung Akustik - Hydrodynamik durch A/B-Vergleich, Balkendiagramme der Oberflächenmikrofone und Beschleunigungssensoren (Flussdiagramm)

Sowohl die Campbell-Diagrammdarstellung einer Designvariante als auch die Differenzdarstellung von zwei Varianten erfolgt über folgende Matlab-File-Struktur. Dazu wird unterschieden ob im Steuerungsfile eine oder zwei Varianten definiert wurden.

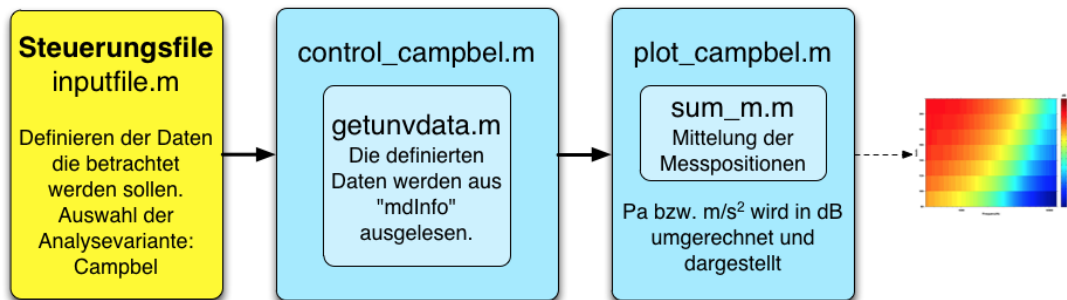


Abbildung A.9: Unterscheidung Akustik - Hydrodynamik durch A/B-Vergleich, Campbell-Diagramme (Flussdiagramm)

Unterscheidung Akustik - Hydrodynamik durch Untersuchung der v -Abhängigkeit der Indikator- und Zielgrößen wird mit Hilfe dieser Matlab-Files durchgeführt:

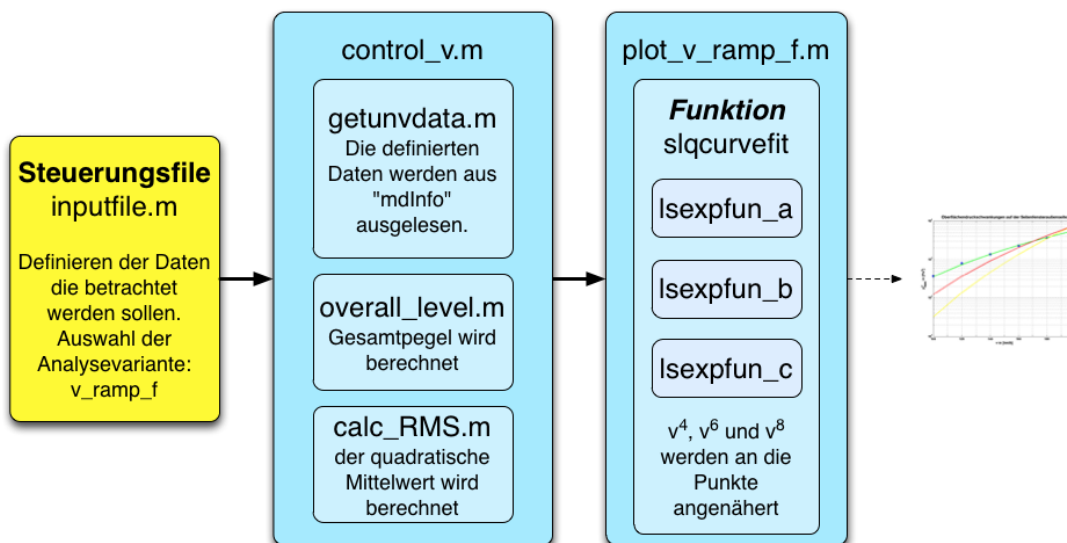


Abbildung A.10: Unterscheidung Akustik - Hydrodynamik durch Untersuchung der v -Abhängigkeit (Flussdiagramm)

