

Lehrstuhl für Mensch-Maschine-Kommunikation der
Technischen Universität München

Simulation von Schallfeldern am Kraftfahrzeug

Dipl.-Phys. Stephan Demmerer

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Elektrotechnik und
Informationstechnik
der
Technischen Universität München
zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Naturwissenschaften
genehmigten Dissertation

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. K. Antreich

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.rer.nat. M. Lang
2. Univ.-Prof. Dr.rer.nat. H. Kinder

Die Dissertation wurde am 26.11.2001 bei der Technischen Universität
München eingereicht und durch die Fakultät für Elektrotechnik und
Informationstechnik am 21.03.2002 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter des Lehrstuhls für Mensch-Maschine-Kommunikation der Technischen Universität München. Dem Leiter dieses Lehrstuhls, Herrn Prof. Dr. Lang danke ich für die Betreuung meiner Arbeit. Er hat mir alle Freiheiten zur Steuerung meines Forschungsprojektes gegeben und war stets bereit, mich zu unterstützen.

Alle Arbeiten wurden bei der BMW Group in München durchgeführt. An dieser Stelle möchte ich Herrn Dr. Freymann für das Zustandekommen der Doktorarbeit danken. Er hat nicht nur das Projekt ins Leben gerufen, sondern auch die Zusammenarbeit mit der Technischen Universität München angeregt. Sein außergewöhnlich starkes Interesse an der Verfahrensentwicklung führten oft zu fruchtbaren Diskussionen.

Herrn Stryczek danke ich für seine Vorarbeit zu diesem Thema. Dies spiegelt sich an den vielen Stellen der Arbeit wieder, bei der seine Veröffentlichungen zitiert wurden. Darüber hinaus war er mein erster Ansprechpartner bei BMW, mit dem ich immer über numerische Probleme der Akustik reden konnte.

Herrn Tonhauser danke ich für seine umfangreiche Unterstützung meiner Arbeit. Als Leiter der Außengeräuschabteilung hat er mir über längere Zeiträume die Prüfstände freigehalten, die beste und modernste Messausrüstung bereitgestellt und seine erfahrene Mannschaft zur tatkräftigen Unterstützung motiviert. Für die daraus entstandene Kollegialität möchte ich mich vor allem bei der ganzen Außengeräuschabteilung bedanken. Ohne die Erfahrung und Unterstützung, die mir von allen entgegengebracht wurde, hätte ich nicht so gute Ergebnisse in so kurzer Zeit erzielen können. Obwohl oft unter Zeitdruck außergewöhnliche Messaufbauten realisiert werden mussten, verstanden es die Kollegen ein angenehmes Arbeitsklima zu verbreiten, so dass ich immer gerne und mit Freude zur Arbeit gegangen bin.

Besonderer Dank gilt meinem Freund Tomasz Jedraszek, der mich am Anfang meiner Arbeit bei der Hand nahm und mir das Arbeitsleben bei BMW gezeigt hat. Seine langjährigen Erfahrungen in der akustischen Messtechnik und sein Interesse an der Entwicklung des Innengeräuschverfahrens fruchteten nach langen gemeinsamen Diskussionen und Überlegungen in den geschilderten Innovationen. Er hat mich immer wieder von geistigen Höhenflügen auf den Boden der messtechnischen Machbarkeit heruntergeholt. Aufgrund seiner Erfahrungen zweifelte er die Ergebnisse so lange an, bis nach mehreren Verbesserungen die Ergebnisse plausibel wurden und mit seinem großen Erfahrungsschatz übereinstimmten.

Einen nicht unwesentlichen Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit verdanke ich den mitarbeitenden Diplomanden Jens Hohmann (FH-München, Note: „sehr gut“), Thomas Dögel (FH-Jena, Note „sehr gut“), sowie den Praktikanten Gero Ante (TU-Aachen) und Ulrich Messer (HTW-Mittweida). Ihr Fleiß und ihr Engagement hat diese Arbeit mit vorangebracht.

Schließlich möchte ich mich bei meiner Frau Sandra und meiner Tochter Anna dafür bedanken, dass sie mir vor allem in der angespannten Schlussphase der Arbeit den Rücken frei gehalten haben.

München, im November 2001,

Stephan Demmerer

Inhaltsverzeichnis:

1. Einleitung	1
1.1 Einführung in die Thematik	1
1.2 Gliederung der Arbeit.....	2
2. Transferpfadanalyse	3
2.1 Was versteht man unter Transferpfadanalyse?.....	3
2.1.1 Luftschall	4
2.1.2 Körperschall.....	5
2.1.3 Luft- und Körperschalltransferpfade.....	5
2.2 Transferpfadanalysemethoden.....	6
2.2.1 Körperschall-Transferpfadanalysemethoden	6
2.2.2 Luftschall-Transferpfadanalysemethoden.....	9
3. Simulation von Schallfeldern	13
3.1 Aufnahme und Reproduktion von Schallfeldern	13
3.2 Prinzipversuch	18
3.3 Gleichungssystem zur Simulation von Schallfeldern	19
3.3.1 Kohärente Betragsmethode.....	21
3.3.2 Inkohärente Methode	22
3.3.3 Teilkohärente Methode	23
3.4 Wege zur Lösung des Gleichungssystems	24
3.4.1 Differenzenmethode.....	25
3.4.2 Quotientenmethode.....	27
3.4.3 Logarithmische Quotientenmethode	29
3.5 Ideale Anzahl der Beschallungsquellen.....	33
3.6 Zusammenfassung.....	36
4. Verfahren zur Lokalisierung von Schallquellen	37
4.1 Lokalisierung von Schallquellen - Stand der Technik	37
4.2 Räumliches Auflösungsvermögen bei der Lokalisierung von Schallquellen	38
4.3 Quellenlokalisierung mittels Schallfeldsimulation	40
4.3.1 Prinzip des Verfahrens.....	40
4.3.2 Anwendung im Prinzipversuch.....	43
4.3.3 Bestimmung des Auflösungsvermögens.....	44
4.3.4 Theoretisches Auflösungsvermögen	46
4.3.5 Kohärente und inkohärente Quellen	46
4.4 Diskussion und Zusammenfassung	48

5. Transferpfadanalyse für das Außengeräusch	49
5.1 <i>Das Fahrzeugaußengeräusch</i>	49
5.1.1 Gesetzesvorschriften	49
5.1.2 Messvorschrift ISO 362	50
5.1.3 Außengeräuschprüfstand.....	51
5.1.4 Geräuschkomponentenanalyse.....	52
5.2 <i>Schallfeldsimulation für das Fahrzeugaußengeräusch.....</i>	53
5.2.1 Motivation des Verfahrens.....	53
5.2.2 Grundidee.....	54
5.2.3 Experimenteller Aufbau.....	57
5.2.4 Simulationsablauf und Auswertungsprogramme	58
5.3 <i>Diskussion geeigneter Berechnungsmethoden.....</i>	61
5.3.1 Kohärenzbetrachtungen	61
5.3.2 Vergleich zwischen Simulation und Komponentenanalyse.....	63
5.3.3 Ergebnis	65
5.4 <i>Simulation einzelner Schallquellen.....</i>	66
5.4.1 Mündungsgeräuschuntersuchungen	66
5.4.2 Reifenuntersuchungen.....	68
5.4.3 Weitere Untersuchungen zum Reifen-Fahrbahngeräusch	70
5.5 <i>Verfahren zur Simulation des Motorgeräusches.....</i>	70
5.5.1 Transferpfadanalyse im Motorprüfstand.....	73
5.5.2 Simulation des Motorgeräusches am Gesamtfahrzeug	75
5.5.3 Kontrollmessung zur Überprüfung der Simulation.....	77
5.5.4 Zusammenfassung: Vom Motorprüfstand zur Vorbeifahrt.....	78
5.5.5 Transferpfadanalyse im Außengeräuschprüfstand.....	79
5.5.6 Simulation des Motorgeräusches im Motorprüfstand	81
5.5.7 Vergleich mit Kontrollmessung.....	81
5.5.8 Zusammenfassung: Von der Vorbeifahrt in den Motorprüfstand.....	82
5.6 <i>Schallquellenortung am Gesamtfahrzeug</i>	83
5.7 <i>Schallfeldsimulation am Gesamtfahrzeug.....</i>	85
5.8 <i>Vorausberechnung von veränderten Schallfeldern.....</i>	87
5.8.1 Gesamtfahrzeug mit verändertem Mündungsgeräusch.....	89
5.8.2 Gesamtfahrzeug mit verändertem Katalysatorgeräusch	90
5.9 <i>Leistungsbeurteilung und Fehlerdiskussion</i>	93
5.10 <i>Zusammenfassung.....</i>	94

6. Schallfeldsimulation für das Fahrzeuginnengeräusch	96
6.1 <i>Die Entstehung des Fahrzeuginnengeräusches</i>	96
6.1.1 Luft- und Körperschall.....	96
6.1.2 Der Hallraum zur Messung der Fahrzeugdämmung.....	97
6.2 <i>Schallfeldsimulation für das Fahrzeuginnengeräusch</i>	100
6.2.1 Motivation des Verfahrens.....	101
6.2.2 Die erste Idee des Verfahrens	102
6.2.3 Anmerkungen zum Verfahren.....	104
6.2.4 Allgemeine Berechnung der lokalen Empfindlichkeit.....	105
6.3 <i>Versuchsdurchführung</i>	106
6.3.1 Experimenteller Aufbau.....	107
6.3.2 Software zur Berechnung und Auswertung	108
6.4 <i>Diskussion geeigneter Berechnungsverfahren</i>	109
6.4.1 Vergleich der Schallfeldsimulation.....	110
6.4.2 Schallfeld zwischen den Mikrofonpositionen.....	111
6.4.3 Vergleich der ermittelten Innengeräusche	112
6.4.4 Ergebnis	114
6.5 <i>Auffindung geeigneter Beschallungspositionen</i>	114
6.6 <i>Methode vieler Beschallungspositionen</i>	114
6.6.1 Reproduzierbarkeit.....	115
6.6.2 Abänderung des Verfahrens.....	117
6.7 <i>Normierungsmethode</i>	119
6.7.1 Problem der stehenden Wellen	119
6.7.2 Einführung einer Normierungsmessung	120
6.7.3 Rechnerische Schalldrucknormierung	121
6.7.4 Ergebnisse	123
6.8 <i>Leistungsbeurteilung und Fehlerdiskussion</i>	126
6.8.1 Innengeräusch und Hallraumtestgeräusch	126
6.8.2 Lokale Dämmung und Fenstermethode	127
6.8.3 Auffindung lokaler Veränderungen	128
6.9 <i>Zusammenfassung</i>	129
7. Zusammenfassung und Ausblick.....	132
7.1 <i>Zusammenfassung</i>	132
7.2 <i>Ausblick</i>	132
7.2.1 Außengeräuschanalyse und Berechnung	132
7.2.2 Innengeräuschanalyse und Berechnung.....	134
8.Literatur.....	135
Anhang A Beweis zur Pseudoinversen.....	143
Anhang B Partielle Ableitungen zu allen Minimierungsaufgaben.....	144

Verwendete Abkürzungen:

Bezeichnung	ggf. Einheit	Beschreibung
$a(f)$		Allgemeine Lautsprecheranregung ohne Einheit
AGP		Außengeräuschprüfstand
α_B		Schallabsorptionsgrad des Bodens
c	m/s	Schallgeschwindigkeit in Luft = 334 m/s
d	m	Abstand
$d(\lambda)$	m	Räumliches Auflösungsvermögen
f	1/s (Hz)	Frequenz
f_g	1/s (Hz)	Grenzfrequenz
FEM		Finite-Elemente-Methode
FFT		Fast-Fourier-Transformation
$\Phi_{fg}(t)$	Pa ²	Kreuzkorrelationsfunktion
$\Phi_{ff}(t)$	Pa ²	Autokorrelationsfunktion
$\gamma^2(\omega)$		Kohärenzfunktion
$k=1,2,\dots,K$		Index für Mikrofone wobei K = Anzahl der Mikrofone
KAT		Katalysator
L_p	dB	Schalldruckpegel
L_p	dB	Schalleistungspegel
$l=1,2,\dots,L$		Index für Beschallungspositionen, L = Anzahl der Positionen
λ	m	Wellenlänge
$m=1,2,\dots,M$		Index für Innenmikrofon, M = Anzahl der Innenmikrofone
MKS		Mehr-Körper-System
MPSt		Motorprüfstand
MSD		Mittelschalldämpfer
NAH		Akustischen Nahfeldholografie
NSD		Nachschalldämpfer
ω	1/s (Hz)	Kreisfrequenz $\omega = 2 \pi f$
p	Pa	Schalldruck
p_o	Pa	Norm- oder Bezugsschalldruck $p_o = 20 \mu\text{Pa}$
P	W	Abgestrahlte Schalleistung
pinv		Operation der Pseudoinversen
ρ		Reflexionsgrad
SEA		Statistische Energieanalyse
$S_{fg}(\omega)$	W·s	Spektrale Kreuzleistungsdichte
$S_{ff}(\omega)$	W·s	Spektrale Autokorrelationsleistungsdichte
t	s	Zeit
T	verschieden	Transferfunktion, T = Antwort / Anregung
TPA		Transferpfadanalyse
z	verschieden	Zielfunktion

1. Einleitung

1.1 Einführung in die Thematik

Kraftfahrzeuge sind ursprünglich dazu geschaffen worden, Menschen und Material von einem Ort zum anderen zu transportieren, ohne dabei übermäßige körperliche Anstrengungen aufbringen zu müssen. Die Faszination jedoch, die vom Fahrzeug ausgeht, beruht vielmehr auf dem Fahrgefühl, das der Benutzer eines Fahrzeugs erlebt. Neben der Geschwindigkeit und der Beschleunigung nimmt der Mensch dabei die Optik und die Akustik des Fahrzeugs wahr und verbindet alles miteinander zu einem umfassenden Fahrerlebnis. Von der Akustik erwartet der Fahrer ein, dem Fahrzeug angemessenes Geräusch. Während der Lenker eines Sportwagens den lauten, kernigen Sound des Motors schätzt, fühlt sich der Fahrgast einer Luxuslimousine durch zu laute Geräusche eher belästigt [ISH00]. Die Fahrzeughersteller sind daher sehr bemüht, den Erwartungen ihrer Kunden zu entsprechen oder sie sogar zu übertreffen. Dazu werden Forschungs- und Entwicklungsabteilungen betrieben, die mit viel Aufwand das Fahrgeräusch immer weiter optimieren und neue Erkenntnisse und Erfahrungen auf dem Gebiet der Fahrzeugakustik sammeln und umsetzen. Hier bietet sich ein ideales Umfeld zur Forschung und Entwicklung von Verfahren zur Analyse und Berechnung der Fahrzeugakustik.

Kraftfahrzeuge stoßen jedoch nicht nur auf Begeisterung. Der stolze Besitzer eines Sportwagens liebt zwar das kraftvolle Geräusch seines PS-starken Motors, für Passanten oder Anwohner einer stark befahrenen Straße stellt dies jedoch eine Belästigung dar [LEN95]. Um diese Belastung einzuschränken, hat der Gesetzgeber schon frühzeitig Grenzwerte für das Fahrzeugaußengeräusch vorgeschrieben [STV37],[ISO97]. Akustisches Ziel der Fahrzeugentwicklung ist also einerseits das vom Kunden geforderte Geräusch im Innenraum zu realisieren und gleichzeitig die vom Gesetzgeber vorgeschriebenen Grenzwerte für das Außengeräusch zu erfüllen.

Aufgrund jahrzehntelanger Forschungsarbeiten sind die Fahrzeuge inzwischen so weit entwickelt, dass sich eine Verbesserung der akustischen Eigenschaften immer schwieriger gestaltet. Nur mit neuen Analyse- und Berechnungsmethoden lassen sich in Zukunft weitere Verbesserungen erzielen. Die vorliegende Doktorarbeit befasst sich mit der Möglichkeit, mittels Simulationen von Schallfeldern, Verfahren zu entwickeln, die zur Lösung der akustischen Probleme sowohl im Innenbereich als auch im Außenbereich von Fahrzeugen wichtige Informationen liefern können. Zudem sollen die akustischen Auswirkungen von baulichen Veränderungen am Fahrzeug vorausberechnet werden, so dass in Zukunft das Fahrzeuggeräusch einer Fahrzeugneuentwicklung schon in einer sehr frühen Phase abgeschätzt werden kann.

Das Fahrzeugaußengeräusch setzt sich zusammen aus dem Geräusch etlicher Teilschallquellen wie Motor, Auspuffanlage, Reifen etc. Zur Verringerung des Gesamtpegels ist es notwendig, die Beiträge jeder einzelnen Schallquelle zu kennen, denn aufgrund der logarithmischen Wahrnehmung des Schalldrucks ist es sinnvoll, nur an den lautesten Teilschallquellen eine pegelreduzierende Maßnahme anzusetzen. Darüber hinaus kann man mit der Kenntnis über die Beiträge aller Einzelschallquellen auf das Geräusch zukünftiger Fahrzeuggenerationen schließen oder akustische Zielwerte für jede Einzelschallquelle zukünftiger Fahrzeuge erstellen. Aus dieser Motivation heraus ist mit der vorliegenden Arbeit ein Verfahren entwickelt worden, mit dem Ziel, die Beiträge der Einzelschallquellen auf einfache Art herauszufinden. Mit Hilfe von Lautsprecherbeschallungen am Fahrzeug und anschließenden

Berechnungen lässt sich aus den gemessenen Daten auf die Beiträge der Teilschallquellen schließen.

Beim Fahrzeuginnengeräusch stehen andere Gesichtspunkte im Vordergrund. Das Geräusch wird hier einerseits durch den sog. Luftschall erzeugt, andererseits wird ein Anteil auch durch Körperschall, also Schall der sich über Schwingungen der Karosserie fortpflanzt und erst im Innenraum der Fahrgastzelle über die Luft an das Ohr der Fahrgäste gelangt. Hierzu wurde, aufbauend auf die Arbeiten von Stryczek et. al. [STR98] ein Verfahren entwickelt, welches den Körperschallanteil und den Luftschallanteil am Gesamtgeräusch ermittelt. Damit ist es auch möglich, den Luftschall im Inneren eines Fahrzeugs für beliebige Schallfelder im Außenbereich vorherzubestimmen. Weiterhin kann das Verfahren Aussagen über den Ort des Luftschalleintritts durch die Karosserie machen und somit deren Schwachstellen aufzeigen.

1.2 Gliederung der Arbeit

Zunächst werden in dieser Arbeit Grundbegriffe definiert und ein umfassender Überblick zum Stand der Technik aufgezeigt. Die gängigsten Methoden und Verfahren zur Analyse und Berechnung des Fahrzeuggeräusches werden hier sortiert dargelegt.

Im Anschluss wird die Idee der Simulation von Schallfeldern in allgemeiner Form besprochen. Mehrere Berechnungsmethoden werden erarbeitet und deren Wirkungsweise miteinander verglichen. Anhand eines Modellversuchs werden die theoretischen Überlegungen überprüft.

Im vierten Kapitel wird ein Verfahren zur Lokalisierung von Schallquellen erarbeitet. Ausgehend von den Überlegungen des vorangegangenen Kapitels werden durch Schallfeldsimulationen die Positionen der Quellen bestimmt. Ebenso wird die Wirkungsweise dieses Verfahrens anhand eines Prinzipversuchs getestet.

Praktische Anwendungen finden diese theoretischen Überlegungen zunächst bei der Realisierung eines Verfahrens zur Außengeräuschanalyse. Im fünften Kapitel werden die einzelnen Entwicklungsschritte geschildert, wobei die vorangegangenen Überlegungen bei dieser Anwendung bestätigt werden.

Die zweite Anwendung wird im sechsten Kapitel beschrieben. Hier wird die Forschungs- und Entwicklungsarbeit zu einem Verfahren der Innengeräuschanalyse dokumentiert. Auch hier erweist sich die Leistungsfähigkeit der Schallfeldsimulationen.

Mit dem Hinweis auf weitere Anwendungsmöglichkeiten rundet der Ausblick diese Arbeit ab.

2. Transferpfadanalyse

Die in der vorliegenden Arbeit entwickelten Verfahren zur Simulation von Schallfeldern basieren auf den Methoden der Transferpfadanalyse. Dazu soll in diesem Kapitel der Stand der Technik aufgezeigt und Begriffe aus dem Bereich der Transferpfadanalyse definiert werden.

2.1 Was versteht man unter Transferpfadanalyse?

Schallquellen sind dadurch charakterisiert, dass sie Schwingungen erzeugen, die sich über ein Medium ausbreiten, um zu guter Letzt an ein Schallmessgerät zu gelangen. Als Schall bezeichnet man dabei nur Schwingungen, die im Frequenzbereich zwischen 16 und 20000 Hz¹ liegen, denn dann sind sie nämlich vom menschlichen Ohr wahrnehmbar [ABC89]. Damit die Schwingungen gehört werden, müssen sie außerdem über die Luft an das menschliche Ohr übertragen werden². Die Schwingungen müssen sich also über einen bestimmten Weg von der Schallquelle zum Ohr hin ausbreiten. Die Ausbreitungswege vom Sender zum Empfänger nennt man Transferpfade. Die Aufgabe der Transferpfadanalyse ist es, diesen vibro-akustischen Energiefluss von einer oder mehrerer Quellen über verschiedene Transferpfade hinweg zu einem Empfänger hin aufzudecken.

Soll das Geräusch beim Empfänger reduziert werden, so kann man entweder an der Schallquelle selbst Maßnahmen zur Geräuschreduzierung einleiten oder die Transferpfade von der Schallquelle zum Empfänger so modifizieren, dass auf dem Weg ein höherer Verlust der Schallintensität auftritt. Als Beispiel sei die Belastung einer Wohnung durch Straßenverkehrslärm genannt: Entweder werden die Autos (=Schallquellen) leiser gemacht, oder man schließt einfach das Fenster (=Transferpfad). Allerdings ist die Maßnahme des Fensterschließens nur dann wirkungsvoll, wenn das Geräusch tatsächlich durch das offene Fenster in die Wohnung eingedrungen ist, also wenn es sich hierbei um den geräuschdominierenden Transferpfad gehandelt hat. Hingegen ist bei komplexeren Systemen aus Schallquellen und Transferpfaden, wie z.B. dem Innengeräusch eines Kraftfahrzeugs, oftmals eine detaillierte Geräuschanalyse notwendig (Abb.2.1-1).

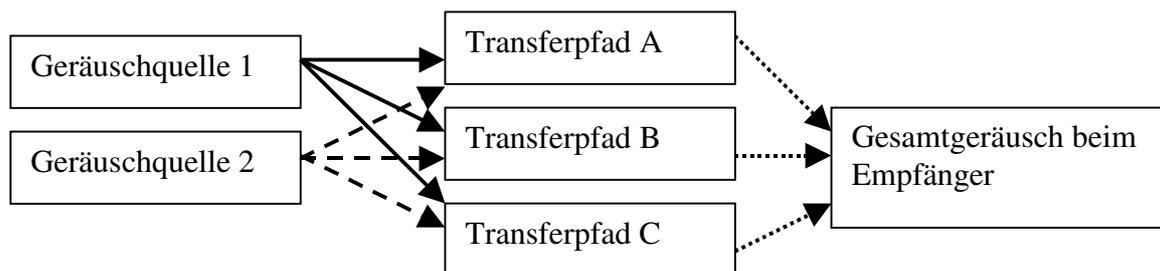


Abbildung 2.1-1: Geräuschanalyse: Das Geräusch bestimmter Schallquellen breitet sich über verschiedene Transferpfade zum Empfänger hin aus. Bei einer Geräuschanalyse untersucht man die Geräuschanteile aller Geräuschquellen und deren Transferpfade.

¹ Schwingungen mit Frequenzen kleiner als 16 Hz bezeichnet man als Infraschall, bei über 20 KHz spricht man von Ultraschall.

² Man kann sich auch in einem anderen Gas oder unter Wasser aufhalten, um zu hören. In der vorliegenden Arbeit wird jedoch immer von einem Menschen im Alltagsleben (z.B. als Verkehrsteilnehmer) ausgegangen.

Oftmals ist eine vollständige Geräuschanalyse nicht notwendig. Im Fall der straßenlärm-belasteten Wohnung kann der Einzelne an den Geräuschquellen sowieso nichts ändern. Die einzige Möglichkeit, die Lärmbelastung zu bekämpfen, ist eine Veränderung der Transferpfade³. Man muss also eine Transferpfadanalyse durchführen, um den Geräuscheintritt in die Wohnung analysieren und eventuelle Undichtigkeiten aufspüren zu können.

Bei einer solchen Transferpfadanalyse stößt man auf zwei Typen von Transferpfaden: die Luftschall- und die Körperschalltransferpfade. Aufgrund der Wichtigkeit dieser Unterscheidung für die weitere Arbeit sollen in den folgenden Unterkapiteln diese beiden Transferpfadtypen genauer definiert werden.

2.1.1 Luftschall

Im Allgemeinen ist eine Geräuschquelle ein schwingender Körper, der die ihn umgebende Luft zu Schwingungen anregt. Die so entstehende Schallwelle pflanzt sich in der Luft fort und versetzt schlussendlich den Schwingkörper (meist eine Membran) eines Messgerätes in Bewegung. Das auf diese Art detektierte Geräusch nennt man Luftschall.

Ein Geräusch wird auch dann als Luftschall bezeichnet, wenn es auf dem Weg zwischenzeitlich in Körperschall umgewandelt wurde. Zur Veranschaulichung dient das Beispiel eines Weckers, der unter einer Glasglocke steht (Abb. 2.1-2):

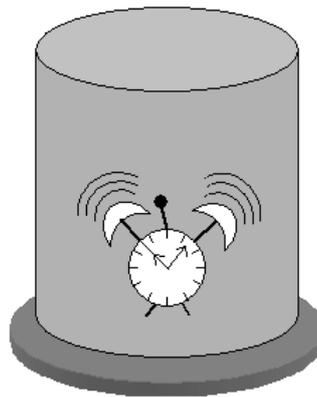


Abbildung 2.1-2: Ein Wecker dient als Schallquelle und steht unter einer Glasglocke. (Vgl. Text)

Selbst wenn die Glasglocke dicht abgeschlossen ist, hört man das Läuten des Weckers noch. Die Luft unter der Glocke wird nämlich in Schwingung versetzt, die schwingende Luft regt die Glasglocke zu Schwingungen an, die ihrerseits wieder die Luft außerhalb der Glocke in Schwingung versetzt. So breitet sich die Schallwelle weiter aus, bis sie das Ohr erreicht. Evakuiert man hingegen die Glasglocke, so entsteht keine Schallwelle in der Umgebung des Weckers. Die Glasglocke wird dann nicht mehr zu Schwingungen angeregt und emittiert somit auch keinen Schall in die Umgebung.

Der Begriff Luftschall bezieht sich in der vorliegenden Arbeit auf das erste Teilstück des Transferpfades: wenn die sich in der Luft fortpflanzende Schallwelle direkt an den Quellen entsteht, so spricht man von Luftschall. Dies wird im folgenden Unterkapitel gleich noch deutlicher.

³ Man kann hier an eine Verbesserung der Fenster- und Türdichtungen denken. Vielleicht ist sogar eine Schwingungsisolierung des kompletten Hauses notwendig, um den Lärm durch schwere Fahrzeuge zu bekämpfen.

2.1.2 Körperschall

Im Gegensatz zum oben definierten Luftschall, wird Körperschall nicht an der primären Schallquelle über die Luft abgestrahlt. Wie der Name schon sagt, breitet sich Körperschall zunächst in einem Körper aus [CRE67]. Um im obigen Bild zu bleiben, wird eine Stange zwischen Wecker und Glasglocke angebracht (Abb. 2.1-3):

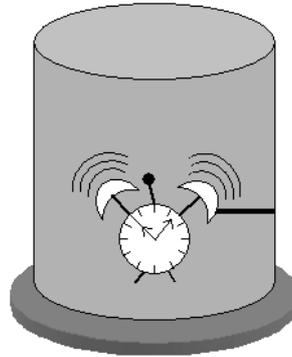


Abbildung 2.1-3: Der Wecker ist nun mit einer Stange mit der Glasglocke verbunden. Über die Stange wird die Glasglocke zusätzlich zu Schwingungen angeregt. Auch wenn die Glocke evakuiert ist, ist das Klingelgeräusch des Weckers hörbar.

Der vibrierende Wecker überträgt seine Schwingungen nun zusätzlich über die Stange an die Glasglocke. Diese fängt wiederum zu schwingen an und emittiert ihrerseits Schallwellen in die Umgebung. Selbst wenn die Glasglocke evakuiert ist, kann sich die Schallwelle über das Medium Stange ausbreiten und die Glocke zu Schwingungen anregen. Die schwingende Glocke strahlt nun ihrerseits Schallwellen über die Luft nach außen hin ab. Obwohl letztendlich das Messgerät wieder Schwingungen der Luft detektiert, spricht man in diesem Fall von Körperschall, denn der Ort der ersten Luftschallwelle ist nicht identisch mit dem Ort der Schallquelle. Die Schallquelle dient quasi nur noch als Vibrator, der einen peripheren Körper zur Luftschallemission anregt. Dieser sekundäre Luftschall wird als Körperschall bezeichnet.

2.1.3 Luft- und Körperschalltransferpfade

Bei vielen akustischen Problemen sind sowohl Luftschall- als auch Körperschalltransferpfade vorhanden. Eine Transferpfadanalyse kann hier zur Aufgabe haben, die Intensitätsverteilung der beiden Pfade herauszufinden. An dem einfachen System der nichtevakuierten Glocke geht man beispielsweise wie folgt vor:

1. Messung des Gesamtgeräusches mit der nichtevakuierten Glocke. Hierbei werden beide Pfade zusammen gemessen.
2. Messung des Geräusches mit der evakuierten Glocke. Der Luftschalltransferpfad ist dabei unterbrochen, so dass der reine Körperschallanteil am Gesamtgeräusch gemessen wird.
3. Differenzbildung aus Gesamtgeräusch und Körperschallanteil liefert den Luftschallanteil am Gesamtgeräusch.

An komplexeren Systemen, bei denen mehrere Quellen und weitere Transferpfade vorhanden sind, ist eine Transferpfadanalyse oft nicht so einfach durchzuführen. In Kapitel 6 ist ein Verfahren beschrieben, das solche Transferpfadanalysen am Beispiel des Innengeräuschproblems eines PKWs auf eine elegante Art und Weise möglich werden lässt.

2.2 Transferpfadanalysemethoden

Die Simulation von Schallfeldern, wie sie in dieser Arbeit beschrieben wird, ist durch zwei Fragestellungen motiviert. Zum einen möchte man die Zusammensetzung des Außen-geräuschs eines Kraftfahrzeugs ermitteln, also eine Art Geräuschquellenanalyse durchführen (Kapitel 5), zum anderen möchte man eine Innengeräuschanalyse bezüglich Luft- und Körperschall bzw. Lokalisierung des Luftschalleintritts durchführen (Kapitel 6). In beiden Fällen untersucht man dazu nur die Luftschalltransferpfade. Im ersten Fall kann man Körperschalltransferpfade schlicht vernachlässigen, im zweiten Fall errechnet man den Körperschallanteil aus der Differenz des Gesamtgeräusches und des Luftschallanteils. Anders als beim Luftschallanteil, werden die einzelnen Körperschallübertragungspfade nicht analysiert. Im Folgenden wird ein Überblick über bestehende Transferpfadanalysemethoden gegeben, wobei die Methoden zur Analyse des Luftschalls entsprechend dem Gewicht der Arbeit etwas ausführlicher erläutert werden als die Methoden der Körperschall-Transferpfadanalyse. Alle vorgestellten Methoden finden ihre Anwendung im Kraftfahrzeugbereich. Zum einen sind Kraftfahrzeuge die Hauptgeräuschverursacher in Städten, zum anderen ist das Automobil ein so weitverbreitetes, hochtechnologisiertes Produkt, dass sehr viel Forschungsarbeit auf diesem Gebiet investiert wird, was die Automobilindustrie neben der hochsubventionierten Rüstungsindustrie zu einem Motor der Forschung und Entwicklung werden ließ.

2.2.1 Körperschall-Transferpfadanalysemethoden

Eine Schallwelle breitet sich in flüssigen und gasförmigen Medien nur als Longitudinalwelle aus, d.h. die Ausbreitungsrichtung fällt mit der Schwingungsrichtung zusammen [GER93]. In Festkörpern hingegen tritt gleichzeitig eine zur Dehnungsrichtung quer gerichtete Kontraktion auf, die für das Entstehen von Transversalwellen verantwortlich ist. Ist der Festkörper räumlich begrenzt, so treten zudem Biege- und Dehnwellen auf [VEI85]. Neben den Materialeigenschaften spielt somit auch die geometrische Form des Körpers eine große Rolle beim Übertragungsverhalten. Aufgrund dieser Vielfalt der Schallausbreitung entsteht ein kompliziertes Schallfeld.

a.) Berechnung der Körperschalltransferpfade:

Da es in der Natur nichts geben sollte, was man nicht erklären, verstehen und letztendlich auch berechnen kann, sollte auch ein akustisches Übertragungsverhalten eines Festkörpers berechenbar sein. Wie jedoch schon oben angedeutet, sind die Mechanismen eines Körpers so komplex, dass eine exakte Berechnung nur für einfache geometrische Anordnungen wie Stäbe, Kreise, etc. möglich ist. Hier wendet man ein **kontinuierliches Modell** an, der Körper wird also nicht in viele kleine Körper zerlegt, sondern als Kontinuum behandelt [NEU71].

Sind die Geometrien komplexer, ist eine exakte Berechnung quasi unmöglich. In diesem Fall muss man sich immer nur mit Abschätzungen zufrieden geben, die je nach Modell mal gut, mal weniger gut sind. Allen Verfahren gemeinsam ist die Bildung eines körperspezifischen Modells und die anschließende Berechnung der Schwingformen. Regt man den Körper an einer Stelle zu Schwingungen an, so erhält man die Antwort an einer anderen Stelle. Das Transferverhalten T wird als Quotient aus Antwort und Anregung definiert:

$$T = \frac{\text{Antwort}}{\text{Anregung}} \quad (2.2-1)$$

Als nichtkontinuierliche Rechenmethode für niederfrequente Übertragungen sei die der **Mehrkörpersysteme (MKS)** genannt. Der Gesamtkörper wird hierbei in mehrere Starrkörper unterteilt. Jedem Starrkörper wird dabei eine Masse zugeordnet und durch masselose Koppel-

und Bindungselemente mit den Nachbarkörpern verbunden. Als wichtiges Merkmal der MKS-Methode ist die Nichtverformbarkeit der einzelnen Körper und die Nichtlinearität der Koppelemente zu nennen. Während die Starrheit der Bauteile eine Einschränkung des Gültigkeitsbereichs auf den niederfrequenten Bereich nach sich zieht, gilt die mögliche Nichtlinearität der Koppelemente als Vorteil gegenüber anderen Methoden [BES94].

Vor allem im Karosseriebereich ist die Näherung starrer Körper nicht akzeptabel. Häufig wendet man dann die **Finite-Elemente-Methode (FEM)** [KLE00] an. Hier wird der Körper in viele kleine Elemente unterteilt. Hinsichtlich der Art der Elemente gibt es eine große Vielfalt (Quader, Tetraeder, Keile, etc.) [OCH95]. Aus den Stetigkeitsbedingungen an den Rändern der einzelnen Flächen- bzw. Volumenelemente folgt letztendlich ein lineares Gleichungssystem mit unbekanntem Knotenwerten⁴. Die Lösungen dieses homogenen Gleichungssystems sind die Eigenschwingformen und Eigenfrequenzen des Gesamtsystems. Man kann natürlich auch erzwungene Schwingungen berechnen. Man gibt also den Druck an mindestens einem Knotenpunkt vor und löst das so entstandene inhomogene lineare Gleichungssystem. Aus dem Quotienten der Anregung und der Antwort des Systems an zuvor definierten Punkten kann man die Transferfunktion ausrechnen. Die Zahl der Volumenelemente ist bei der FEM enorm groß, so dass die Erstellung eines Modells, sowie die Berechnung sehr mühsam und zeitintensiv ist.

Im hochfrequenten Bereich ist die Anzahl der Eigenschwingformen sehr groß, denn die Zahl der Moden steigt mit der Frequenz. Hier wird eine exakte Betrachtung, wie sie z.B. bei der FEM vorliegt, zu aufwendig. Eine statistische Mittelung über mehrere Eigenschwingformen vereinfacht das Problem und verkürzt die Rechenzeiten. Die Idee der **statistischen Energieanalyse**, kurz **SEA**, basiert dabei auf der Annahme, dass das Vibrieren einer Struktur oder Schallfeldes aus den Resonanzen herrührt. Diese Näherung ist nur dann korrekt, wenn die Zahl der Resonanzen groß ist, also im hochfrequenten Bereich.[CRI92]

b) Experimentelle Methode zur Ermittlung der Körperschalltransferpfade:

Experimentellen Methoden liegt in der Regel nicht so viel Verständnis für das Gesamtsystem zugrunde wie den theoretischen Methoden. Man ermittelt zwar einige Transferpfade, hat aber immer noch keine Aussage über das Gesamtsystem. Möchte man hingegen schnell und vor allem sicher einen Erfolg verbuchen, so ist eine Messung dennoch der geeignete Weg. Ist diese korrekt durchgeführt, so stimmt das Ergebnis mit großer Wahrscheinlichkeit. Grundvoraussetzung ist natürlich das Vorhandensein eines Messobjektes. Dies zu erhalten kann in einem frühen Fahrzeug-Entwicklungsstadium schwierig sein, denn bis der erste Prototyp gebaut ist, sind meist schon viele Entwicklungsschritte begangen und Entscheidungen getroffen worden.

Bei der Messung eines Körperschalltransferpfades benötigt man am Anfang und am Ende des Pfades je einen Beschleunigungsaufnehmer (B-Aufnehmer)⁵. Es kann auch ein Mikrofon am Ende des Transferpfades (z.B. am Fahrerohr) verwendet werden. Ein interessanter Transferpfad könnte z.B. von der Radaufhängung zur Sitzleiste eines PKWs oder zum Fahrerohr sein. Mit einem **Impulshammer** wird dann an der Radaufhängung in unmittelbarer Nähe des Quellen-Beschleunigungsaufnehmers angeschlagen. Die Übertragungsfunktion ergibt sich aus dem Quotienten der Signale der beiden Sonden. Ermittelt man nun noch zusätzlich die Erregerkraft bei Betrieb, so kann man das Übertragungsverhalten mit der Anregung beaufschlagen und erhält so die Betriebsbelastung des Transferpfades am Empfänger. Mit dieser Methode ermittelt man zwar mit großer Genauigkeit das Übertragungsverhalten der beiden Stellen zueinander, über den Weg dazwischen wird hingegen nichts bekannt.

⁴ Als Knoten werden die Verbindungen zwischen den einzelnen Volumenelementen bezeichnet.

⁵ Beschleunigungsaufnehmer erzeugen dann eine Spannung, wenn sie in eine Richtung positiv oder negativ beschleunigt werden. Z.B. [MÖS94]

In der Fahrzeugindustrie wird oft auch eine andere Methode angewandt. Dabei wird zuerst das laufende Fahrzeug gemessen. Danach werden einzelne Körperschallbrücken abgebaut, so dass die möglichen Transferpfade unterbrochen sind. Hierbei werden die Eigenschaften der Transferpfade gewichtet mit dem Anregungsgeräusch untersucht, was im Hinblick auf die Geräuschreduzierung die effektivere Methode ist. Da die Trennung der einzelnen Schallverursacher vom Gesamtsystem eine externe Befestigung benötigt, nennt man diese Methode auch die **Fremdlagerung**. Hat man alle Körperschallbrücken unterbrochen, also den gesamten Antriebsstrang von der Karosserie abgekoppelt, so misst man in der Fahrgastzelle nur noch den Luftschallanteil. Durch Fremdlagerung ist somit auch eine Trennung von Luft- und Körperschall im Fahrzeuginnenraum möglich. [KLI88]

c) Experimentell-rechnerische Körperschalltransferpfadanalyse:

Neben den rein rechnerischen und der experimentellen Methode gibt es eine Vielzahl von Verfahren, die mit experimentell ermittelten Daten ihre Berechnungen speisen (z.B. [STR94]). Eine Methode mit relativ wenig Rechenaufwand ist die **Schallweganalyse**: Dabei werden im ersten Schritt neben dem Schalldruck am Fahrerohr die Schwingwege an den Aggregatlagern im Betrieb gemessen. Im zweiten Schritt wird im Labor das Übertragungsverhalten der Aggregatlager gemessen. In einem dritten Schritt werden dann noch die Übertragungswege der Karosserie von den Lagern zum Fahrerohr gemessen (z.B. mit dem Impulshammer). Gewichtet man nun die Schwingwege der Aggregate (Motor, Auspuff, etc.) mit dem Übertragungsverhalten der Karosserie und dem Übertragungsverhalten der Lager und summiert über alle Körperschallwege, so erhält man einen Gesamtpegel im Innenraum des Fahrzeugs. Dieses Ergebnis sollte dann mit einem gemessenen Körperschallpegel (siehe Fremdlagerung) übereinstimmen. [KLI88]

Eine weit verbreitete und rechnerisch aufwendigere Methode ist die **Modalanalyse**. Grundlage hierfür ist ein mathematisch-physikalisches Modell in Form eines linearen Mehrmassenschwingers mit endlich vielen Freiheitsgraden. Dieses Modell lässt sich durch eine Anzahl miteinander gekoppelter Differentialgleichungen zweiten Grades beschreiben, deren Lösungen die Eigenwerte (=Resonanzfrequenzen) und Eigenformen (=Resonanzschwingformen oder Moden) ergeben. Die Modellparameter werden aus Messwerten gewonnen. Dabei werden etliche B-Aufnehmer am Fahrzeug montiert und sämtliche Übertragungsfunktionen $H_{ik}(f)$ zwischen der am Ort k angreifenden Kraft $F_k(f)$ und der am Ort i gemessenen Beschleunigung $a_i(f)$ ermittelt. Andererseits wird für die Übertragungsfunktionen ein mathematischer Ansatz erstellt:

$$H_{ik}(f) = \frac{a_i(f)}{F_k(f)} = \sum_{r=1}^n \frac{A_{jkr} \omega^2}{\omega^2 - \omega_r^2 + j\varepsilon_r \omega \omega_r} \quad (2.2-2)$$

Dabei bedeuten $\omega = 2\pi f$, ω_r die Eigenfrequenz der Eigenform mit Index $r = 1, \dots, n$, ε_r die Dämpfung der r -ten Mode und A_{ikr} ein Normierungsfaktor. Die Übertragungsfunktion wird also als eine Linearkombination von Eigenschwingformen dargestellt. Die Unbekannten ω_r , ε_r und A_{ikr} müssen durch einen rechnerischen Algorithmus den Messwerten angepasst werden, so dass das Fehlerquadrat bestehend aus gemessener und simulierter Übertragungsfunktion minimiert wird [MÖS95], [KLI88].

2.2.2 Luftschall-Transferpfadanalysemethoden

a.) Berechnung der Luftschalltransferpfade:

Eine Schallquelle im Koordinatenursprung erzeugt in einem Punkt des Raumes mit den Koordinaten (r, φ, ϑ) das Schalldruckquadrat $p^2(r, \varphi, \vartheta)$ [SCH95]:

$$p^2(r, \varphi, \vartheta) = \frac{\rho c}{r^2} \frac{P}{4\pi} \quad (2.2-3)$$

dabei wurden folgende Bezeichnungen gewählt: p = Schalldruck, ρc = Wellenwiderstand der Luft, r, φ, ϑ = Kugelkoordinaten, P = abgestrahlte Schallleistung. Hier ist man von einem verlustfreien, homogenen Medium und einer ungerichteten Schallquelle ausgegangen. Für eine gerichtete Schallquelle muss man anstelle der Schallleistung P die in die gesuchte Richtung (φ, ϑ) abgestrahlte Leistung $P_{\varphi, \vartheta}$ einsetzen:

$$P_{\varphi, \vartheta} = 4\pi \frac{\partial P(\varphi, \vartheta)}{\partial \Omega} \quad (2.2-4)$$

Mit Ω wird dabei der Raumwinkel bezeichnet. Der Fall des homogenen Raumes ist fast nirgendwo realisiert. Lediglich in sogenannten Freifeldräumen kann man mittels schallabsorbierenden Wänden annähernd solche Bedingungen erzielen. Im Fall eines Kraftfahrzeugs als Schallquelle geht man meist von einem Semi-Freifeld aus, d.h. es gibt einen Boden, der schallreflektierend wirkt (Abb. 2.2-1). Damit wird der Situation einer Straße auf freiem Feld Rechnung getragen.

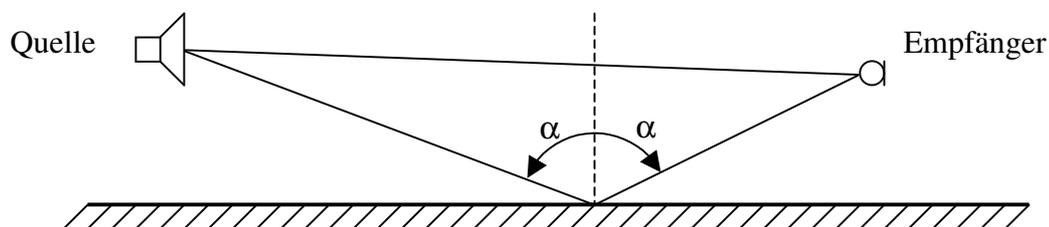


Abbildung 2.2-1 Das Geräusch der Schallquelle wird direkt an den Empfänger übermittelt. Zusätzlich wird ein am Boden reflektiertes Signal empfangen.