Statistische Auswertung der Oberflächenmikrofone und der Beschleunigungsaufnehmer (Mittelwert und Standardabweichung) erfolgt mit dieser Matlab-File-Struktur:

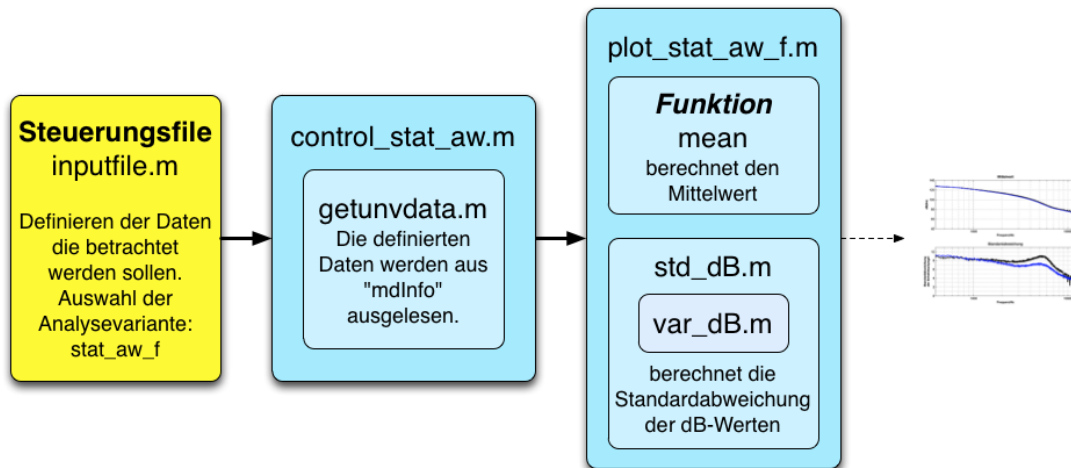


Abbildung A.11: Statistische Auswertung der Oberflächenmikrofone und Beschleunigungssensoren (Flussdiagramm)

A.3 Inhaltsverzeichnis der beigelegten CD (Diagramme)

Die Diagramme sind mit folgenden Abkürzungen beschriftet:

HS...	Hohlspiegel
OM...	Oberflächenmikrofon
BS...	Beschleunigungssensoren
IR...	Innenraummikrofon
BZ01...	Serienstand
BZ02...	ohne Seitenspiegel
BZ03...	vergrößerte Spiegelkappe (Hinterkante)
BZ04...	A-Säule, zusätzliche Abrisskante
SN...	Spiegelnachlauf
AS...	A-Säulenwirbelaufschlag
HB...	hinterer Bereich der Seitenscheibe

Die Geschwindigkeiten werden mit 100, 120, ..., 200 angegeben.

6_1 Unterscheidung Akustik - Hydrodynamik durch A/B-Vergleiche

6_1_1 Mittelung Oberflächenmikrofone / Beschleunigungssensoren

1. BZ01_BZ02_100	7. BZ01_BZ03_100	13. BZ01_BZ04_100
2. BZ01_BZ02_120	8. BZ01_BZ03_120	14. BZ01_BZ04_120
3. BZ01_BZ02_140	9. BZ01_BZ03_140	15. BZ01_BZ04_140
4. BZ01_BZ02_160	10. BZ01_BZ03_160	16. BZ01_BZ04_160
5. BZ01_BZ02_180	11. BZ01_BZ03_180	17. BZ01_BZ04_180
6. BZ01_BZ02_200	12. BZ01_BZ03_200	18. BZ01_BZ04_200

6_1_2 Aufteilung von Oberflächenmikrofonen und Beschleunigungssensoren in Gruppen

1. BZ01_BZ02_100	7. BZ01_BZ03_100	13. BZ01_BZ04_100
2. BZ01_BZ02_120	8. BZ01_BZ03_120	14. BZ01_BZ04_120
3. BZ01_BZ02_140	9. BZ01_BZ03_140	15. BZ01_BZ04_140
4. BZ01_BZ02_160	10. BZ01_BZ03_160	16. BZ01_BZ04_160
5. BZ01_BZ02_180	11. BZ01_BZ03_180	17. BZ01_BZ04_180
6. BZ01_BZ02_200	12. BZ01_BZ03_200	18. BZ01_BZ04_200

6_1_2_1 Balkendiagrammdarstellung der Oberflächenmik. und Beschleunigungs.