Der Boden hat einen Schallabsorptionsgrad von α_B und somit einen Reflexionsgrad von $\rho = 1 - \alpha_B$. Dadurch erhält man am Empfänger den quadratischen Schalldruck:

$$p^2(r_1, r_2, \varphi, \vartheta) = \frac{\rho c}{r_1^2} \frac{P}{4\pi} + \frac{(1 - \alpha_B) c}{r_2^2} \frac{P}{4\pi} \quad (2.2-5)$$

Dieser einfachen Betrachtung liegt fälschlicherweise eine inkohärente Addition der beiden Schalldrücke zugrunde. Nur für große Höhen oder große Schallabsorptionsgrade α_B handelt es sich hier um eine gute Näherung. Da beide Strahlengänge von ein und derselben Quelle stammen, sind sie kausal voneinander abhängig, d.h. man muss sie phasengerecht addieren. Dabei kann es sowohl zu einer Überhöhung des Pegels, als auch zu einer totalen Auslöschung kommen. Addiert man die beiden Teilstrahlen kohärent, so muss man zuerst den frequenz-

abhängigen Phasenunterschied $\Delta\varphi(f)$ aus dem Wegunterschied $\Delta s = |r_1 - r_2|$ der beiden Teilstrahlen berechnen:

$$\Delta\varphi(f) = \frac{\Delta s}{\lambda} \cdot 2\pi = \frac{\Delta s}{c} \cdot 2\pi f \quad (2.2-6)$$

wobei c = Schallgeschwindigkeit in Luft = 334m/s, λ die Wellenlänge und f die Frequenz ist. Kohärent addiert erhält man dann anstelle (2.2-5) die Gleichung (2.2-7):

$$p^2(r_1, r_2, \varphi, \vartheta, f) = \left| \sqrt{\frac{\rho c}{r_1^2} \frac{P}{4\pi}} + \sqrt{\frac{(1 - \alpha_B) c}{r_2^2} \frac{P}{4\pi}} e^{i\Delta\varphi(f)} \right|^2 \quad (2.2-7)$$

Vergleicht man die Gleichungen (2.2-5) und (2.2-7) so erkennt man, dass man im korrekten, also kohärenten Fall maximal einen um 3 dB höheren Schalldruckpegel erzielen kann, als im inkohärenten Fall⁶. Beträgt hingegen der Phasenunterschied 180° , so kann es sogar zur totalen Geräuschauslöschung kommen.

Die Kenntnis über die Theorie der Schallausbreitung ist für das akustische Verständnis und für schnelle Abschätzungen sehr hilfreich und unerlässlich. Geht es hingegen um reale, angewandte Probleme, so werden die betrachteten Systeme schnell so komplex, dass eine sinnvolle Berechnung nicht mehr durchzuführen ist. Die Luftschalltransferpfade für das Fahrzeuginnengeräusch sind aufgrund der Komplexität der Karosserie unberechenbar. Die Berechnung der Transferpfade für das Fahrzeugaußengeräusch [SHI80] scheint hingegen einfacher zu sein, erweist sich aber für so komplexe Schallquellen wie Fahrzeuge als schwierig. So viele Parameter, wie Wind, Temperatur, Luftfeuchtigkeit, etc. [HAS79], [JOR91] verändern das Übertragungsverhalten und führen zu veränderten Messwerten, die in der Berechnung nur mit einem bestimmten Fehler behaftet nachvollzogen werden können. Geht man hingegen über, das Transferpfadverhalten im freien, nicht genormten Gelände zu berechnen, so wird die Anzahl der Näherungen so groß, dass die Ergebnisse nichts mehr mit der Realität zu tun haben [LEE00]. Im Allgemeinen kommt man bei Transferpfadanalysen mit einer sauberen Messung schneller und sicherer ans Ziel.

b.) Messung der Luftschalltransferpfade:

Bei der Messung der Luftschalltransferpfade benötigt man eine Schallquelle und einen Empfänger. Die Abstrahlung der Schallquelle muss bekannt sein, meist wird sie in unmittelbarer Nähe mit einem Mikrofon gemessen. Der Empfänger besteht ebenfalls aus einem kalibrierten Mikrofon. Dämmungsmessungen werden z.B. auf diese, in Abbildung 2.2-2 skizzierte Art und Weise durchgeführt [KLI88].

Arbeitet man mit einer normierten Schallquelle, so ist das Mikrofon 1 in Abb. 2.2-2 nicht notwendig, insbesondere dann nicht, wenn man nur zwei Prüflinge miteinander vergleicht und an dem Absolutwert der Dämmung nicht interessiert ist. Abgesehen von Messungen in den Dämmungsprüfständen, werden Lautsprecherbeschallungen auch häufig im Fahrzeug durchgeführt. Z.B. kann man, wie in Kapitel 5.5 beschrieben den Motor durch einen oder mehrere Lautsprecher ersetzen, mit dem Ziel, die Transferfunktionen in den Innenraum oder in den Außenbereich des Fahrzeugs zu messen. [NIS95]

⁶ dies erzielt man im Grenzfall $\alpha_B = 0$ und $r_1 = r_2$. Ein um 3dB höherer Schalldruck bedeutet eine Verdoppelung des quadratischen Schalldrucks p^2 .

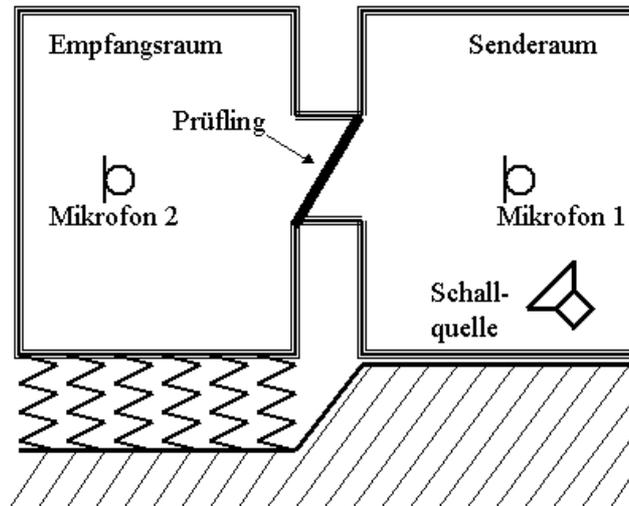


Abbildung 2.2-2 Prinzipieller Aufbau eines Prüfstandes zur Beurteilung schalldämmender Bauteile. [KLI88]

Oft ist es schwierig, einen Lautsprecher als Sender an die Stelle der Geräuschquelle zu bringen um den Transferpfad auszumessen. Arbeitet man mit genormten Geräuschquellen, so kann man hier auch andersherum verfahren. Man stellt die Beschallungsquelle an den Ort des Empfängers und bringt ein Mikrofon in die Nähe der Quelle. Dieses **reziproke Messverfahren** eignet sich besonders für Geräuschquellen an schwer zugänglichen Stellen [LIN96].

c.) Experimentell-rechnerische Luftschalltransferpfadanalyse:

Luftschalltransferpfade werden bei fast allen Geräuschanalyseverfahren gemessen. Dabei wird ein Lautsprecher am Anfang und ein Mikrofon am Ende des Transferpfades verwendet. In einem bei BMW entwickelten Verfahren geht man hingegen einen anderen Weg. Ziel des Verfahrens ist es, den Luftschalleintritt in die Karosserie zu einem Punkt in der Fahrgastzelle zu ermitteln. Dazu werden etliche Mikrofone ($k=1,2,\dots,K$) um die Fahrgastzelle herum aufgebaut. Zudem wird an den normierten Messpunkten [ISO84] in der Nähe der Ohren der Fahrgäste je ein Mikrofon ($m=1,2,\dots,M$) platziert. Mit wenigen Lautsprecherbeschallungen im Außenbereich des Fahrzeugs werden Transferfunktionen $T_{k,j}$ vom Lautsprecher zu sämtlichen Mikrofonen gemessen.

$$\mathbf{T}^{\text{außen}} \text{ mit } T_{k,l}^{\text{außen}}(f) = \frac{p_k^{\text{außen,LS}}(f)}{a_l^{\text{LS}}(f)}, (k=1,2,\dots,K; l=1,2,\dots,L) \quad (2.2-8)$$

$$\mathbf{T}^{\text{innen}} \text{ mit } T_{m,l}^{\text{innen}}(f) = \frac{p_m^{\text{innen,LS}}(f)}{a_l^{\text{LS}}(f)}, (m=1,2,\dots,M; l=1,2,\dots,L) \quad (2.2-9)$$

Dabei ist mit a_l^{LS} ein Parameter für die Anregung des Lautsprechers an der Beschallungsposition $l=1,2,\dots,L$ bezeichnet. Durch geschicktes Invertieren der so gemessenen Transfermatrizen entsteht eine Matrix \mathbf{T} , deren Einträge ein Übertragungsverhalten von jedem Außenmikrofon zu allen Innenmikrofonen darstellt [STR98]. Da die Matrizen nicht quadratisch sind, muss anstelle der Inversen, die Pseudoinverse (siehe Anhang A) genommen werden.

$$\mathbf{T}(f) = \mathbf{T}^{\text{innen}}(f) \text{ pinv}(\mathbf{T}^{\text{außen}}(f)) \quad (2.2-10)$$

Ein weiterer Schritt besteht darin, das Betriebsgeräusch $p_k^{au\beta en}$ zu ermitteln. Beaufschlagt man die Transferpfade mit den entsprechenden Geräuschen, so kann man orts aufgelöst auf den tatsächlichen Schalleintritt während des Betriebes schließen.

Diese Methode ist die Grundlage der vorliegenden Arbeit. Sie wird im folgenden Kapitel 3 „Simulation von Schallfeldern“ detaillierter besprochen. Zudem werden Möglichkeiten zur Verbesserung und Erweiterung dieser Methode erarbeitet. Basierend auf diesen Überlegungen wird eine Anwendung auf den Fall des Außengeräusches (Kapitel 5) vorgestellt. Aufbauend auf den Überlegungen im Kapitel 3 wird in Kapitel 6 das Innengeräuschverfahren von Stryczek et. al. [STR98] neu formuliert, analysiert und mit vielen Verbesserungen zu einem funktionierenden Verfahren umgestaltet.

3. Simulation von Schallfeldern

Im vorangegangenen Kapitel wurden Verfahren zur Messung und zur Berechnung von Transferpfaden beschrieben. Dabei wurden sowohl Körperschall- wie auch Luftschalltransferpfade berücksichtigt. Schließlich wurde ein experimentell-rechnerisches Verfahren, welches bei der BMW Group in München ausgedacht wurde, vorgestellt [STR98]. Die Weiterführung der Entwicklung, die Umsetzung dieser Überlegungen hin zu einer anwendbaren Techniken sowie ein daraus abgeleitetes Verfahren zur Schallquellendetektion sind Inhalte dieser Arbeit und werden in den folgenden Kapiteln dokumentiert.

Der grundsätzliche Verfahrensablauf beinhaltet zum einen Messungen, zum anderen eine rechnerische Optimierung. Das grundlegende mathematisch-physikalische Modell wird in diesem Kapitel erarbeitet. Ausgehend von den Überlegungen in [STR98], die in Kapitel 3.1 ausführlich dargelegt werden, wird in Kapitel 3.2 ein Prinzipversuch zur Überprüfung aller Theorien vorgestellt. Anschließend werden verbesserte Optimierungsverfahren erarbeitet und ggf. anhand des Prinzipversuchs diskutiert. Das Ergebnis ist ein finales Berechnungsmodell zur Simulation von Schallfeldern, das sowohl kohärente als auch inkohärente Quellen berücksichtigt und zugleich den Fehler der Simulation auf ein Minimum reduziert.

3.1 Aufnahme und Reproduktion von Schallfeldern

Die grundlegende Idee ist die virtuelle Reproduktion von Schallfeldern. Dazu ist es erst einmal notwendig ein reales Schallfeld zu erzeugen und aufzunehmen. Dies geschieht am besten in einem akustischen Schallmessraum mit schallabsorbierenden Wänden. Im Raum werden Mikrofone ($k=1,2,\dots,K$) aufgestellt, so dass die räumliche Charakteristik des Schallfeldes aufgenommen werden kann. Im Fall des Fahrzeugs als Geräuschquelle kann dies je nach Fragestellung um die Fahrgastzelle herum sein (Innengeräuschverfahren), entlang einer Linie parallel zum Fahrzeug (Außengeräuschverfahren) oder gleichmäßig im Raum verteilt. (Abb. 3.1-1)

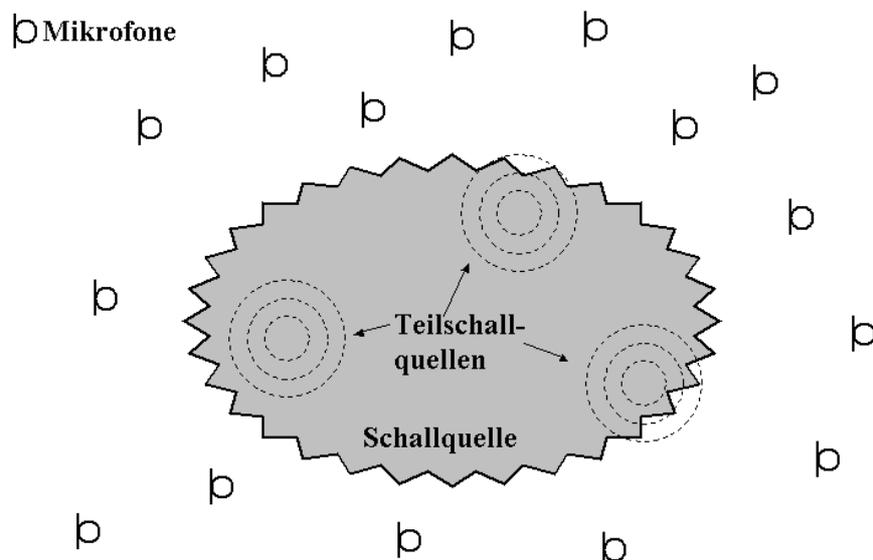


Abbildung 3.1-1: 1.Schritt: Aufnahme des Schallfeldes: Eine komplexe Schallquelle, bestehend aus mehreren Teilschallquellen, wird im Betrieb vermessen. Mikrofone sind etwa gleichmäßig im Raum verteilt, so dass das Schallfeld eine charakteristische Schalldruckpegelverteilung an den Mikrofonen hervorruft.

Im **ersten Schritt** wird das Betriebsgeräusch an allen Mikrofonen $k = 1..K$ aufgezeichnet und als Schalldruckspektren abgespeichert:

$$p_k^{Betrieb}(f) \quad k=1..K \quad (3.1-1)$$

Der **zweite Schritt** ist ebenfalls messtechnischer Natur: Das Betriebsgeräusch wird abgeschaltet, die Schallquelle selbst bleibt jedoch am selben Ort stehen. Mit einem Lautsprecher⁷ werden nun nacheinander mehrere Positionen ($l=1,2,\dots,L$) im Raum beschallt (Abb. 3.1-2).

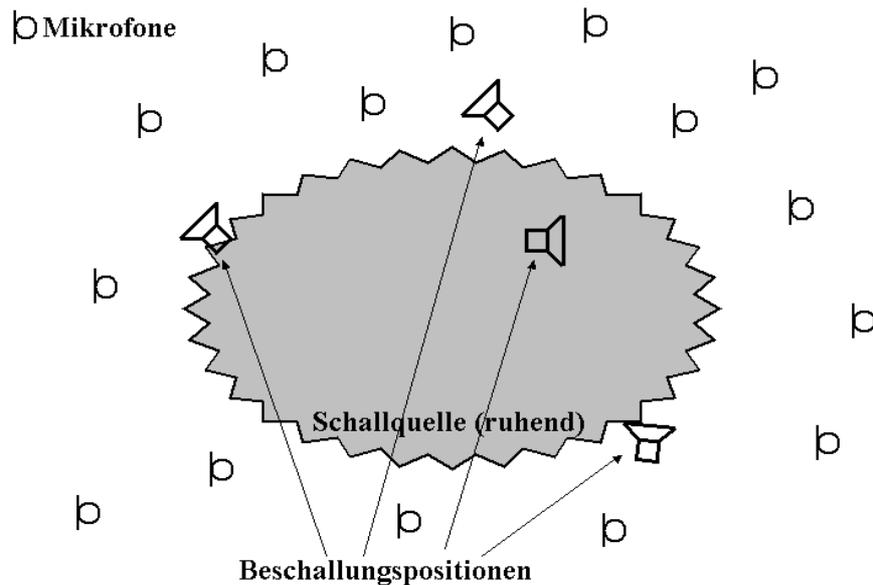


Abbildung 3.1-2: 2.Schritt: Beschallung an mehreren Positionen: Die Originalschallquelle ruht und mit einem Lautsprecher werden nacheinander verschiedene Positionen angefahren. Der Lautsprecher wird mit Rauschen beaufschlagt und die Transferfunktion wird von jedem Beschallungspunkt zu jedem Mikrofon gemessen (siehe Text).

Der Lautsprecher wird mit weißem oder rosa Rauschen beaufschlagt. Die Anregung⁸ $a_l^{Beschallung}$ des Lautsprechers wird aufgezeichnet. Der Quotient aus den gemessenen Pegeln an den Mikrofonen und der Anregung des Lautsprechers ergibt eine Transferfunktion von jeder Lautsprecherposition l zu allen Mikrofonen k .

$$T_{k,l}(f) = \frac{p_k^{Beschallung}(f)}{a_l^{Beschallung}(f)} \quad k=1,\dots,K, l=1,\dots,L \quad (3.1-2)$$

Die Schalldruckspektren und die Spektren der Lautsprecheranregungen sind komplexe Größen. Somit sind die Einträge $T_{k,l}(f)$ der Transferpfadmatrix T auch komplex. Für $K \cdot L$ ist die Matrix T nicht quadratisch und daher nicht invertierbar.

⁷ Anstelle eines Lautsprechers kann man auch eine andere Schallquellenart verwenden. Das abgestrahlte Geräusch muss jedoch sehr breitbandig sein, so dass bei jeder Frequenz im untersuchten Frequenzband Schall abgestrahlt wird.

⁸ In [STR98] wird die Membranbeschleunigung des Lautsprechers mit einem Beschleunigungsaufnehmer als Parameter für die Anregung genommen. Man kann auch die Spannung am Lautsprecher oder ein Mikrofon im Nahfeld des Lautsprechers nehmen.

Der **dritte Schritt** beinhaltet die Simulation, also die rechnerische Reproduktion des im ersten Schritt gemessenen Schallfeldes. Gedanklich steht an jeder Beschallungsposition gleichzeitig ein Lautsprecher und man versucht das Ensemble von Lautsprechern so anzuregen, dass das im ersten Schritt gemessene Betriebsschallfeld wieder entsteht. Ein virtueller Zuhörer sollte also nicht mehr unterscheiden können, ob das Lautsprecherensemble aktiv ist oder die Originalschallquelle in Betrieb ist. Da dies jedoch messtechnisch sehr schwer zu realisieren wäre, simuliert man das Schallfeld am Computer. Dazu errechnet man die notwendigen Lautsprecheranregungen für jeden Lautsprecher um das Betriebsschallfeld zu reproduzieren. Das Betriebsschallfeld ist also dann korrekt simuliert, wenn folgendes Gleichungssystem erfüllt ist:

$$\begin{cases} p_1^{Betrieb}(f) = T_{1,1}(f) \cdot a_1(f) + T_{1,2}(f) \cdot a_2(f) + \dots + T_{1,L}(f) \cdot a_L(f) \\ p_2^{Betrieb}(f) = T_{2,1}(f) \cdot a_1(f) + T_{2,2}(f) \cdot a_2(f) + \dots + T_{2,L}(f) \cdot a_L(f) \\ \vdots \\ p_K^{Betrieb}(f) = T_{K,1}(f) \cdot a_1(f) + T_{K,2}(f) \cdot a_2(f) + \dots + T_{K,L}(f) \cdot a_L(f) \end{cases} \quad (3.1-3)$$

Das Gleichungssystem ist frequenzabhängig, d.h. für jede Frequenzstützstelle wird ein neues Gleichungssystem aufgestellt. Es gibt so viel Gleichungssysteme wie Frequenzstützstellen berücksichtigt werden. Zudem sind alle Größen in (3.1.-3) komplex. Schreibt man das Gleichungssystem für den Realteil und den Imaginärteil getrennt auf, so handelt es sich hier um ein lineares Gleichungssystem mit $2K$ Gleichungen und $2L$ Unbekannten. In [STR98] ist es so, dass die Zahl der Mikrofone ($=K$), was der (halben) Zahl der Gleichungen entspricht, größer ist als die Zahl der Beschallungspositionen ($=L$). Das Gleichungssystem ist also überbestimmt und hat somit in der Regel keine exakte Lösung. Will man das System dennoch lösen, so sollte jedoch wenigstens der dabei entstehende Fehler minimiert werden. Dazu schreiben wir das Gleichungssystem in Vektorform:

$$\mathbf{p}^{Betrieb}(f) = \mathbf{T}(f) \cdot \mathbf{a}(f) \quad (3.1-4)$$

Da (3.1-4) nicht exakt lösbar ist, wird zwischen der rechten und der linken Seite eine Differenz \mathbf{r} stehen bleiben:

$$\mathbf{T}(f) \cdot \mathbf{a}(f) - \mathbf{p}^{Betrieb}(f) = \mathbf{r}(f) \quad (3.1-5)$$

Die Lösung $\mathbf{a}(f)$ des Gleichungssystems findet man nun durch Minimierung des Restfehlers $\mathbf{r}(f)$. Unter Minimierung versteht man dabei die Minimierung des Fehlerquadrates:

$$\sum_{k=1}^K r_k^2(f) = \mathbf{r}^T(f) \cdot \mathbf{r}(f) \rightarrow \min \quad (3.1-6)$$

Dann ist $\mathbf{r}(f)$ orthogonal zu allen Spalten von $\mathbf{T}(f)$ (Beweis in Anhang A). Mit (3.1-5) ergibt sich somit folgende Bedingung:

$$0 = \mathbf{T}^T(f) \cdot \mathbf{r}(f) = \mathbf{T}^T(f) \cdot (\mathbf{T}(f) \cdot \mathbf{a}(f) - \mathbf{p}^{Betrieb}(f)) \quad (3.1-7)$$

Eine Umformung von (3.1-7) ergibt ein exakt lösbares Gleichungssystem:

$$\mathbf{T}^T(f) \mathbf{T}(f) \cdot \mathbf{a}(f) = \mathbf{T}^T(f) \cdot \mathbf{p}^{Betrieb}(f) \quad (3.1-8)$$

Die Lösung erhält man durch Invertieren der quadratischen Matrix $(\mathbf{T}^T(f)\mathbf{T}(f))$:

$$\mathbf{a}(f) = (\mathbf{T}^T(f)\mathbf{T}(f))^{-1} \cdot \mathbf{T}^T(f) \cdot \mathbf{p}^{\text{Betrieb}}(f) \quad (3.1-9)$$

Für den Ausdruck $(\mathbf{T}^T(f)\mathbf{T}(f))^{-1} \cdot \mathbf{T}^T(f)$ hat man den Namen „Pseudoinverse“ definiert [MÖL97]:

$$\text{pinv}(\mathbf{T}(f)) = (\mathbf{T}^T(f)\mathbf{T}(f))^{-1} \cdot \mathbf{T}^T(f) \quad (3.1-10)$$

Mit (3.1-10) kann man (3.1-9) einfacher schreiben:

$$\mathbf{a}(f) = \text{pinv}(\mathbf{T}(f)) \cdot \mathbf{p}^{\text{Betrieb}}(f) \quad (3.1-11)$$

Ziel der Berechnung waren ja die Lautsprecheranregungen $\mathbf{a}(f)$, die notwendig sind, um das im ersten Schritt gemessene Betriebsgeräusch mittels Lautsprecher zu reproduzieren. Diese Anregungen werden hier durch einige Matrixtransformationen berechnet, die man im Symbol der Pseudoinversen zusammenfassen kann. Das so berechnete simulierte Betriebsgeräusch \mathbf{p}^{Simu}

$$\mathbf{p}^{\text{Simu}}(f) = \mathbf{T}(f) \cdot \mathbf{a}(f) \quad (3.1-12)$$

entstand durch kohärente Überlagerung der Lautsprecher. So sind sowohl die Beträge als auch die Phasen des Betriebsschallfeldes reproduziert worden. Bei der Lösung des Gleichungssystems hat man die quadratische Differenz zwischen simuliertem und gemessenem Schalldruck summiert und minimiert.

Problembetrachtung:

Die von Stryczek et. al. [STR98] skizzierte Methode der Schallfeldsimulation verbirgt einige Schwachstellen, auf die zunächst aufmerksam gemacht wird. Im weiteren Verlauf dieses Kapitels werden dazu Lösungsvorschläge erarbeitet, die einen tieferen Einblick in die Materie notwendig werden lassen. Insbesondere werden hier alternative Berechnungsverfahren erarbeitet, die das simulierte Schallfeld dem realen Schallfeld ähnlicher werden lässt. Die Wirkungsweise der aufgezeigten Alternativen wird außerdem anhand eines Prinzipversuchs veranschaulicht. Zur Übersicht werden folgend die wichtigsten kritischen Punkte angesprochen und deren Lösung angedeutet. Im weiteren Verlauf dieses Kapitels wird dann auf jede Fragestellung genauer eingegangen und ggf. Lösungsansätze diskutiert. In der Abbildung 3.1-3 ist der weitere Verlauf des Kapitels aufskizziert.

a) Lage der Beschallungspositionen:

Die Schallfeldsimulation funktioniert umso besser, je näher die Beschallungsquellen an den Originalquellen sitzen. Mathematisch gesprochen sollten die gemessenen Transferfunktionen Eigenvektoren des gemessenen Betriebsschallfeldes sein. Nur dann findet man geeignete Lautsprecheranregungen um Linearkombinationen bilden zu können. Ein Verfahren zur optimalen Auswahl der Lautsprecherpositionen, was auch als Verfahren zur Auffindung von Teilschallquellen, also zur Ortung von Schallquellen interpretiert werden kann, wird im vierten Kapitel vorgestellt.

b) Anzahl der Beschallungspositionen:

Die Anzahl der Beschallungspositionen spielt eine wichtige Rolle. Wie schon unter a) genannt, sollten die Beschallungsquellen in unmittelbarer Nähe der Teilschallquellen sein um den Eigenraum des Betriebsschallfeldes aufspannen zu können. Es sind also mindestens soviel Beschallungspositionen wie Teilschallquellen notwendig.

Geht man hingegen soweit, dass die Anzahl der Lautsprecher gleich der Anzahl der Mikrofone ist, so lässt sich das linear Gleichungssystem im kohärenten Fall (3.1-3) exakt lösen. Das simulierte Schallfeld ist dann scheinbar gleich dem gemessenen Schallfeld. Wie es sich erwiesen hat, ist dies aber nur an den Stellen der Fall, an denen die Mikrofone platziert sind. Misst man z.B. mit einem zusätzlichen Mikrofon, so ermittelt man erhebliche Abweichungen. Auf diese Problematik wird im Unterkapitel 3.5 hingewiesen.

c) Kohärenz und Inkohärenz:

Die naheliegendste Schallfeldsimulation, wie sie auch in [STR98] vorgestellt wurde, ist die kohärente Überlagerung der Lautsprecher. Die scheinbar guten Ergebnisse bei der Schallfeldsimulation bergen die Gefahr eines räumlich inhomogenen Schallfeldes. So ist es vor allem bei Verwendung einer großen Anzahl von Lautsprecherpositionen besser, inkohärent zu rechnen. In diesem Fall können keine Auslöschungseffekte auftreten, was das Schallfeld räumlich homogen werden lässt. (Siehe Kap. 3.5)

Die Teilschallquellen einer Schallquelle können kohärent oder inkohärent zueinander sein. Wählt man idealerweise die Orte der Beschallung so, dass sie mit den Orten der Teilschallquellen zusammenfallen, so sollten sich auch die Lautsprecher zueinander entsprechend kohärent oder inkohärent verhalten. Dieser Problematik wird in der Aufstellung des Gleichungssystems Rechnung getragen. Es gibt den Fall der kohärenten Quellen, der inkohärenten Quellen und die Mischung beider Fälle. Im Unterkapitel 3.3 werden alle Möglichkeiten erörtert und die entsprechenden Gleichungen hergeleitet.

d) Geeignete Lösung des Gleichungssystems:

Neben der Problematik der Aufstellung des geeignetsten Gleichungssystems ist die Lösung des Systems ein zusätzlicher Aspekt der besondere Aufmerksamkeit verdient. Die Herleitung der Pseudoinversen basiert auf dem Gedanken der Minimierung der quadratischen Differenz der rechten und linken Seite. Rechnet man mit inkohärenten Beschallungsquellen ist die Linearität des Gleichungssystems jedoch nicht gegeben. Hier muss ein Optimierungsverfahren zur Minimierung des Fehlers angewandt werden.

Ein zweiter Punkt ist die Auswertung der Simulationsergebnisse: hier werden logarithmierte Schalldrücke in Form von Dezibel (dB) betrachtet. Die quadratische Fehleroptimierung des Schalldruckes führt hier zu Verzerrungen auf der dB-Skala. Dieser Thematik widmet sich das Unterkapitel 3.4.

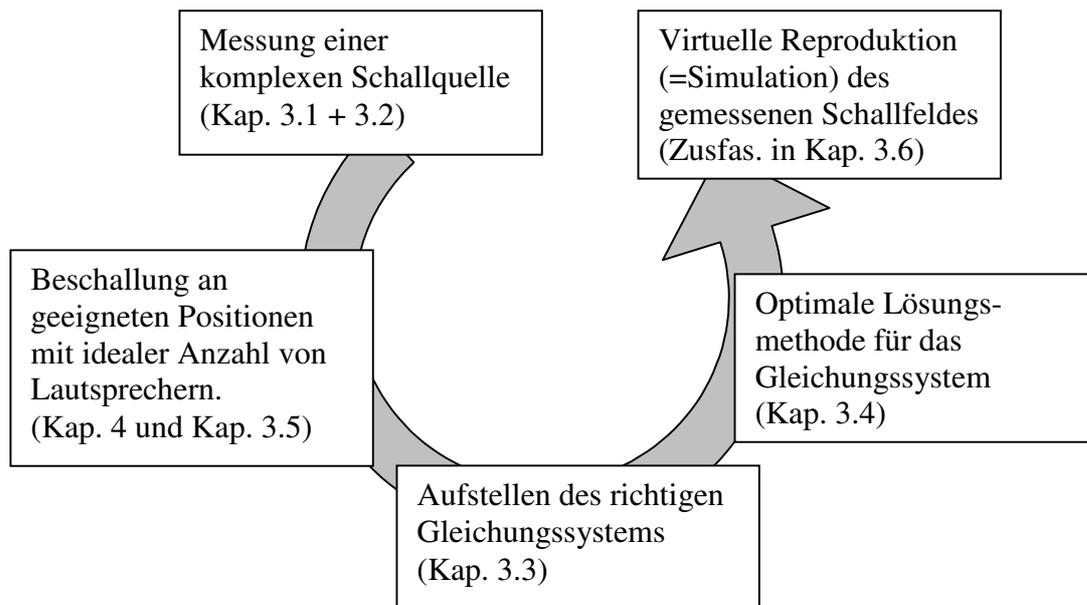


Abbildung 3.1-3 Schematische Darstellung der Problembehandlung bei der allgemeinen Schallfeldsimulation.

3.2 Prinzipversuch

Zur Veranschaulichung und zur schnellen Überprüfung der folgenden Überlegungen wurde ein Prinzipversuch durchgeführt. Dabei wurde eine Quasi-Punktschallquelle, realisiert durch einen Lautsprecher, der auf dem „Rücken“ liegend ein kugelförmiges Schallfeld erzeugt, in der Mitte eines Semifreifeldraumes⁹ platziert. Insgesamt 34 Mikrofone wurden symmetrisch entlang zweier Linien im Abstand von 10m aufgestellt. (Abb. 3.2-1)

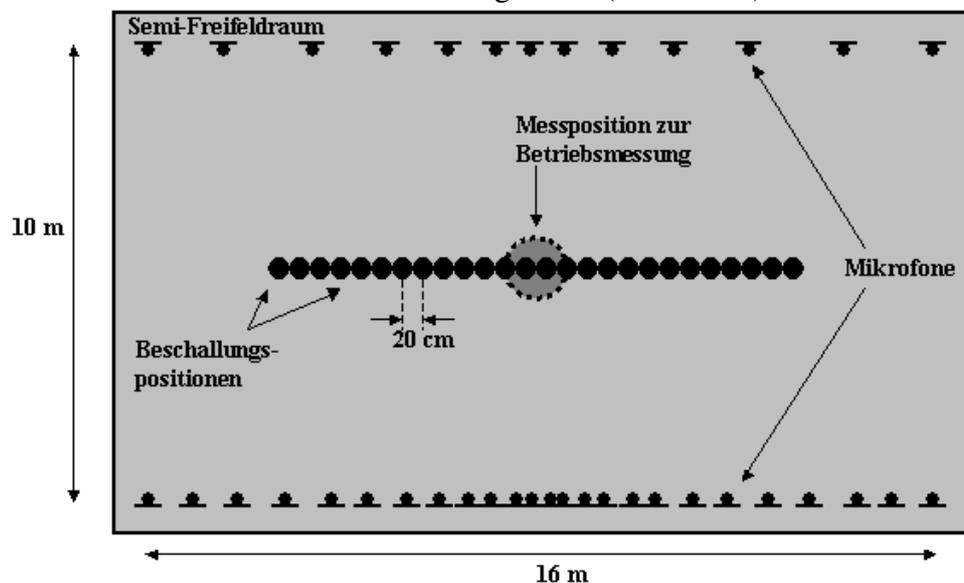


Abbildung 3.2-1: Schematischer Aufbau des Prinzipversuchs zur Untersuchung der Wirkungsweise der verschiedenen Berechnungsmethoden. Die Mikrofonreihen sind jeweils 5 m zur Beschallungsreihe parallelverschoben. Die Mikrofone jeder Reihe sind auf einer Länge von 16 Metern verteilt.

⁹ Ein Semifreifeldraum hat schallabsorbierende Wände und Decken, der Boden hingegen ist schallhart, so dass der Situation einer Straße im freien Feld Rechnung getragen wird. Vgl. Kap. 5.1.3.

Das Betriebsschallfeld p^{Betrieb} entsteht durch Anregung des Betriebslautsprechers mit Rauschen. Im zweiten Schritt werden entlang einer Linie in der Mitte des Raumes Beschallungen durchgeführt. Der Abstand der insgesamt 26 Beschallungspositionen beträgt 20 cm.

Als erste Anwendung des Prinzipversuchs testen wir das Simulationsprinzip aus [STR98]. Um das Betriebsgeräusch zu reproduzieren werden nur 5 Beschallungspositionen im Abstand von je einem Meter verwendet. Keine Beschallungsposition ist mit der Position der Betriebsquelle identisch. In der Abbildung 3.2-2 ist das Betriebsgeräusch und das simulierte Geräusch entlang einer Mikrofonlinie skizziert. Dabei wurde der Summenpegel von 100Hz bis 2000Hz berechnet. Man erkennt eine Differenz von 1-2 dB, die aus dem Optimierungsprinzip der Pseudoinversen herrührt. In den folgenden Unterkapiteln wird das Zustandekommen dieser großen Differenz erörtert und Wege zur Lösung des Problems aufgezeigt.

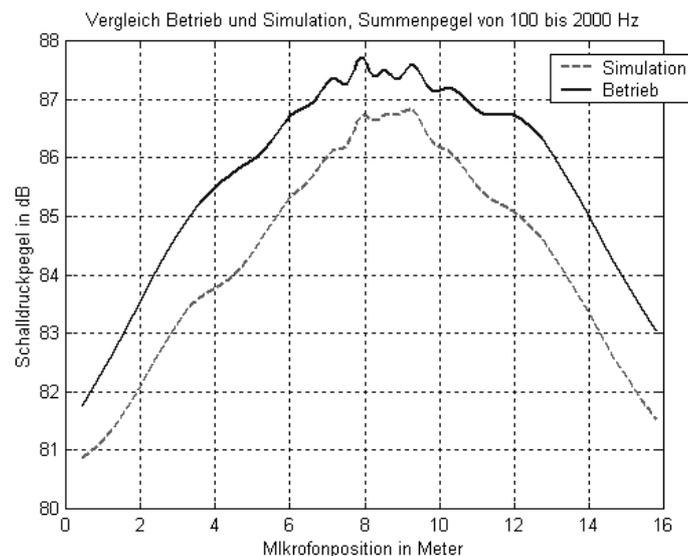


Abbildung 3.2-2: Betrieb und Simulation entlang einer Messreihe mit der Methode der Pseudoinversen berechnet.

Wenn im Folgenden Ergebnisse präsentiert werden, basieren sie auf den Messungen zu diesem Prinzipversuch. Erst in den Anwendungskapiteln fünf und sechs werden dann komplexere Schallfelder am Fahrzeug simuliert. Das Simulationsprinzip bleibt dann jedoch gleich.

3.3 Gleichungssystem zur Simulation von Schallfeldern

Das simulierte Geräusch ist eine Superposition aus Beiträgen der einzelnen Lautsprecher bzw. Lautsprecherpositionen. Physikalisch betrachtet werden Schalldrücke zu einem simulierten Gesamtgeräusch addiert. Schalldrücke kann man ja phasengerecht, also kohärent, oder energetisch, also inkohärent, addieren. Dies hängt davon ab, ob die Teilgeräusche kausal abhängig sind und somit eine feste Phasenbeziehung zueinander haben oder nicht. Wind- oder Zischgeräusche sind z.B. inkohärent, da die geräuschverursachenden kleinen Wirbel sofort wieder abreißen¹⁰. Als Beispiel betrachten wir die Addition zweier Schalldrücke mit gleicher Amplitude:

¹⁰ Ein Analogon aus der Optik ist der Laser und die Glühbirne. Während der Laser kohärentes Licht erzeugt, bricht die Lichtwelle der Glühbirne sofort wieder ab. Die Kohärenzlänge ist so klein, dass man quasi kein Kohärenzeffekt erzeugen kann, weshalb man bei der Glühbirne von inkohärentem Licht spricht.

Kohärente Addition:

Gegeben seien zwei Schalldrücke: $p_1 = |p_1| \cdot e^{i\varphi_1}$, $p_2 = |p_2| \cdot e^{i\varphi_2}$, wobei $|p_1| = |p_2|$. Die Phase φ ist als Absolutwert nicht definiert. Interessant ist nur eine relative Phase bezüglich einer Referenz. Da nur 2 Schalldrücke vorhanden sind, setzen wir oBdA $\varphi_1 = 0$. Dann addieren sich die beiden Schalldrücke wie folgt:

$$p = |p_1| + |p_1| \cdot e^{i\varphi_2} = |p_1| \cdot (1 + e^{i\varphi_2}) \quad (3.3-1)$$

Im Falle der konstruktiven Interferenz, also der positiven Überlagerung der beiden Schallwellen, entsteht der doppelte Schalldruck. Dazu muss der Phasenunterschied φ_2 beider Wellen genau 0° (bzw. 360°) betragen. Beläuft sich der Phasenunterschied hingegen auf 180° , so kommt es zur destruktiven Interferenz, also zur Auslöschung. Der entstandene Schalldruck beträgt dann tatsächlich 0 Pa – es ist dann nichts zu hören.

Da sich die Werte der Schalldrücke von üblichen Geräuschen über mehrere Größenordnungen erstrecken, ist die Handhabung von Schalldruckpegeln günstiger¹¹. Eine kohärente Überlagerung zweier gleichphasiger, gleichstarker Schallwellen führt zu einer Pegelerhöhung um 6 dB:

$$L_p = 20 \cdot \log_{10} \left(\frac{|p_1 + p_2|}{p_0} \right) = 20 \cdot \log_{10} \left(\frac{2 \cdot |p_1|}{p_0} \right) = L_{p_1} + 20 \cdot \log_{10}(2) = L_{p_1} + 6dB \quad (3.3-2)$$

wobei $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa beträgt.

Inkohärente Addition:

Bei der energetischen Addition werden die Betragsquadrate der beiden Schalldrücke addiert. Hierbei entfallen die Phaseninformationen der beiden Schallwellen:

$$p = \sqrt{|p_1|^2 + |p_2|^2} = \sqrt{2 \cdot |p_1|^2} = \sqrt{2} \cdot |p_1| \quad (3.3-3)$$

Der Schalldruck erhöht sich unabhängig von der Phasenlage¹² um $\sqrt{2}$. In dB ergibt sich so eine Pegelerhöhung um 3 dB:

$$L_p = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{|p_1|^2 + |p_2|^2}{|p_0|^2} \right) = L_{p_1} + 10 \cdot \log_{10}(2) = L_{p_1} + 3dB \quad (3.3-4)$$

Für inkohärente Geräuschquellen gilt folglich: „Eine Verdoppelung der Geräuschquellen führt zu einer Pegelanhebung um 3 dB.“

Eine Schallquelle kann auch so vielfältig sein, dass sowohl kohärente als auch inkohärente Teilschallquellen zum Gesamtgeräusch beitragen. Dem so entstehenden Gesamtgeräusch kann man jedoch keine feste Phase mehr zuweisen. Möchte man dennoch ein weiteres, bezüglich mindestens einer Quelle kohärentes Geräusch hinzuaddieren, so müsste man die kohärenten und inkohärenten Anteile weiter einzeln betrachten.

Da es sich beim Kraftfahrzeug um eine äußerst komplexe Schallquelle handelt, die aus mehreren Teilschallquellen besteht, die zudem sowohl kohärent als auch inkohärent zuein-

¹¹ Zudem ist das menschliche Empfinden logarithmischer Natur. Nicht nur der Schalldruck, sondern auch die Lichtintensität wird logarithmisch empfunden.

¹² Die Phasenlage ist hier eigentlich gar nicht definiert.

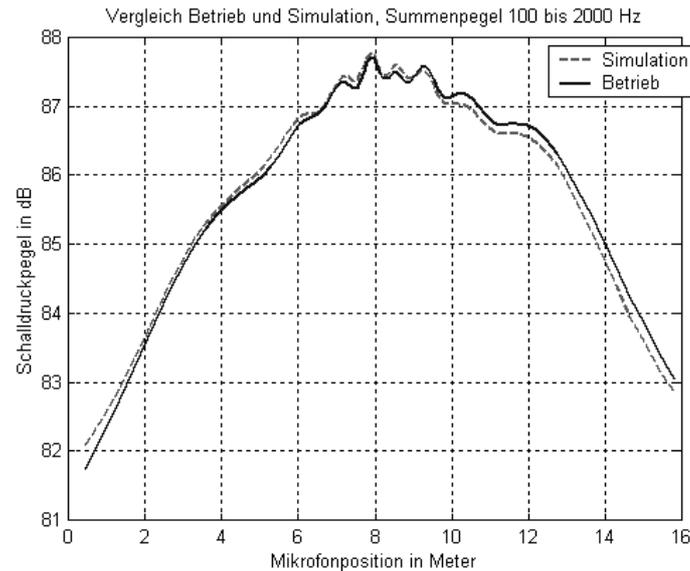


Abbildung 3.3-1: Betrieb und Simulation mit der kohärenten Optimierungsmethode, wobei in der Simulation nur die Beträge mit dem gemessenen Geräusch abgeglichen werden.

3.3.2 Inkohärente Methode

Möchte man ein inkohärentes Schallfeld, also ein Schallfeld dessen Quellen in keiner festen Phasenbeziehung zueinander stehen, simulieren, so ist es notwendig die Beiträge der Lautsprecherpositionen inkohärent zu addieren:

$$\begin{cases}
 |p_1^{Betrieb}(f)| &= \sqrt{|T_{1,1}(f) \cdot a_1(f)|^2 + |T_{1,2}(f) \cdot a_2(f)|^2 + \dots + |T_{1,L}(f) \cdot a_L(f)|^2} \\
 |p_2^{Betrieb}(f)| &= \sqrt{|T_{2,1}(f) \cdot a_1(f)|^2 + |T_{2,2}(f) \cdot a_2(f)|^2 + \dots + |T_{2,L}(f) \cdot a_L(f)|^2} \\
 \vdots & \vdots \\
 |p_K^{Betrieb}(f)| &= \sqrt{|T_{K,1}(f) \cdot a_1(f)|^2 + |T_{K,2}(f) \cdot a_2(f)|^2 + \dots + |T_{K,L}(f) \cdot a_L(f)|^2}
 \end{cases} \quad (3.3-6)$$

Da die Phasenlagen hier überhaupt keine Rolle spielen, werden sie auch nicht optimiert. Das Gleichungssystem besteht also aus K reellen Gleichungen mit L reellen unbekannt. Das Verhältnis von Anzahl der Gleichungen zu Anzahl der Unbekannten ist zwar wieder dasselbe wie bei der Pseudoinversen, jedoch müssen hier nur die Beträge optimiert werden, was auch dann möglich ist, wenn die Phasenlagen nicht mit der Betriebsmessung übereinstimmen. Aus diesem Grund erhält man hier ein ähnlich gutes Ergebnis wie bei der kohärenten Betragsoptimierungsmethode. (Abb.3.3- 2)

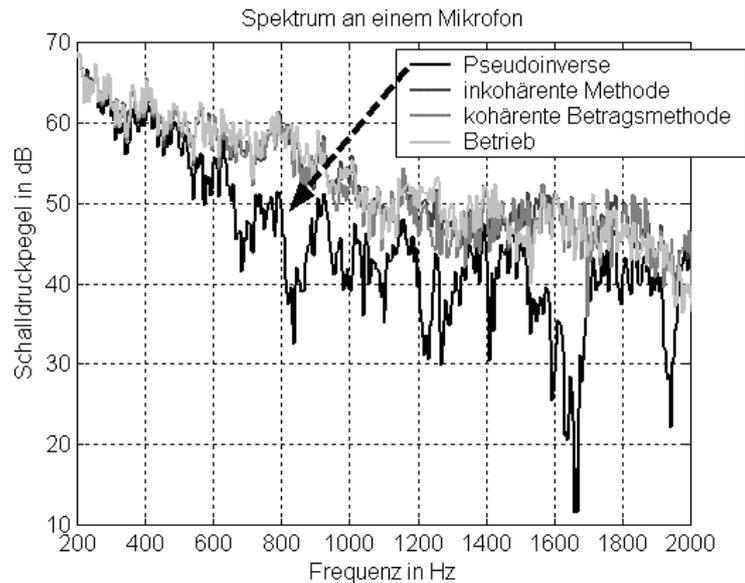


Abbildung 3.3-2: *Betrieb und Simulation der bisher besprochenen Berechnungsmethoden. Die Methode der Pseudoinversen weicht erheblich vom Betrieb ab, weil sie als einzige die Phase der Betriebsmessung berücksichtigt. Die anderen beiden Methoden bilden die Betriebsmessung bis auf wenige dB genau nach.*

3.3.3 Teilkohärente Methode

Für den Fall, dass man die Lautsprecherpositionen in der Nähe der realen Teilschallquellen platzieren kann, sollte man auch das Kohärenzverhalten der realen Quellen mit den Lautsprechern so gut wie möglich nachstellen. Um ein Schallfeld zu simulieren, das sowohl aus zueinander kohärenten Quellen als auch aus inkohärenten Quellen entsteht, muss man das entsprechende Gleichungssystem aufstellen:

$$\begin{cases} |p_1^{Betrieb}(f)| = \sqrt{|T_{1,1}(f) \cdot a_1(f) + \dots + T_{1,L}(f) \cdot a_L(f)|^2 + |T_{1,L+1}(f) \cdot a_{L+1}(f)|^2 + \dots + |T_{1,L}(f) \cdot a_L(f)|^2} \\ |p_2^{Betrieb}(f)| = \sqrt{|T_{2,1}(f) \cdot a_1(f) + \dots + T_{2,L}(f) \cdot a_L(f)|^2 + |T_{2,L+1}(f) \cdot a_{L+1}(f)|^2 + \dots + |T_{2,L}(f) \cdot a_L(f)|^2} \\ \vdots \\ |p_K^{Betrieb}(f)| = \sqrt{|T_{K,1}(f) \cdot a_1(f) + \dots + T_{K,L}(f) \cdot a_L(f)|^2 + |T_{K,L+1}(f) \cdot a_{L+1}(f)|^2 + \dots + |T_{K,L}(f) \cdot a_L(f)|^2} \end{cases} \quad (3.3-7)$$

Die Lautsprecherpositionen $l=1, \dots, L'$ sind an den Stellen, an denen sich die realen kohärenten Teilschallquellen befinden. Hingegen sind an den Positionen $l=L'+1, \dots, L$ die inkohärenten Quellen.