1. OM_BZ01_140	4. OM_BZ04_140	7. BS_BZ03_140
2. OM_BZ02_140	5. BS_BZ01_140	8. BS_BZ04_140
3. OM_BZ03_140	6. BS_BZ02_140	

6_1_3 Campbell-Diagramme

1. HS_BZ01	7. OM_BZ03	13. IR_BZ01
2. HS_BZ02	8. OM_BZ04	14. IR_BZ02
3. HS_BZ03	9. BS_BZ01	15. IR_BZ03
4. HS_BZ04	10. BS_BZ02	16. IR_BZ04
5. OM_BZ01	11. BS_BZ03	
6. OM_BZ02	12. BS_BZ04	

6_1_4 Differenzdarstellung der Campbell-Diagramme

1. HS_BZ01_BZ02	5. OM_BZ01_BZ03	9. BS_BZ01_BZ04
2. HS_BZ01_BZ03	6. OM_BZ01_BZ04	10. IR_BZ01_BZ02
3. HS_BZ01_BZ04	7. BS_BZ01_BZ02	11. IR_BZ01_BZ03
4. OM_BZ01_BZ02	8. BS_BZ01_BZ03	12. IR_BZ01_BZ04

6_1_5 Cutoff-Korrektur der Oberflächenmikrofone

1. BZ01_BZ02_140	2. BZ01_BZ03_140	3. BZ01_BZ04_140
------------------	------------------	------------------

6_2 Unterscheidung Akustik - Hydrodynamik durch Untersuchung der v -Abhängigkeit der Zielgrößen

6_2_0 Mittelung Oberflächenmikrofone / Beschleunigungssensoren

1. HS_BZ01	7. OM_BZ03	13. IR_BZ01
2. HS_BZ02	8. OM_BZ04	14. IR_BZ02
3. HS_BZ03	9. BS_BZ01	15. IR_BZ03
4. HS_BZ04	10. BS_BZ02	16. IR_BZ04
5. OM_BZ01	11. BS_BZ03	
6. OM_BZ02	12. BS_BZ04	

6_2_1 Aufteilung von Oberflächenmikrofone und Beschleunigungssensoren in Gruppen

1. OM_BZ01_SN	8. OM_BZ03_AS	15. BS_BZ02_SN
2. OM_BZ01_AS	9. OM_BZ03_HB	16. BS_BZ02_HB
3. OM_BZ01_HB	10. OM_BZ04_SN	17. BS_BZ03_SN
4. OM_BZ02_SN	11. OM_BZ04_AS	18. BS_BZ03_HB
5. OM_BZ02_AS	12. OM_BZ04_HB	19. BS_BZ04_SN
6. OM_BZ02_HB	13. BS_BZ01_SN	20. BS_BZ04_HB
7. OM_BZ03_SN	14. BS_BZ01_HB	

6_3 Statistische Auswertung der Oberflächenmikrofone und der Beschleunigungssensoren (Mittelwert und Standardabweichung)

6_3_1_1 Darstellung aller Geschwindigkeiten

1. OM_BZ01	4. OM_BZ04	7. BS_BZ03
2. OM_BZ02	5. BS_BZ01	8. BS_BZ04
3. OM_BZ03	6. BS_BZ02	

6_3_1_2 A/B-Vergleich der Mittelwerte und Standardabweichungen

1. OM_BZ01_BZ02_140	3. OM_BZ01_BZ04_140	5. BS_BZ01_BZ03_140
2. OM_BZ01_BZ03_140	4. BS_BZ01_BZ02_140	6. BS_BZ01_BZ04_140

6_3_2 Darstellung über die Geschwindigkeit

1. OM_BZ01_BZ02	3. OM_BZ01_BZ04	5. BS_BZ01_BZ03
2. OM_BZ01_BZ03	4. BS_BZ01_BZ02	6. BS_BZ01_BZ04