Zur Übersicht sind in der Abbildung 3.3-3 nochmals alle Möglichkeiten der kohärenten und inkohärenten Addition zusammengefasst. Auf der rechten Seite finden sich die Additionsmöglichkeiten der Lautsprecherschalldrücke wieder, die ein simuliertes Geräusch ergeben. Die gesuchten Lautsprecheranregungen, aus denen zusammen mit den Transferfunktionen das simulierte Geräusch resultiert, ergeben sich durch Gleichsetzen mit dem Betrag des Schalldrucks bzw. mit dem komplexen Schalldruck. Ein kohärentes simuliertes Geräusch kann sowohl mit dem Betrag als auch mit dem komplexen Betriebsgeräusch gleichgesetzt werden, das inkohärente hingegen nur mit dem Betrag.

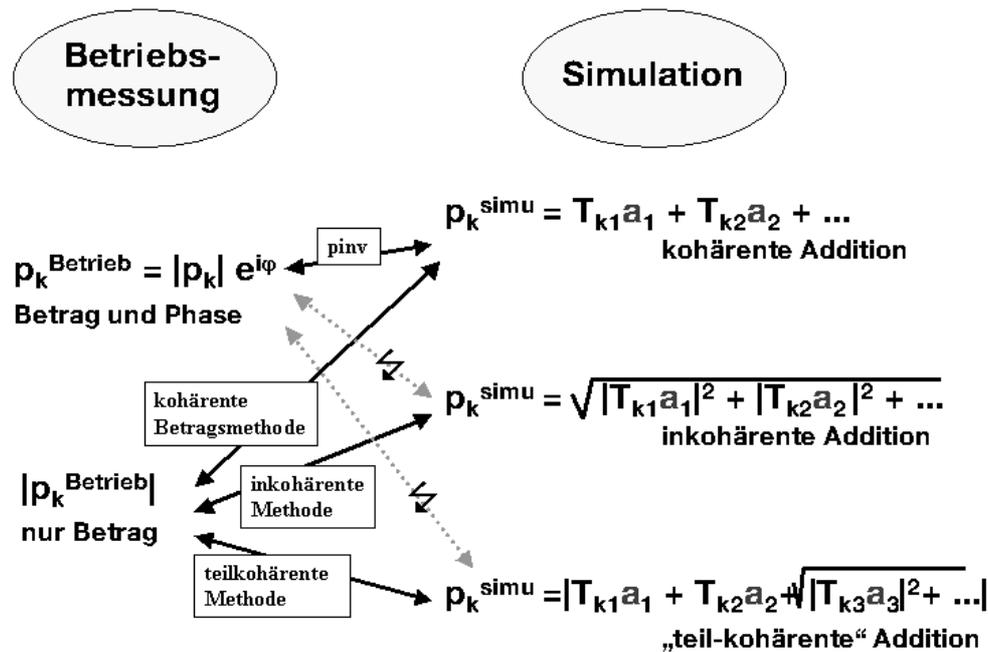


Abbildung 3.3-3 Möglichkeiten zur Aufstellung des Gleichungssystems. Das simulierte Lautsprecher-schallfeld kann man mit drei verschiedenen Additionsmöglichkeiten erzeugen. Beim Abgleich mit der Betriebsmessung kann man entweder die Phase des Betriebsgeräusches berücksichtigen, oder man versucht nur die Beträge zu optimieren. Daraus entstehen die vier besprochenen Möglichkeiten zur Aufstellung des Gleichungssystems.

3.4 Wege zur Lösung des Gleichungssystems

Wie in Abbildung 3.1-1 schematisch aufgezeigt, muss nach dem Aufstellen des geeigneten Gleichungssystems dieses gelöst werden. Ein Lösungsweg wurde im Kapitel 3.1 mit der Pseudoinversen beschrieben. Hierbei wird zunächst die Differenz der linken und rechten Seite jeder Gleichung r_k gebildet (vgl. 3.1-5). Die Summe der quadratischen Differenzen wird anschließend minimiert. Im Fall von überbestimmten linearen Gleichungssystemen ist dies mit einigen Matrizenoperationen möglich, die im Symbol der Pseudoinversen zusammengefasst werden¹⁴. Die Gleichungssysteme, die aus den Überlegungen in Kapitel 3.3.1 – 3.3.3 resultierten sind jedoch nicht linear, so dass die einfache Art der Matrixinvertierung so nicht funktioniert. Aus diesem Grund muss hier ein Optimierungsverfahren, wie z.B. das Newtonverfahren zur Nullstellensuche [BRO93] angewandt werden. Dazu muss eine Zielfunktion z.B. $f(x)$ angegeben werden, deren Nullstellen die Lösung des Problems ist. Zur Iteration müssen zudem die partiellen Ableitungen der Zielfunktion nach den Unbekannten x angegeben werden. Der zum Start der Iteration erforderliche Wert x_0 wird in unserem Fall mit der Methode der Pseudoinversen ermittelt. Die Iterationsschritte lauten dann wie folgt:

$$x_{i+1} = x_i - \frac{f(x_i)}{f'(x_i)} \quad (3.4-1)$$

Grafisch erhält man den nächsten Iterationsschritt x_{i+1} als Schnittpunkt der Tangente von $f(x_i)$ mit der Abszisse. (Abb. 3.4-1)

¹⁴ Ist das Gleichungssystem zudem quadratisch, ist nur eine Invertierung der T-Matrix notwendig.

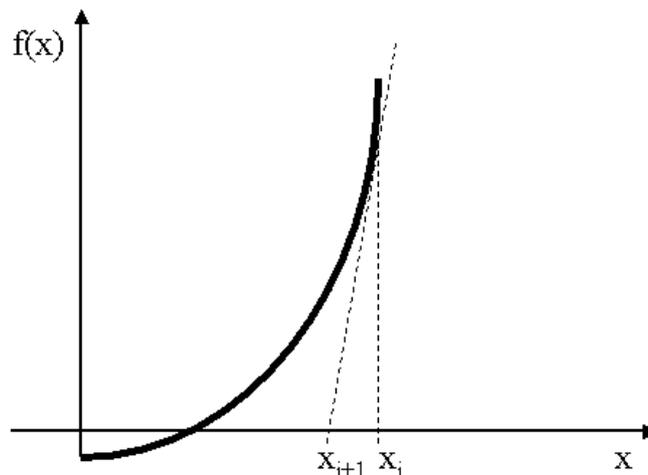


Abbildung 3.4-1 Grafische Darstellung des eindimensionalen Newtonverfahrens zur Auffindung der Nullstelle einer Funktion $f(x)$.

Die Iteration wird entweder nach einer vorgegebenen Anzahl von Iterationsschritten abgebrochen, oder wenn die Änderung der Iterationsschritte kleiner ist als ein vorgegebenes ε :

$$|x_{i+1} - x_i| < \varepsilon \quad (3.4-2)$$

Die Bestimmung einer geeigneten Zielfunktion erscheint auf den ersten Blick trivial. Die Lösung mit der Pseudoinversen legt die Minimierung der Summe der quadratischen Differenzen nahe. Dies erweist sich jedoch als wenig geeignet, wie in den folgenden Unterkapiteln 3.4.1 - 3.4.3 aufgezeigt wird.

3.4.1 Differenzenmethode

Lösen wir zunächst die Gleichungssysteme (3.3-5), (3.3-6) und (3.3-7) durch Minimierung der Differenz der rechten und linken Seite jeder Gleichung. Wir definieren also eine Zielfunktion $z(a_1, a_2, \dots, a_L)$ als Summe der quadratischen Differenzen, wobei die Variablen a_l in (3.3-5) komplex, in (3.3-6) real und in (3.3-7) teils real teils komplex sein können:

$$z(a_1, a_2, \dots, a_L) = \sum_{k=1}^K |p_k^{Betrieb} - p_k^{Simu}|^2 \quad (3.4-3)$$

wobei p_k^{Simu} für den kohärenten, inkohärenten bzw. teilkohärenten Fall wie folgt definiert ist:

$$p_k^{Simu} = p_k^{Simu}(a_1, a_2, \dots, a_L) = \sum_{l=1}^L T_{k,l} a_l \quad (\text{kohärent, Kap. 3.3.1}) \quad (3.4-4)$$

$$p_k^{Simu} = p_k^{Simu}(a_1, a_2, \dots, a_L) = \sqrt{\sum_{l=1}^L |T_{k,l} a_l|^2} \quad (\text{inkohärent, Kap. 3.3.2}) \quad (3.4-5)$$

$$p_k^{Simu} = p_k^{Simu}(a_1, a_2, \dots, a_L) = \sqrt{\sum_{l=1}^{L'} |T_{k,l} a_l|^2 + \sum_{l=L'+1}^L |T_{k,l} a_l|^2} \quad (\text{teilkohärent, Kap. 3.3.3}) \quad (3.4-6)$$

Die Minimierungsaufgabe (3.4-3) wird in MATLAB mit einem vorprogrammierten Algorithmus gelöst, der auf der Basis des oben erwähnten Newtonverfahrens arbeitet. Die notwendige Bedingung für ein Minimum ist ja eine Nullstelle der Ableitung. Deshalb muss zur optimalen Anwendung des Minimierungsalgorithmus ein rationaler Ausdruck für die partiellen Ableitungen nach allen Unbekannten angegeben werden. Diese Ableitungen befinden sich im Anhang B.

Das Ergebnis der Minimierungsaufgabe liefert einen Satz von Lautsprecheranregungen a_l , die mit den entsprechenden Transferfunktionen multipliziert und addiert ein simuliertes Gesamtgeräusch p_k^{Simu} ergeben. Die Abweichung des berechneten Schalldrucks vom gemessenen ist dabei normalverteilt. Für jedes Mikrofon und für jede Frequenzstützstelle kann man die Differenz $|p_k^{Simu}(f) - p_k^{Betrieb}(f)|$ ermitteln. Aus diesen Differenzen kann man ein Fehlerhäufigkeitsdiagramm erstellen, das die erwartete Gaußverteilung widerspiegelt. (Abb. 3.4-2)

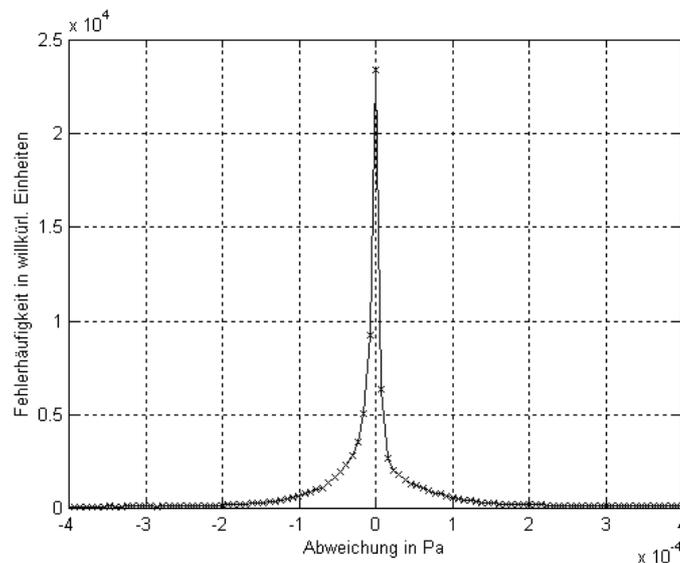


Abbildung 3.4-2: normalverteilte Fehlerhäufigkeit aufgetragen über der Differenz zwischen Betrieb und Simulation in Pascal (Pa). Die Berechnung wurde mit der inkohärenten Differenzenmethode im Prinzipversuch durchgeführt.

Da die Schalldrücke aber grundsätzlich in dB angegeben werden, möchte man den Fehler auf der logarithmischen Achse gaußförmig verteilt sehen. Da die Logarithmusfunktion jedoch nicht linear ist, treten immense Verzerrungen auf, wenn man den Fehler in dB betrachtet. Das in Abbildung 3.4-3 dargestellte Ergebnis stellt die Pegeldifferenz zwischen Betriebsmessung und Simulation dar:

$$Fehler(k, f) = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{|p_k^{Simu}(f)|^2}{p_0^2} \right) - 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{|p_k^{Betrieb}(f)|^2}{p_0^2} \right) \quad (3.4-7)$$

Für jedes Mikrofon k und jede Frequenzstützstelle f erhält man so einen Fehlerwert, der als Fehlerhäufigkeitswert betrachtet wird.

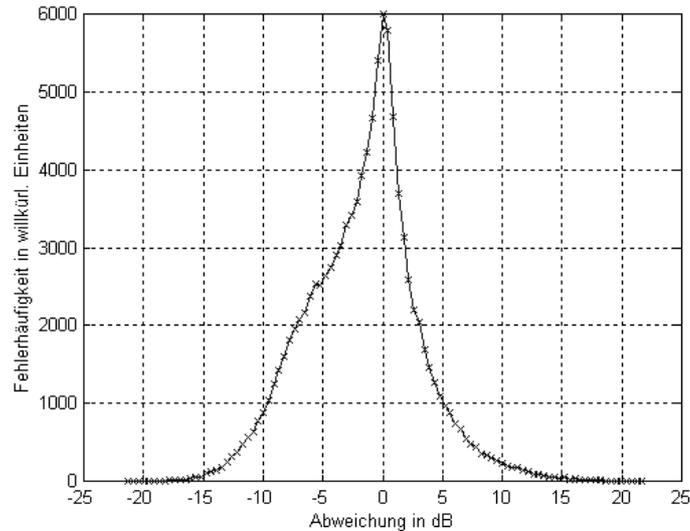


Abbildung 3.4-3: Die Simulation erfolgte ebenso mit der inkohärenten Differenzenmethode, jedoch wurde als Fehler die Differenz der Schalldruckpegel ermittelt. Die Fehlerhäufigkeit wurde demnach über der Schalldruckpegeldifferenz in dB aufgetragen.

Um diesem Missverhältnis zwischen Optimierung in Pascal und Auswertung in dB entgegenzuwirken, werden im Folgenden andere Ansätze zur Lösung der Gleichungssysteme entwickelt. Dabei werden weitere Nachteile der Differenzenmethode aufgezeigt.

3.4.2 Quotientenmethode

Wie schon in (3.4-7) definiert, ist es das Ziel, die Differenz des simulierten und des gemessenen Schalldruckpegels (3.4-8) zu minimieren:

$$\begin{aligned} \Delta L_p &= \left| 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{|p_k^{Simu}|^2}{p_0^2} \right) - 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{|p_k^{Betrieb}|^2}{p_0^2} \right) \right| \\ &= \left| 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{|p_k^{Simu}|^2}{|p_k^{Betrieb}|^2} \right) \right| \end{aligned} \quad (3.4-8)$$

ΔL_p ist dann minimal, wenn das Argument des Logarithmus gleich eins ist. Es muss also folgender Ausdruck minimiert werden¹⁵:

$$\Delta L_p \rightarrow \min \Rightarrow \frac{|p_k^{Simu}|}{|p_k^{Betrieb}|} = 1 \quad (3.4-9)$$

Zu minimieren ist also folgender Term (3.4-10):

¹⁵ Das Quadrat kann man als Faktor zwei vor den Logarithmus ziehen, so dass das Argument nicht quadriert werden muss.

$$\left| \frac{p_k^{Simu}}{p_k^{Betrieb}} \right| - 1 = 0 \quad (3.4-10)$$

Zur Lösung der Gleichungssysteme (3.3-5), (3.3-6) und (3.3-7) werden also anstelle der quadratischen Differenzen zwischen rechter und linker Seite (vgl. 3.4-3), die quadratischen Quotienten minus eins summiert und minimiert.

$$z(a_1, a_2, \dots, a_L) = \sum_{k=1}^K \left(\left| \frac{p_k^{Simu}}{p_k^{Betrieb}} \right| - 1 \right)^2 \quad (3.4-11)$$

Die Ausdrücke für das simulierte Geräusch p_k^{Simu} (3.4-4), (3.4-5) und (3.4-6) bleiben dabei erhalten. Die zur Minimierung notwendigen Ableitungen befinden sich wiederum im Anhang B.

Zur Veranschaulichung der Wirkungsweise der Quotientenmethode im Vergleich zur Differenzenmethode, sei ein einfaches Rechenbeispiel gegeben, welches der Situation eines Lautsprechers (eine Unbekannte) und zweier Mikrofone (zwei Gleichungen) nachgestellt ist. Im Fall 1 werden im Betrieb beide Mikrofone mit einem ähnlich starken Schalldruck beaufschlagt. Im zweiten Fall steht ein Mikrofon relativ nahe an der Quelle und empfängt somit ein wesentlich höheres Signal. Die Transferfunktion ist gleichermaßen erhöht (Abb. 3.4-4):

	Fall 1: beide Mikrofone etwa gleich laut	Fall 2: ein Mikrofon wesentlich lauter als das andere
Gleichungssysteme	$\left. \begin{array}{l} 2x = 6 \Rightarrow x = 3 \\ 3x = 7 \Rightarrow x = 2,33 \end{array} \right\} x \approx 2,6 - 2,7$	$\left. \begin{array}{l} 2x = 6 \Rightarrow x = 3 \\ 30x = 70 \Rightarrow x = 2,33 \end{array} \right\} x \approx 2,6 - 2,7$
Lösung mit Differenzenmethode	$(2x - 6)^2 + (3x - 7)^2 \rightarrow \min$ <p>Ableitung nach x liefert:</p> $2 \cdot (2x - 6) \cdot 2 + 2 \cdot (3x - 7) \cdot 3 = 0$ $\Rightarrow x = \mathbf{2,46}$	$(2x - 6)^2 + (30x - 70)^2 \rightarrow \min$ <p>Ableitung nach x liefert:</p> $2 \cdot (2x - 6) \cdot 2 + 2 \cdot (30x - 70) \cdot 30 = 0$ $\Rightarrow x = \mathbf{2,34}$
Lösung mit Quotientenmethode	$\left(\frac{2x}{6} - 1 \right)^2 + \left(\frac{3x}{7} - 1 \right)^2 \rightarrow \min$ $2 \cdot \left(\frac{2x}{6} - 1 \right) \cdot \frac{1}{3} + 2 \cdot \left(\frac{3x}{7} - 1 \right) \cdot \frac{3}{7} = 0$ $\Rightarrow x = \mathbf{2,59}$	$\left(\frac{2x}{6} - 1 \right)^2 + \left(\frac{30x}{70} - 1 \right)^2 \rightarrow \min$ $2 \cdot \left(\frac{2x}{6} - 1 \right) \cdot \frac{1}{3} + 2 \cdot \left(\frac{3x}{7} - 1 \right) \cdot \frac{3}{7} = 0$ $\Rightarrow x = \mathbf{2,59}$

Abbildung 3.4-4: Rechenbeispiel zur Wirkungsweise der Differenzen- und Quotientenmethode zur Lösung eines überbestimmten Gleichungssystems. Die Quotientenmethode optimiert im Gegensatz zur Differenzenmethode den relativen Wert.

Das Beispiel in Abbildung 3.4-4 zeigt, dass die Differenzenmethode die zahlenmäßig höherwertigen Gleichungen bevorzugt. Dies liegt daran, dass die Differenz bei einer Gleichung mit großen Werten viel größer ist als die Differenz der Gleichungen mit kleinen Werten. In der Praxis optimiert die Differenzenmethode also hauptsächlich die lauten Mikrofone, während die leisen Mikrofone bei der Simulation vernachlässigt werden. Will man jedoch ein Schallfeld simulieren, dann ist es genauso wichtig, die im Betrieb leisen Orte leise nachzubilden, wie die lauten laut. Die Quotientenmethode löst genau dieses Problem. Durch die Bildung des Quotienten fallen die Größenordnungen durch Kürzen heraus. Die Mikrofone in der Nähe der Schallquelle sind also in gleicher Weise zu berücksichtigen, wie die Mikrofone in weiter Entfernung. Dies lässt sich auch noch einmal schön anhand des Prinzipversuchs verdeutlichen (Abb. 3.4-5).

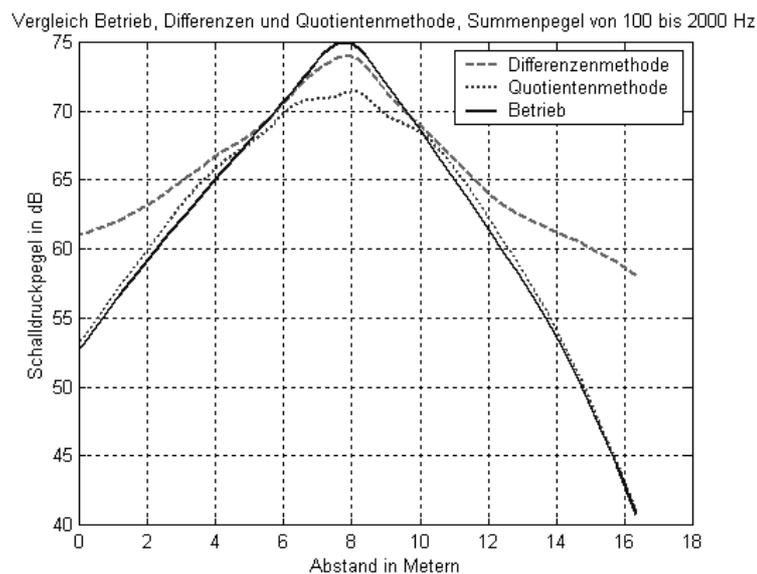


Abbildung 3.4-5: Vergleich der Differenzen und der Quotientenmethode im Prinzipversuch, wobei nur mit 2 Lautsprecherpositionen beschallt wurde. Die Differenzenmethode ist bei den lauten Positionen besser, die Quotientenmethode hingegen optimiert auch die leisen Positionen. Die Berechnung wurde mit den kohärenten Methoden durchgeführt. Das Betriebsschallfeld wurde ebenfalls am Rechner erzeugt und könnte mit keiner Beschallungsposition reproduziert werden. Dadurch ist ausgeschlossen, dass ein Lautsprecher zur Simulation ausreicht und alle anderen Lautsprecher durch die Berechnung quasi abgeschaltet werden. In solch einem Fall würde mit beiden Methoden die exakte Lösung gefunden werden.

3.4.3 Logarithmische Quotientenmethode

Nachdem in Kapitel 3.4.2 die Diskrepanz zwischen Mikrofonen mit großem und kleinem Signal überwunden werden konnte, bleibt nun noch das Problem der Fehlerverteilung, das bereits in Kapitel 3.4.1 aufgezeigt wurde. Dazu schreibt man am besten die Zielfunktion so auf, wie sie auch letztendlich ausgewertet wird. Wir formulieren also mit (3.4-8) die Zielfunktion $z(a_1, a_2, \dots, a_L)$ wie folgt:

$$\begin{aligned}
 z(a_1, a_2, \dots, a_L) &= \sum_{k=1}^K \left(10 \cdot \log_{10} \left(\frac{|p_k^{Simu}|^2}{p_0^2} \right) - 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{|p_k^{Betrieb}|^2}{p_0^2} \right) \right)^2 \\
 &= \sum_{k=1}^K \left(10 \cdot \log_{10} \left(\frac{|p_k^{Simu}|^2}{|p_k^{Betrieb}|^2} \right) \right)^2 \rightarrow \min
 \end{aligned} \tag{3.4-12}$$

Da die Zielfunktion im Algorithmus sehr häufig berechnet wird, sollte man sie möglichst von überflüssigen konstanten Faktoren befreien. Dazu wird sie wie folgt formuliert:

$$z(a_1, a_2, \dots, a_L) = \sum_{k=1}^K \left(\log_{10} \left(\frac{|p_k^{Simu}|}{|p_k^{Betrieb}|} \right) \right)^2 \rightarrow \min \tag{3.4-13}$$

Die partiellen Ableitungen befinden sich ebenfalls im Anhang B, die Ausdrücke für das simulierte Geräusch p_k^{Simu} werden wiederum aus (3.4-4), (3.4-5) und (3.4-6) übernommen. In dieser Berechnung wird also auch der Quotient aus simuliertem und gemessenem Schalldruck optimiert, jedoch werden die Summanden der Zielfunktion logarithmisch addiert. Ergebnisse aus dem Prinzipversuch bestätigen die Überlegungen. Die logarithmische Quotientenmethode berechnet das simulierte Schallfeld so, dass der Fehler gleichmäßig um Null herum verteilt ist. Die Differenzen- und Quotientenmethode verschieben den Fehler hin zu negativen Abweichungen, die Simulation ist also kleiner als der Betrieb, so wie wir es schon bei der Pseudoinversen (Abb. 3.2-2) gesehen haben.

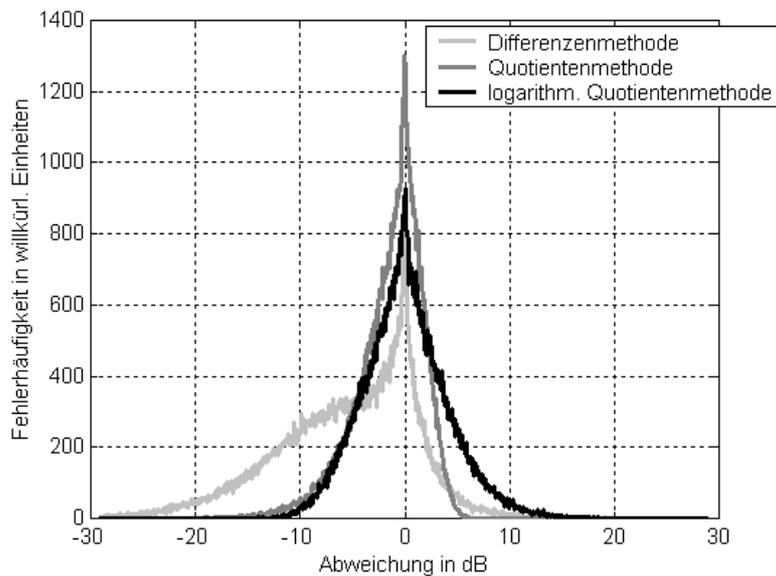


Abbildung 3.4-6 Schalldruckpegel der Simulation minus Schalldruckpegel im Betrieb. Die Berechnung erfolgte wiederum im Prinzipversuch mit den jeweils kohärenten Methoden. Die logarithmische Quotientenmethode sorgt für eine ausgeglichene Fehlerverteilung. Die anderen Methoden neigen zu kleineren Simulationenwerten.

Dies wird noch anschaulicher, wenn man die Logarithmusfunktion näher betrachtet (Abb. 3.4-7). Ein Intervall der Breite Δx um einen Wert x_k [$x_k - \Delta x/2$; $x_k + \Delta x/2$] wird aufgrund der Nichtlinearität verzerrt zu [$\log(x_k - \Delta x/2)$; $\log(x_k + \Delta x/2)$]

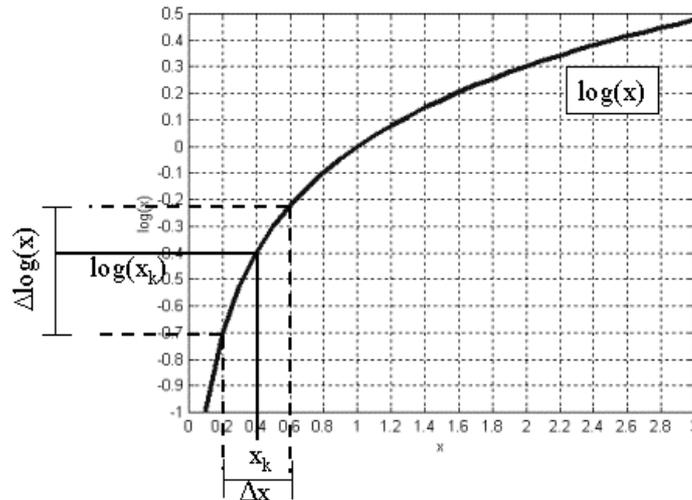


Abbildung 3.4-7 Veranschaulichung der Verzerrung eines Intervalls Δx um einen Mittelwert x_k durch die Logarithmusfunktion.

Sei $f(x)$ die Gaußfunktion für die Fehlernormalverteilung [BRO93] mit der Standardabweichung σ :

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} \tag{3.4-14}$$

Durch die Verzerrung des Fehlerintervalls $[x_k - \Delta x/2 ; x_k + \Delta x/2]$ verformt sich die Fehlerverteilungsfunktion $f(x)$ wie folgt (Abb. 3.4-8):

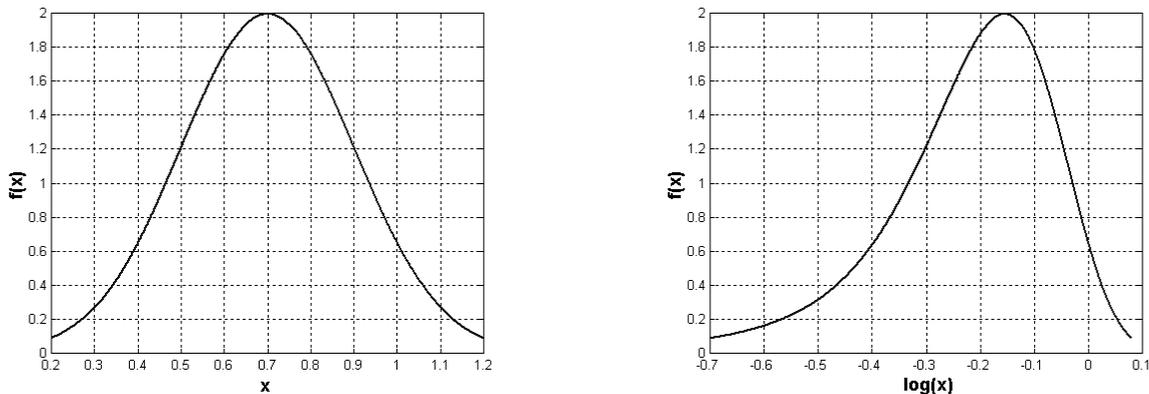


Abbildung 3.4-8: Fehlerverteilungsfunktion $f(x)$ mit $\sigma = 0,2$ um den Mittelwert $x_k = 0,7$. Durch logarithmieren der x -Werte verformt sich die Verteilungsfunktion (rechts).

Im Unterschied zur normalen Quotientenmethode, erzielt die logarithmische Quotientenmethode eine Normalverteilung des Fehlers auf der dB-Achse. Einerseits ist man zwar an der Fehlerverteilungsfunktion interessiert, interessanter ist hingegen die Höhe der Abweichung zwischen Betrieb und Simulation. Betrachtet man unter diesem Aspekt die Abbildung 3.4-6, so kann man erkennen, dass die Quotientenmethode trotz ihres verschobenen Gewichtes die kleineren Fehler aufweist. Dies soll im Folgenden genauer beleuchtet werden:

In einer vereinfachten Betrachtungsweise wird der jeweiligen Minimierungsfunktion, die quadriert und summiert zur Zielfunktion wird, ein konstantes $\pm \bullet$ hinzugefügt. Das Ergebnis der Minimierungsfunktion unterscheidet sich in dieser Überlegung also um $\pm \bullet$ von 0.

Quotientenmethode	logarithmische Quotientenmethode
mit	mit
$\left(\frac{ p_k^{Simu} }{ p_k^{Betrieb} } - 1 \right) \pm \Delta = 0$	$\log_{10} \left(\frac{ p_k^{Simu} }{ p_k^{Betrieb} } \right) \pm \Delta = 0$
folgt	folgt
$ p_k^{Simu} = p_k^{Betrieb} \cdot (1 \mp \Delta)$	$ p_k^{Simu} = p_k^{Betrieb} \cdot 10^{\mp \Delta}$
Betrachtung der Abweichung \bullet dB in dB	Betrachtung der Abweichung \bullet dB in dB
$\Delta_{dB} = 20 \cdot \log_{10} \left(\frac{ p_k^{Simu} }{ p_k^{Betrieb} } \right) = 20 \cdot \log_{10} (1 \mp \Delta)$	$\Delta_{dB} = 20 \cdot \log_{10} \left(\frac{ p_k^{Simu} }{ p_k^{Betrieb} } \right) = \mp 20 \cdot \Delta$

Je nach der Höhe des Optimierungsfehlers \bullet entsteht so für jedes Verfahren eine unterschiedliche Abweichung \bullet dB in dB. In Abbildung 3.4-9 sind die beiden Abweichungsfunktionen skizziert. Man erkennt, dass bei Betrachtung in dB der Fehler der logarithmischen Methode zwar linear um 0 verteilt ist, jedoch ist der Fehler bei der normalen Quotientenmethode im Betrag meist geringer. Lediglich bei sehr großen Abweichungen ist im negativen Fall die logarithmische Methode geeigneter.

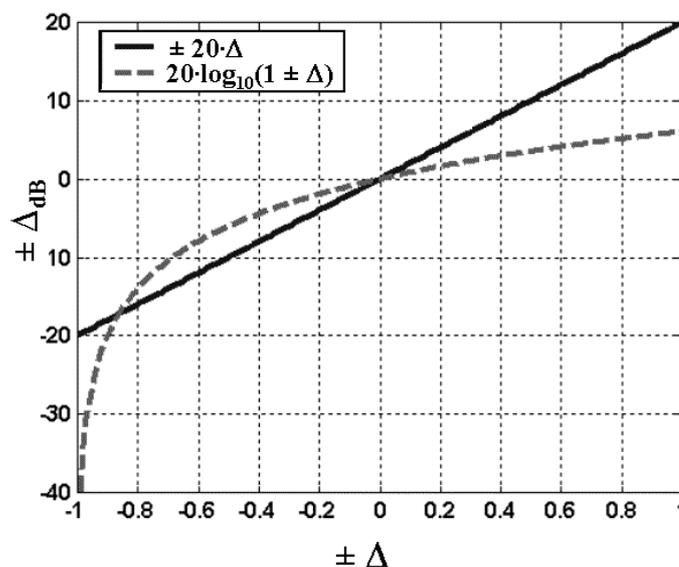


Abbildung 3.4-9 \bullet dB über \bullet für die Quotienten- und die logarithmische Quotientenmethode. Die Quotientenmethode ist meist näher an der Null. (vgl. Text)

Dieses Ergebnis wird im Kapitel 6.4 in der Anwendung des Innengeräuschverfahrens eindrucksvoll reproduziert. Wie man auch dort feststellt, kann man aufgrund dieser Überlegungen die Quotientenmethode als überlegen betrachten. Je nach besonderer Anwendung kann man evtl. auch die anderen Methoden verwenden, die normale Quotientenmethode liefert jedoch in der Regel das Ergebnis mit der geringsten Abweichung und wird somit im Folgenden favorisiert.

3.5 Ideale Anzahl der Beschallungsquellen

Bei der Betrachtung der Gleichungssysteme denkt man sofort daran, die Anzahl der Lautsprecherpositionen zu erhöhen um ein besseres Ergebnis erzielen zu können. Erhöht man die Zahl der Unbekannten bei gleichbleibender Anzahl der Gleichungen, so wird die Lösung immer besser. Im kohärenten Fall erhält man bei gleicher Anzahl von Lautsprechern und Mikrofonen sogar eine exakte Lösung. In der Tat bringt eine zusätzliche Lautsprecherposition immer eine Verbesserung und nie eine Verschlechterung bei der Lösung der Gleichungssysteme. Lediglich der Messaufwand erhöht sich bei einer größeren Anzahl von Beschallungspositionen. Diese Verbesserung der Simulation ist jedoch oft nur scheinbar. Tatsächlich kann es zu einer schlechteren Reproduktion des Schallfeldes kommen, obwohl das Gleichungssystem exakt gelöst worden ist. Daher ist die Anzahl der Beschallungspositionen sorgsam zu wählen und muss von Fall zu Fall neu diskutiert werden. Am einfachsten fällt die Entscheidung bei einer Betriebsschallquelle mit inkohärenten Teilschallquellen, deren Positionen bekannt sind. Wenn es messtechnisch realisierbar ist, sollte man dann die Lautsprecher an die Position der Schallquellen bringen. Die Zahl der Lautsprecherpositionen ist somit mit der Zahl der Teilschallquellen identisch. Sind die Positionen nicht genau bekannt, so kann man ein Verfahren anwenden, das in Kapitel 4 beschrieben ist, mit dem man die idealen Lautsprecherpositionen ermitteln kann.

Wählt man eine kohärente Berechnungsmethode, so kann es bei einer großen Anzahl von Lautsprechern sein, dass das Gleichungssystem sehr gut oder sogar exakt gelöst ist, jedoch kann es zwischen den Mikrofonen zu erheblichen Abweichungen bezüglich des gemessenen Schallfeldes kommen. Diese Abweichungen treten in der Regel weder im Gleichungssystem, noch in der Auswertung zutage. Ein zusätzliches Mikrofon könnte hier helfen, den Fehler sichtbar zu machen. Im Prinzipversuch wurde dazu ein Mikrofon bei der Optimierung nicht berücksichtigt. Zur Veranschaulichung des Sachverhaltes wurden im Prinzipversuch 13 Mikrofone in einer Reihe aufgestellt, wobei nur 12 davon optimiert wurden. Wie schon in Abbildung 3.4-5, wurde das Betriebsschallfeld dabei virtuell wieder so vorgegeben, dass es keine Lautsprecherposition geben kann, die es alleine reproduzieren könnte. Es sind also zur Simulation mehrere Lautsprecher notwendig, wobei nur eine kohärente Methode einen solchen vorgegebenen räumlichen Pegelgradienten nachbilden könnte. Die inkohärente Methode kann hier nur eine Mittelung erzielen, die das Schallfeld relativ schlecht wieder spiegelt. In Abbildung 3.5-1 ist das Ergebnis aufgezeigt:

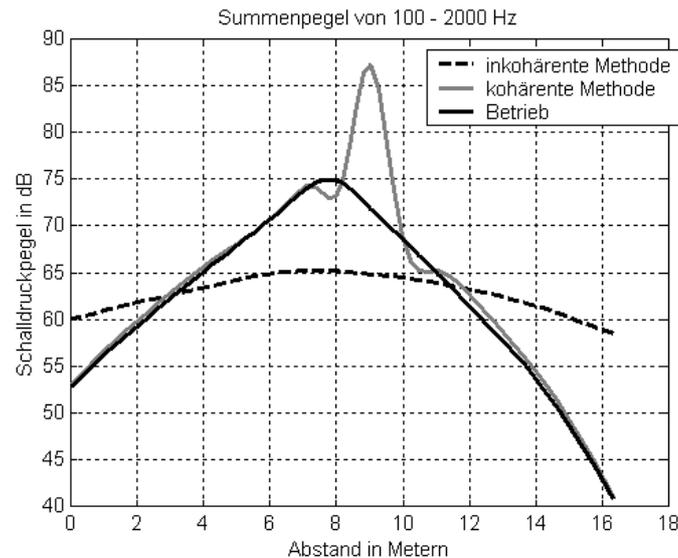


Abbildung 3.5-1 Prinzipversuch mit kohärenter und inkohärenter Quotientenmethode mit 10 Lautsprechern und 13 Mikrofonen berechnet. Ein Mikrofon wurde bei der Optimierung nicht berücksichtigt und offenbart so die räumliche Inhomogenität des kohärenten Schallfeldes. Die inkohärente Methode kann, aufgrund des sehr großen räumlichen Pegelgradienten des Betriebsschallfeldes, nur eine Mittelung erzielen, erzeugt aber immerhin ein räumlich homogenes Schallfeld. (vgl. Text)

Die inkohärente Quotientenmethode kann das Schallfeld auch mit mehreren Lautsprechern nicht reproduzieren, da hier keine Auslöschungen möglich sind. Die kohärente Quotientenmethode hingegen schafft eine Lösung, die das Betriebsschallfeld an den vorgegebenen Mikrofonpositionen dennoch reproduziert. Am nichtoptimierten Mikrofon kommt jedoch ein völlig falsches Signal an, was die räumliche Inhomogenität des Feldes offenbart. Es ist also davon auszugehen, dass das Schallfeld auch an anderen Orten, an denen kein Mikrofon steht, nicht richtig wiedergegeben wird. Das Schallfeld ist also nur punktuell richtig simuliert. Reduziert man die Anzahl der kohärenten Lautsprecherpositionen, so dass die Anzahl der Mikrofone wieder wesentlich größer ist, als die Anzahl der Lautsprecher, so wird die Simulation zwar wieder schlechter, jedoch nimmt die räumliche Inhomogenität ab und das simulierte Schallfeld ist dem Betriebsschallfeld auch an den Stellen, an denen nicht gemessen wird, ähnlicher. Dieser Sachverhalt ist im Prinzipversuch sehr schön zu erkennen: Mit einer unterschiedlichen Anzahl von Lautsprechern wurde die Simulation durchgeführt (Abb. 3.5-2). In Abbildung 3.5-3 ist die Differenz zwischen Betrieb und Simulation aufgezeigt. Während diese mit der Zahl der Lautsprecher erwartungsgemäß fällt, steigt der Fehler am nichtoptimierten Mikrofon an.

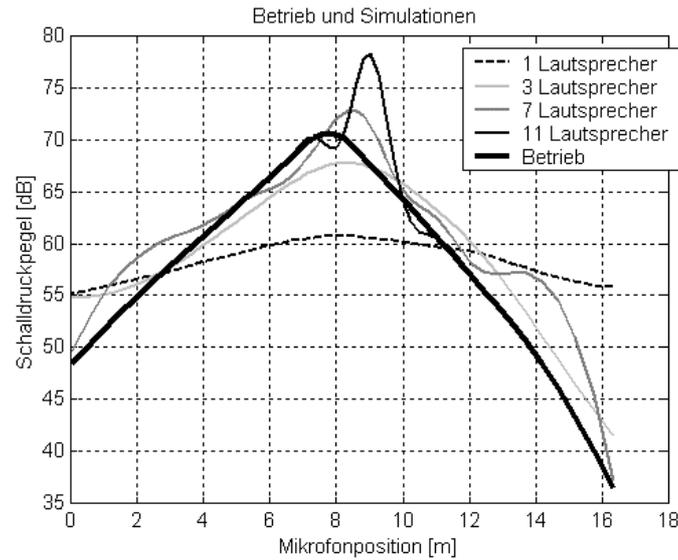


Abbildung 3.5-2 Prinzipversuch, wobei ein Mikrofon an der Position 9m nicht optimiert wurde. Die Simulation wurde mit einem Lautsprecher, bzw. drei, sieben und elf Lautsprechern mit der kohärenten Quotientenmethode durchgeführt. Je mehr Lautsprecher, desto genauer ist die Reproduktion an den optimierten Mikrofonen. Am nichtoptimierten Mikrofon wächst der Fehler hingegen mit der Zahl der Lautsprecher an.

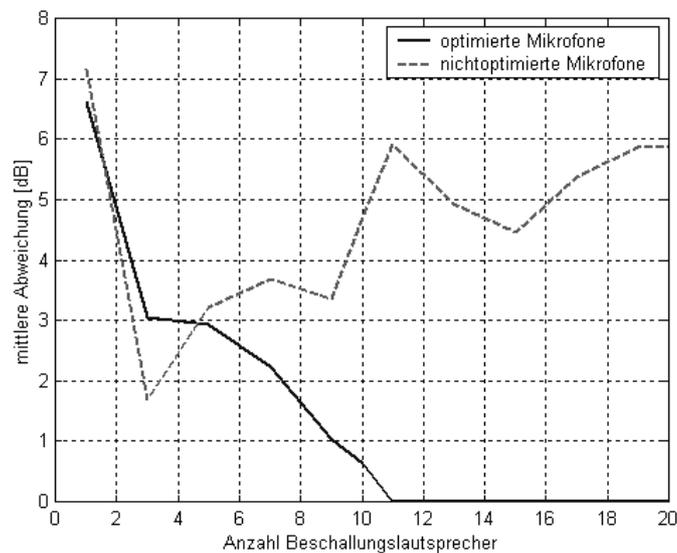


Abbildung 3.5-3: Prinzipversuch wie in Abb. 3.5-2. Aufgetragen ist die mittlere Abweichung zwischen Simulation und Betrieb als Funktion der Anzahl der beteiligten Beschallungslautsprecher. Während die Abweichung an den optimierten Mikrofonen mit der Zahl der Lautsprecher abnimmt, steigt der Fehler am nichtoptimierten Mikrofon an.

Mathematisch hat man aus dem Gleichungssystem einfach eine Gleichung weggelassen. Zur Überprüfung setzt man dann die Lösung des reduzierten Gleichungssystems in die nichtberücksichtigte Gleichung ein und vergleicht die Abweichung mit der mittleren Abweichung im Gleichungssystem. Ist die Abweichung der Einzelgleichung wesentlich größer als die des Gesamtsystems, dann wurde das Schallfeld nur an den einzelnen Mikrofonpunkten richtig simuliert. An allen anderen Punkten hingegen kommt es zu größeren Abweichungen.

3.6 Zusammenfassung

Die vorgestellte Idee zur Simulation von Schallfeldern beruht darauf, das Betriebsgeräusch einer Schallquelle mittels Lautsprecher zu reproduzieren. Dazu werden neben dem Betriebsgeräusch mehrere Lautsprechertransferfunktionen gemessen. In einem rechnerischen Schritt werden die Lautsprecheranregungen ermittelt, die notwendig wären, um bei gleichzeitiger Beschallung das Betriebsgeräusch reproduzieren zu können. Die ermittelten Anregungen multipliziert mit den gemessenen Transferfunktionen ergeben zusammen ein simuliertes Geräusch, das dem gemessenen Betriebsgeräusch weitestgehend entspricht. Diese Idee wurde in [STR98] skizziert und in diesem Kapitel in allgemeiner Form formuliert und untersucht. Dabei wurden erhebliche Schwächen des bisher bekannten Berechnungsverfahrens der Pseudoinversen aufgezeigt und Lösungen herbeigeleitet. Begleitend zu den theoretischen Überlegungen zur Verbesserung der Simulationsmethoden, wurde anhand eines Prinzipversuchs die Wirkungsweise der erarbeiteten Verfahren aufgezeigt. Schließlich wurde die Quotientenmethode als finales Berechnungsverfahren für kohärente und inkohärente Quellen herausgearbeitet und deren Vor- und Nachteile aufgezeigt. Je nach Anwendung muss man entweder die inkohärente oder die kohärente Quotientenmethode einsetzen. Nicht nur im folgenden Kapitel, bei der Erarbeitung eines Verfahrens zur Schallquellendetektion, auch die Verfahren zur Außengeräusch- und Innengeräuschanalyse (Kap. 5 und 6), bei denen Schallfelder am Fahrzeug simuliert werden, setzten diese Überlegungen um.

4. Verfahren zur Lokalisierung von Schallquellen

Die Lokalisierung von Schallquellen ist ein essentielles Aufgabengebiet bei der Geräuschoptimierung. Auch in der vorliegenden Arbeit zur Simulation von Schallfeldern ist die Kenntnis über den Ort der Teilschallquellen äußerst hilfreich und in der Anwendung der Außengeräuschsimulation unabdingbar. Dort möchte man die Teilschallquellen durch Lautsprecher ersetzen und so die Geräusche jeder Teilschallquelle eines Fahrzeugs akustisch nachbilden. Die Position der Lautsprecher sollte dabei der Position der Teilschallquellen weitestgehend entsprechen. Deshalb wurde ein Verfahren zur Schallquellenlokalisierung entwickelt, das auf dem vorgestellten Prinzip der Schallfeldsimulation basiert. Dazu beschallt man einfach mit einem ganzen Array von Lautsprecherpositionen und ermittelt rechnerisch die zur Simulation günstigsten Positionen. Diese Positionen sind dann mit den Positionen der Teilschallquellen identisch.

Im ersten Unterkapitel werden bestehende Techniken zur Schallquellenlokalisierung aufgezeigt. Nach grundsätzlichen Überlegungen zum räumlichen Auflösungsvermögen von Schallquellen wird die Idee der Quellenlokalisierung mittels Schallfeldsimulation vorgestellt und anhand des Prinzipversuchs aus Kapitel 3.2 diskutiert. Im fünften Kapitel wird die Lokalisierung eindrucksvoll in mehreren Anwendungen am Fahrzeug bestätigt.

4.1 Lokalisierung von Schallquellen - Stand der Technik

Die gängigsten Methoden zur Schallquellenortung beruhen auf Messungen mit der Intensitätssonde oder mit Richtmikrofonen. **Richtmikrofone** sind in einer schalldämmenden Verpackung verbaut, die nach einer Seite hin schalldurchlässig ist. Dreht man die Öffnung in die Richtung der Schallquelle, so kann man ein Pegelmaximum detektieren und so auf den Ort der Quelle schließen.

Intensitätssonden funktionieren ähnlich wie die menschliche Schallwahrnehmung. Die Richtungswahrnehmung des Ohrs beruht je nach Frequenzbereich einerseits auf dem Intensitätsunterschied zwischen rechtem und linkem Ohr durch Schattenbildung des Kopfes und, hauptsächlich für höhere Frequenzen, auf dem Laufzeitunterschied zwischen rechtem und linkem Ohr [CRE71]. Ähnlich wie das Ohr, besteht die Intensitätssonde aus zwei Schallsonden die durch Mikrofone realisiert sind. Die hierbei ermittelte Intensität ist das Produkt aus Schalldruck und Schallschnelle. Der Schalldruck wird als mittlerer Schalldruck der beiden Mikrofone detektiert. Die Schallschnelle erhält man über die Eulerschen Gleichungen als Druckgradient zwischen den beiden Mikrofonen. Dieser Druckgradient ist richtungsabhängig bezüglich des Ortes der Schallquelle. Trifft die Schallwelle seitlich auf die Sonde, so messen beide Mikrofone den gleichen Schalldruck und somit keinen Druckgradienten, die Intensität ist demnach gleich Null. Diese Eigenschaft der Richtungscharakteristik nutzt man zur Lokalisierung von Schallquellen [B&K87]. Scannt man das Testobjekt mit so einer Intensitätssonde ab, so erhält man eine Intensitätsverteilung, an dessen Maxima die Teilschallquellen lokalisiert werden. Dieser Vorgang dauert sehr lange und erfordert eine genaue Prozessführung, damit die Rasterpunkte mit gleichem Abstand von der Quelle aufgenommen werden. Um diesen Prozess zu Beschleunigen ging man dazu über den großen Datensatz mit einem **Mikrofonarray** aufzunehmen. Dabei haben sich verschiedene Methoden der Arraytechnik herausgebildet. Hauptsächlich lassen sie sich in zwei Kategorien einteilen, die Nahfeld- und die Fernfeldtechniken. Sie unterscheiden sich durch die Messposition im Nah- bzw. Fernfeld der Quelle.

Die **akustische Nahfeldholografie** (NAH) ist, wie der Name schon andeutet, eine Nahfeldmethode und wird ausführlich in [MAY85] hergeleitet. Mit einem zweidimensionalen Mikrofonarray wird im Nahfeld der Schallquelle eine Ebene (x, y variabel, $z=0$) des

Schallfeldes vermessen. Mittels räumlicher Fouriertransformation versucht man die homogene Wellengleichung für den schallquellenfreien Halbraum zu lösen. Mit dem Ansatz einer sich in z -Richtung ausbreitenden, also von der Schallquelle entfernenden Schallwelle, löst man letztendlich die Gleichung. Man erhält also ein dreidimensional propagierendes akustisches Feld, das aufgrund zweidimensionaler Schalldruckmessungen gewonnen wurde. Darüber hinaus wurden ergänzende NAH-Techniken entwickelt, die auch nichtstationäre Geräusche identifizieren können [HAL95],[HAL96],[HAL96b]. Mit zusätzlichen Mikrofonen im Fernfeld kann man über die Kohärenzfunktion zwischen Nah- und Fernfeldmikrofonen den Anteil der untersuchten Schallquelle am Fernfeldgeräusch ermitteln [B&K97].

Fernfeldmethoden arbeiten auch mit Mikrofonarrays, die Lokalisierung von Schallquellen beruht aber hier meist auf dem Effekt des Laufzeitunterschieds. Die Schallwelle propagiert von der Quelle weg und erreicht nach und nach die Mikrofone, die sich in unterschiedlichen Abständen zur Quelle befinden. Der zeitliche Abstand der Schallereignisse lässt sich über die Kreuzkorrelationsfunktion zwischen den einzelnen Mikrofonen ermitteln. Je nach Mikrofonanordnung kann man so auf die Ausbreitungsrichtung der Welle bzw. den Ort der Schallquelle schließen [MAS96].

Eine völlig andere Herangehensweise ist die Untersuchung der räumlichen Schwingungseigenschaften schwingender Flächen. Hier legt man allerdings die Annahme zugrunde, dass die schwingenden Flächen auch tatsächlich Schall abstrahlen, was nicht immer richtig sein muss. Methoden zur Untersuchung des Schwingerverhaltens von Körpern wurden schon im Kapitel 2 zur Bestimmung von Körperschalltransferpfaden angesprochen. Als spezielle Techniken zur Lokalisierung von Schwingungen sei die optische Holografie und die Laser vibrometrie genannt. Bei der **Holografie** wird das Objekt mit einem Laserlicht beleuchtet. Das reflektierte Licht wird mit einem Referenzstrahl überlagert, wobei es zu Interferenzeffekten kommt. Jeder Punkt des Objektes hat bezüglich dem Referenzstrahl eine eigene optische Weglänge. Bringt man Referenzstrahl und Objektstrahl zur Überlappung, so entstehen Interferenzmuster, die von den Konturen des Objektes abhängig sind. Zur Rekonstruktion des Hologramms wird der Referenzstrahl am Hologrammbild gebeugt und erzeugt so ein phasenrichtiges dreidimensionales Bild. Bei der holografischen Interferometrie werden zwei Verformungszustände eines Objektes miteinander verglichen. Die Differenz der beiden Bilder ist ein Maß für die Verformung des Objektes [MAR90]. Bei der Methode der **Laser vibrometrie** wird das Objekt mit einem Laserstrahl abgescannt. Wird der Laserstrahl von einer schwingenden Fläche reflektiert, so erfährt das reflektierte Licht aufgrund des Dopplereffekts eine Frequenzverschiebung, die von der Geschwindigkeit des Reflektors abhängig ist. Das so frequenzverschobene Licht wird mit einem Referenzstrahl überlagert, wobei aufgrund des Frequenzunterschiedes Schwebungen auftreten, woraus die Schwingform ermittelt werden kann [OLI96].

4.2 Räumliches Auflösungsvermögen bei der Lokalisierung von Schallquellen

Das Auflösungsvermögen ist ein Maß für den geringsten Abstand zweier benachbarter Beobachtungswerte, die ein Apparat sicher als getrennt zu registrieren vermag [ABC89]. Als Beispiel sei die Abbesche¹⁶ Theorie des lateralen optischen Auflösungsvermögens eines Mikroskops genannt: Man betrachte z.B. ein leuchtendes Objekt bestehend aus zwei leuchtenden Punkten, die im Abstand d voneinander entfernt sind, realisiert durch eine undurchsichtige Folie mit zwei kleinen Löchern. Die Folie werde von unten mit parallelem Licht beleuchtet, worauf von den Löchern zwei kohärente Kugelwellen ausgehen. Die beiden Kugelwellen bilden ein Beugungsmuster, das wir in einer Linie parallel zur Verbindungsachse

¹⁶ Ernst Abbe (1840 – 1905)

der beiden Löcher betrachten wollen. Das Maximum nullter Ordnung befindet sich in der Mitte umgeben von den ersten Minima rechts und links davon. Der Beugungswinkel φ der ersten Minima beträgt: [GER93]

$$\sin \varphi = \frac{\lambda}{d} \quad (4.2-1)$$

wobei λ die Wellenlänge des Lichts bezeichnet. Fällt nur das Licht des ersten Maximums in das Objektiv eines Mikroskops, so kann man es nicht von dem Licht einer einzelnen Quelle unterscheiden. Abbe schloss daraus, dass mindestens das erste Minimum im Objektiv eingesammelt werden muss, um eine Unterscheidung zwischen einer oder zwei Quellen machen zu können. Der Objektivdurchmesser muss also unter einem Sehwinkel 2φ erscheinen, wobei φ durch (4.2-1) gegeben ist. Das Auflösungsvermögen $d(\lambda)$ eines optischen Apparates beträgt also:

$$d(\lambda) = \frac{\lambda}{\sin \varphi} \quad (4.2-2)$$

Im Grenzfall eines unendlich großen Objektivs mit dem Sehwinkel $2\varphi = \pi$ ist der Sinus gleich eins. Der kleinste mögliche Objektabstand d_{\min} , der noch aufgelöst werden kann, beträgt somit:

$$d_{\min} = \lambda \quad 4.2-3$$

Objekte die kleiner sind als die Wellenlänge, können zwar noch wahrgenommen werden, deren Kontur ist jedoch nicht mehr auszumachen.

Die Akustik unterscheidet sich von der Optik durch die Welleneigenschaften: Während Licht als elektromagnetische Schwingungen aufgefasst werden kann, wobei die Schwingungsrichtung senkrecht zur Ausbreitungsrichtung weist (Transversalwellen), treten Schallwellen also Longitudinalwellen in Erscheinung. Gasmoleküle werden zu Schwingungen angeregt und erzeugen so harmonische Druckschwankungen. Die vorgestellten Überlegungen zum räumlichen Auflösungsvermögen eines optischen Apparates basieren jedoch nur auf den grundsätzlichen Eigenschaften sich fortpflanzender Wellen. Sowohl für elektromagnetische Transversalwellen als auch für mechanische Longitudinalwellen sind sie gleichermaßen gültig. So ist das akustische Auflösungsvermögen dem optischen Auflösungsvermögen gleichzusetzen. Der wesentliche Unterschied sind die Größenordnungen der Wellenlängen und Frequenzen. Während man im sichtbaren optischen Bereich mit Wellenlängen zwischen 400 nm (blau) und 700 nm (rot) arbeitet, tauchen in der Akustik Wellenlängen zwischen 1,5 cm (etwa 20000Hz) und 15 m (etwa 20 Hz) auf. Die Lokalisierung tieffrequenter Schallquellen ist demnach nur bedingt möglich¹⁷. Diese Tatsache ist auch in der Technik allgemein bekannt und erschwert die Arbeit der Geräuschoptimierung. [MAY85], [COX00]

Ein Weg zur Verbesserung der Auflösung optischer Geräte ist die Verwendung von hochfrequentem Licht. Im Elektronenmikroskop¹⁸ nutzt man die Welleneigenschaft der Elektronen: Die mit mehreren kV beschleunigten Elektronen haben eine Wellenlänge, die um zwei bis drei Zehnerpotenzen kleiner ist als die des sichtbaren Lichts, wodurch eine höhere Auflösung erreicht wird [ABC89]. Noch bessere Auflösungen bieten Verfahren, die andere

¹⁷ Aus diesem Grund ist auch bei einer Stereo - Musikanlage nur ein Subwoofer notwendig, dessen Position eine untergeordnete Rolle spielt.

¹⁸ Für die Entwicklung des Elektronenmikroskops wurde Ernst Ruska (1906 – 1988) 1986 mit dem Nobelpreis für Physik ausgezeichnet.

Eigenschaften des Objektes detektieren. So kann sowohl mit der Rastertunnelmikroskopie¹⁹ als auch mit der Rasterkraftmikroskopie atomare Auflösung erzielt werden. Aber auch optische Methoden können angeblich Strukturen unter dem Beugungslimit auflösen, indem im Nahfeld des Objektes gemessen wird. Das Nahfeld erstreckt sich in der Größenordnung einer Wellenlänge um die Quelle herum. Hier können Felder auftreten, die nicht abgestrahlt werden (evaneszente Felder), die jedoch durch Einbringen einer Sonde (z.B. einer Glasfaser) ausgekoppelt werden und letztendlich doch sichtbar gemacht werden können. Wiederum durch Rasterung der Probe kann man so eine verbesserte Auflösung dadurch erlangen, dass man die Hell-Dunkel-Effekte über der bekannten Position der Sonde aufträgt [BIN85], [OES99].

Im Bereich der Akustik wird ebenfalls sehr viel im Nahfeld gemessen. Wie schon bei der Erläuterung der akustischen Holografie erwähnt, werden Mikrofonarrays im Nahfeld der Quelle aufgebaut [MAY85], oder es wird mit einer Intensitätssonde im Nahfeld der Quelle die Intensitätsverteilung ermittelt [COX00]. All diese Methoden schaffen es jedoch nicht, die räumliche Auflösung wesentlich unter eine Wellenlänge zu drücken. Wahrscheinlich liegt der Grund darin, dass schon bei der Entstehung einer akustischen Welle ein Luftdruck erzeugt wird, der sich auf die ganze Umgebung auswirkt. Wird lokal ein Unterdruck erzeugt, so entsteht im gleichen Augenblick an einer anderen Stelle ein Überdruck. Bei einem Lautsprecher ist dies sehr einfach einzusehen: Wird vor der Membran ein Überdruck erzeugt, so entsteht dahinter ein Unterdruck. Definiert man den Ort der Schallquelle als den Ort, an dem die erste Druckschwankung entsteht, so ist in den meisten Fällen der Ort der Schallquelle nur bis auf die Größenordnung einer halben Wellenlänge genau definiert. Betrachtet man dazu einen lokalen Überdruck, so bezieht dieser die dafür notwendigen zusätzlichen Gasmoleküle aus der unmittelbaren Umgebung. Eine halbe Wellenlänge weiter entsteht schließlich ein lokaler Unterdruck etc. Der Ort des ersten lokalen Überdrucks muss also eine räumliche Ausdehnung von der Größenordnung einer viertel bis halben Wellenlänge haben.

4.3 Quellenlokalisierung mittels Schallfeldsimulation

Eine der Hauptaufgaben der Fahrzeugakustik besteht in der Auffindung, also in der Lokalisierung von Schallquellen. Wie schon in Kapitel 3 angedeutet, ist es auch für die Simulation von Schallfeldern hilfreich, wenn die Positionen der Lautsprecher mit den Positionen der Teilschallquellen übereinstimmen. Nicht zuletzt aus diesem Grund wurde ein Verfahren zur Lokalisierung der Schallquellen mit dem Ziel entwickelt, eine optimale Lautsprecherpositionierung zu erreichen. Da die Lautsprecherpositionen dann den Quellenpositionen entsprechen, ist dieses Verfahren zugleich eine Quellenlokalisierung.

Nach der Darlegung der grundsätzlichen Idee, wird das Verfahren in einem Prinzipversuch getestet. Das experimentell bestimmte Auflösungsvermögen wird dem theoretischen Auflösungsvermögen gegenübergestellt und diskutiert.

4.3.1 Prinzip des Verfahrens

Bei allen bisher vorgestellten Techniken zur Quellenortung, sowohl in der Optik als auch in der Akustik, werden Mikrofone oder allgemein Sonden über ein Objekt gerastert. Die Idee der hier vorgestellten Quellenlokalisierung beruht hingegen auf dem Prinzip der Schallfeldsimulation durch Reproduktion mittels Beschallungsquellen. Anstatt sich auf wenige Beschallungspositionen zu konzentrieren, wird ein ganzes Netz an Positionen vermessen. Danach werden rechnerisch die Beschallungspositionen ausgewählt, die für die Reproduktion

¹⁹ Für die Entwicklung des Rastertunnelmikroskops wurde Gerd Binnig (*1947) und Heinrich Rohrer (*1933) 1986 mit dem Nobelpreis für Physik ausgezeichnet.

des Betriebsgeräusches am geeignetesten sind. Da es sich hierbei um die Positionen in der Nähe der realen Quellen handeln muss, kann man so die Quellen lokalisieren. Um diesen Sachverhalt näher zu erläutern, kommen wir wieder auf den Prinzipversuch aus Kapitel 3.2 (Abb. 3.2-1) zurück. Das Ziel ist es, den Ort der Betriebsschallquelle zu identifizieren. Eine schlichte Betriebsmessung einer Quelle ergibt folgende Schalldruckpegelverteilung (Abb. 4.3-1):

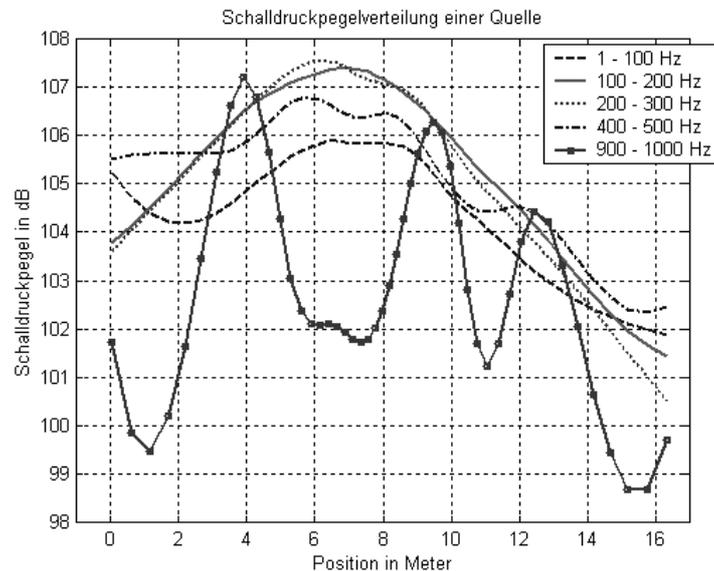


Abb. 4.3-1 Schalldruckpegelverlauf einer Quelle aufgespalten nach verschiedenen Frequenzbereichen. Aufgrund der Raumeigenschaft kann man nur im Bereich von 100 Hz bis 300 Hz auf die Position der Quelle schließen. Die Quelle befindet sich bei 6,70 m, die Messungen wurden mit dem Aufbau des Prinzipversuchs aus Kapitel 3.2 durchgeführt.

Aus der Schalldruckpegelverteilung kann man quasi nicht auf die Position der Quelle schließen. Im niederfrequenten Bereich ist die Absorption des Schallmessraumes nicht gewährleistet. Erst ab etwa 75 Hz wirken die Wände absorbierend, so dass man für kleinere Frequenzen keine Freifeldbedingungen vorfindet. Im Bereich ab 400 Hz kommen Auslöschungerscheinungen durch die Reflektion am Boden zum tragen (vgl. Kap. 2.2.2). Je höher die Frequenz, desto stärker werden die räumlichen Oszillationen. Eine Ortung der Schallquelle ist mit einfachen Mitteln hier nicht mehr möglich. Lediglich im Bereich 100 bis 300 Hz kann man einigermaßen auf die Position der Schallquelle schließen. Oft findet man hingegen noch schlechtere Bedingungen vor, so dass z.B. weitere Reflektoren und Absorptionskörper (z.B. PKWs) die freie Schallausbreitung stören. In solchen Fällen lässt sich noch viel schwerer auf die Position der Quelle schließen.

Die in dieser Arbeit entwickelte Idee wird vorerst in einem eindimensionalen Fall getestet: Entlang einer Linie werden, wie in Kap. 3.2 schon beschrieben, Lautsprecherbeschallungen durchgeführt. Danach wird rechnerisch versucht das Betriebsschallfeld zu reproduzieren, indem die dazu geeigneten Lautsprecheranregungen ermittelt werden. Alle zuvor gemessenen Beschallungspositionen sind in der Simulation gleichzeitig aktiv und tragen zum simulierten Schallfeld bei. Lediglich eine Lautsprecherposition (Nr. q) wird nicht zur Simulation herangezogen. Ein Fehlerparameter $F(f,q)$ wird definiert, der im Wesentlichen die mittlere Differenz zwischen Betrieb und Simulation darstellt:

$$F(f, q) = \frac{\sqrt{\sum_{k=1}^K |L_p^{Simulation}(f, k, q) - L_p^{Betrieb}(f, k)|^2}}{K} \quad (4.3-1)$$

wobei K die Anzahl der Mikrofone bezeichnet. Mit L_p wird der Schalldruckpegel bezeichnet, der sich (im inkohärenten Fall) wie folgt berechnet:

$$L_p^{Simulation}(f, k, q) = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{\sum_{l=1, \dots, l-1, l+1, \dots, L} |T_{k,l} \cdot a_l|^2}{p_0^2} \right) \quad (4.3-2)$$

Der Fehlerparameter ist nicht nur frequenzabhängig, sondern hängt auch von der fehlenden Beschallungsposition q ab. Ist die Beschallungsposition q wichtig für die Simulation, so ist der Fehlerparameter $F(f, q)$ für diese Position groß. Unwichtige Positionen sind Positionen, die nicht mit einer Quelle übereinstimmen. Sie haben deshalb einen kleinen Fehlerparameter. Zur Auffindung von Quellen muss man also die Fehlerfunktion $F(f, q)$ für alle Lautsprecherpositionen bestimmen. Der Ablauf dieses Algorithmus ist im folgenden Schaubild schematisch dargestellt (Abb. 4.3-2).

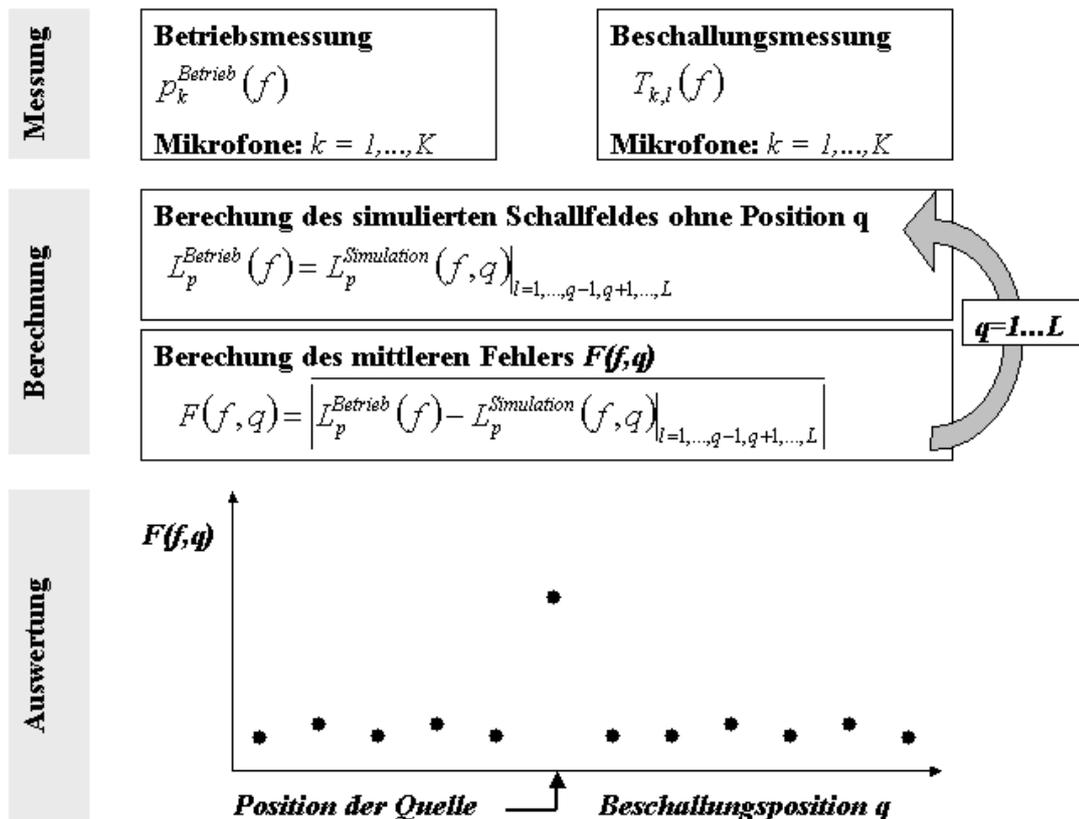


Abbildung 4.3-2 Schematischer Ablauf der Lokalisierung von Schallquellen. Die Betriebsmessung und die Messung der Transferfunktionen eines Beschallungsarrays dienen als Input für die Berechnung. Das Schallfeld wird berechnet, wobei immer auf eine Beschallungsposition verzichtet wird. Der entstehende Fehler wird der fehlenden Position zugeschrieben und über dieser Beschallungsposition aufgetragen. Ein großer Fehler deutet auf die Position der realen Quelle hin.

4.3.2 Anwendung im Prinzipversuch

Mit dem Aufbau des Prinzipversuchs aus Kapitel 3.2 wurde die Position einer Quelle, deren Schalldruckpegelverlauf in Abb. 4.3-1 dargestellt ist, lokalisiert. Als Quelle wurde ein Lautsprecher auf den „Rücken“ gelegt, so dass die Abstrahlrichtung senkrecht nach oben (z-Richtung) weist. Aus der Symmetrie des Lautsprechers ist damit eine Kugelcharakteristik der Quelle in der x-y-Ebene gewährleistet²⁰. Die Quelle wurde bei der Position 6,70 m platziert. Nach der Messung des Betriebsgeräusches wurden insgesamt 26 Lautsprecherpositionen entlang einer Linie im Abstand von 20 cm vermessen. Zur Aufnahme des Schallfeldes sind 34 Mikrofone in zwei parallelen Linien im Abstand von 5 m platziert.

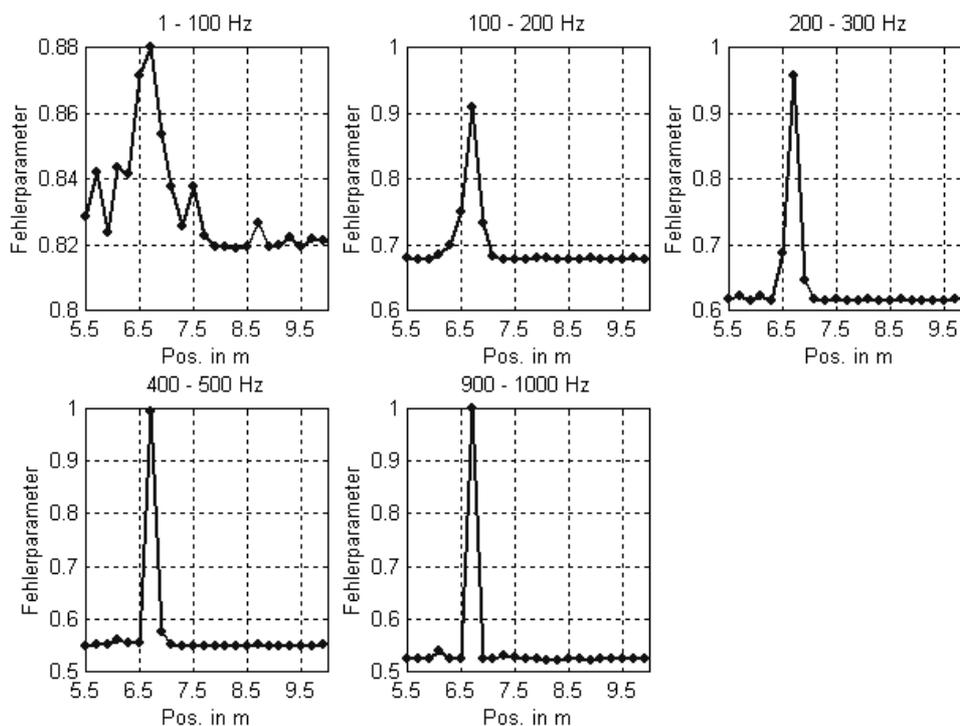


Abbildung 4.3-3 Fehlerparameter für mehrere Frequenzbereiche, aufgetragen über dem Ort des jeweils fehlenden Lautsprechers q . Je höher die Frequenz, desto genauer ist die Quelle lokalisierbar. Zum schnellen Vergleich der Lokalisierbarkeit sind die Frequenzbänder gleich wie in Abb. 4.3-1 gewählt worden.

Im Vergleich zu Abbildung 4.3-1 erkennt man in Abbildung 4.3-3 eine erhebliche Verbesserung der Lokalisierbarkeit der Quelle. Vor allem für große Frequenzen ist die Position exakt bestimmbar. Obwohl die Schallausbreitung hier erheblich von der Freifeldbedingung abweicht und man somit aufgrund der Pegelwerte an den Mikrofonen nicht auf den Ort der Quelle schließen kann, gelingt es mit der Lautsprechermethode die Quelle genau zu orten. Dies liegt daran, dass die Transferfunktionen zweimal durchlaufen werden. Einmal im Betrieb und einmal bei der Beschallung. Störungen²¹ des Übertragungsverhaltens durch Reflektionen und Absorptionen werden somit auch zweimal durchlaufen und kommen bei der Auswertung nicht zum Tragen. Erzeugt die reale Quelle ein komplexes Schallfeld, so kann dieses Schallfeld von einer geeigneten Beschallungsposition aus wieder rekonstruiert werden. Das Wissen über die Position der Beschallung liefert letztendlich die räumliche Auflösung.

²⁰ Die Abstrahlcharakteristik des Lautsprechers ergibt sich aus Messungen, die in Kapitel 5.5 dokumentiert sind.

²¹ Im Sinne von Abweichungen gegenüber der Schallausbreitung unter Freifeldbedingungen (= absorbierende Wände und Böden).

4.3.3 Bestimmung des Auflösungsvermögens

Zur exakten Bestimmung des Auflösungsvermögens müssen jedoch zwei Quellen im Abstand d zum Betriebsgeräusch beitragen. Das Auflösungsvermögen ist dann der Wert, an dem die Objekte gerade noch getrennt wahrgenommen werden. Aufgrund der Überlegungen im Kapitel 4.2 wird erwartet, dass man den Ort der beiden Quellen für alle Frequenzen f die größer sind als die Grenzfrequenz f_g auflösen kann. Die Grenzfrequenz ist genau dann erreicht, wenn der Abstand d der Quellen mit der Wellenlänge λ übereinstimmt:

$$f = \frac{c}{\lambda} \Rightarrow f_g = \frac{c}{d} \quad (4.3-3)$$

Im Prinzipversuch wurde die Situation der beiden Quellen nachgestellt. An zwei Positionen wurde ein Lautsprecher mit weißem Rauschen beaufschlagt, während das Geräusch an allen Mikrofonen gemessen wurde. Die beiden Lautsprecherpositionen waren dabei exakt ein Meter voneinander entfernt. Rechnerisch wurden beide Geräusche inkohärent addiert, so dass die Situation eines Betriebsgeräusches, bestehend aus zwei inkohärenten Teilgeräuschen, nachgestellt wurde. Wieder wurde mit 26 Lautsprecherpositionen im Abstand von 20 cm beschallt. Die Berechnung ermittelte mit dem bekannten Algorithmus zu jeder Position den Fehlerparameter. Dabei wurde das simulierte Geräusch mit der inkohärenten Quotientenmethode optimiert. Man steckt also schon die Information über die Art des Geräusches in das System hinein. In Abb. 4.3-4 ist für mehrere Frequenzen der Fehlerparameter über dem Ort des jeweils fehlenden Lautsprechers aufgetragen:

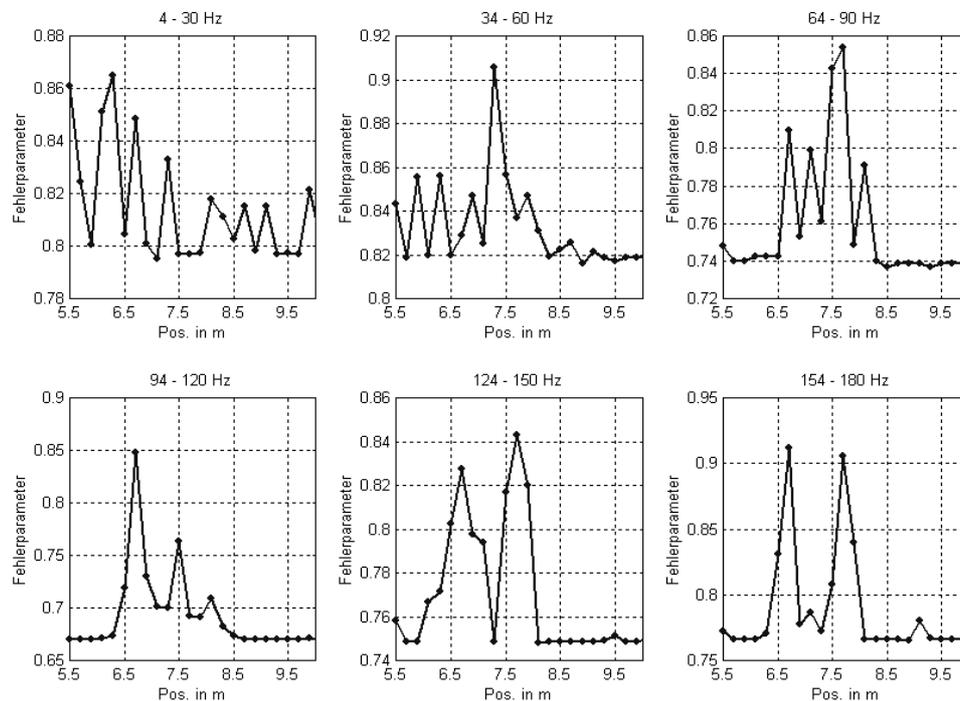


Abbildung 4.3-4 Fehlerparameter für mehrere Frequenzbereiche, aufgetragen über der Position des jeweils fehlenden Lautsprechers. Das Betriebsgeräusch ist eine inkohärente Überlagerung zweier Quellen bei 6,70 m und bei 7,70 m. Die Position der Quellen kann man für Frequenzen $f > 120$ Hz mit Sicherheit bestimmen.

Für Frequenzen kleiner als 30 Hz ist keine Lokalisierung der Quellen möglich. Zwischen 30 und 90 Hz kann man den Ort der Geräuschenstehung eingrenzen, jedoch ist eine Aussage

über die Anzahl der Quellen hier noch nicht möglich. Ab etwa 120 Hz kann man mit Sicherheit davon ausgehen, dass es sich hier um zwei räumlich getrennte Quellen handelt. Bei 120 Hz hat man eine Wellenlänge von 2,8 m. Setzt man den räumlichen Abstand d der Quellen von einem Meter ins Verhältnis zur Wellenlänge λ , so erhält man ein Auflösungsvermögen $d(\lambda)$ von:

$$d(\lambda) = 0,36 \lambda \quad (4.3-4)$$

Da man die Grenzfrequenz jedoch nur bis auf etwa ± 15 Hz genau bestimmen kann, befindet sich der Fehler für die Angabe des Auflösungsvermögens im Bereich von etwa $\pm 0,05 \lambda$. Zur Absicherung der Gültigkeit des so ermittelten Auflösungsvermögens wurde der Abstand der beiden Quellen verdoppelt. Die Ergebnisse sind in Abb. 4.3-5 dargestellt. Die räumliche Trennung der beiden Quellen ist hier schon ab 60 Hz detektierbar. Zur Auflösung eines verdoppelten Abstandes ist also auch nur die doppelte Wellenlänge erforderlich bzw. die halbe Frequenz. Dieses Ergebnis unterstreicht die Gültigkeit des in Gleichung (4.3-4) ermittelten Auflösungsvermögens.

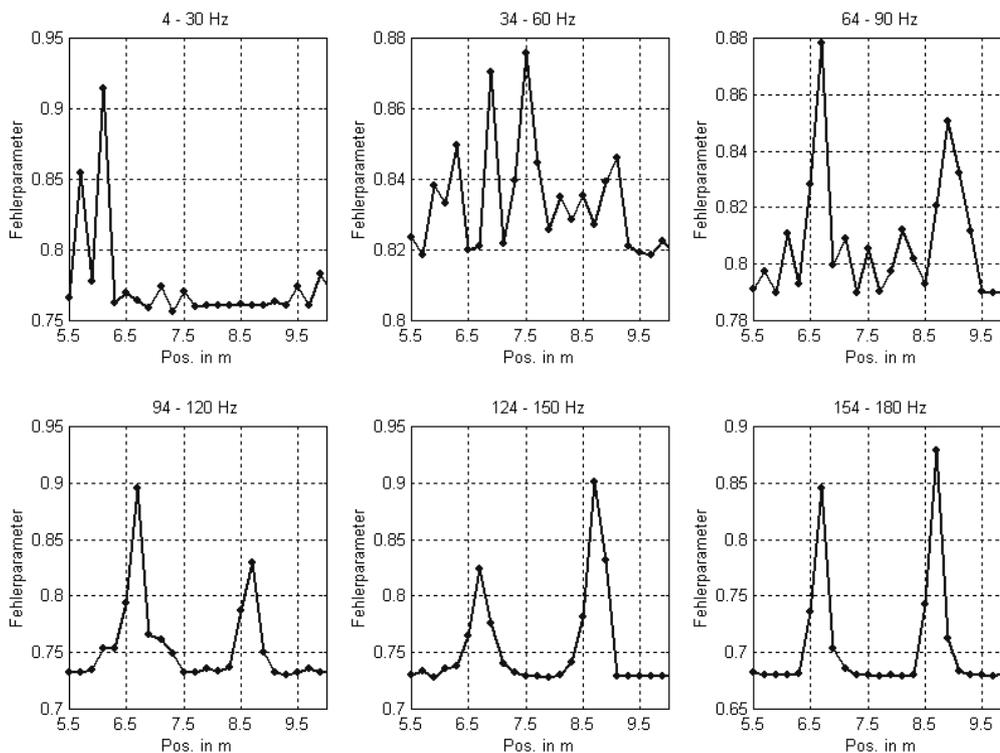


Abbildung 4.3-5 wie Abb. 4.3-4, jedoch mit einem Quellenabstand von 2 m. Die Quellen befinden sich bei 6,70 m und 8,70 m. Ein doppelter Abstand ist schon bei der halben Frequenz detektierbar. Das Auflösungsvermögen $d(\lambda)$ beträgt auch hier $0,36\lambda$.

4.3.4 Theoretisches Auflösungsvermögen

Zur Ermittlung des theoretischen Auflösungsvermögens nach der Abbeschen Theorie wird die Formel (4.2-2) verwendet. Aus der Geometrie des Aufbaus zum Prinzipversuch (Abb. 3.2-1) errechnet man zunächst das Winkelmaß $\sin(\varphi)$: (4.3-5)

$$\tan(\varphi) = \frac{8m}{5m} \Rightarrow \sin(\varphi) = \sin\left(\arctan\left(\frac{8m}{5m}\right)\right) = 0,848 \quad (4.3-5)$$

mit (4.2-2) ergibt sich dann das theoretische Auflösungsvermögen $d(\lambda)$ zu: (4.3-6)

$$d(\lambda) = 1,18 \cdot \lambda \quad (4.3-6)$$

4.3.5 Kohärente und inkohärente Quellen

Bisher sind wir von inkohärenten Quellen ausgegangen und haben zur Lokalisierung den Algorithmus der inkohärenten Quotientenmethode (Kap. 3.3.2 und 3.4.2) verwendet. Sind die Quellen kohärent zueinander, so muss man den entsprechenden kohärenten Algorithmus verwenden. Durch die Möglichkeit der Auslöschung bei den kohärenten Verfahren ist die Sensibilität bezüglich des Ortes der Quellen nicht so groß wie bei der inkohärenten Methode. Vor allem wenn wie hier sehr viele Beschallungslautsprecher verwendet werden, kann man mit kohärenter Überlagerung das Betriebsschallfeld reproduzieren, ohne dass dabei die Lautsprecherpositionen mit den Positionen der Quelle übereinstimmen müssen. In Abb. 4.3-6 ist das Ergebnis einer kohärenten Lokalisierung zweier kohärenter Quellen dargestellt.

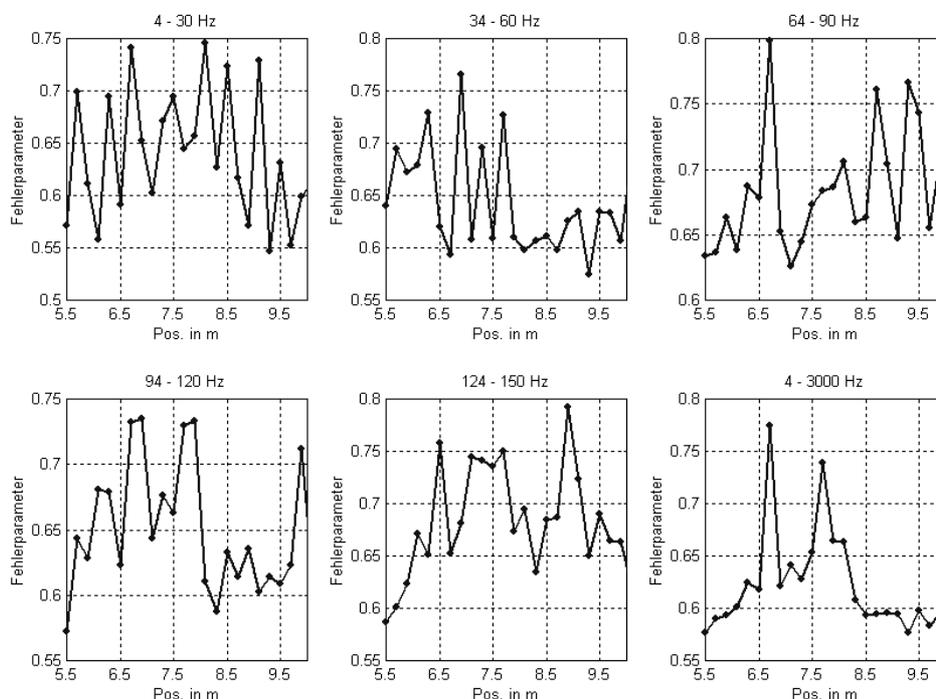


Abbildung 4.3-6 Zwei kohärente Quellen bei 6,70 m und 7,70 m werden mit der kohärenten Berechnungsmethode lokalisiert. Aufgrund der großen Anzahl der Lautsprecher spielt die Position bei der kohärenten Methode eine untergeordnete Rolle, was eine Lokalisierung der Quelle erschwert. Lediglich bei einer Mittelung über den ganzen Frequenzbereich (unten rechts) kann man die beiden Quellen lokalisieren.

Die Lokalisierung zweier kohärenter Quellen ist nur dann möglich, wenn man über einen großen Frequenzbereich mitteln kann. Emittieren die Quellen jedoch nur in einem kleinen Frequenzband, so ist mit dieser Methode keine Lokalisierung möglich. Man müsste sie dahingehend abändern, dass man anstatt mit $L-1$ Lautsprechern nur mit zwei oder drei Lautsprechern versucht das Betriebsschallfeld zu reproduzieren. Dann müssten aber alle Kombinationen von Beschallungspositionen durchgerechnet werden, was den Zeitaufwand ins Unendliche treiben würde²².

Wenn man nicht weiß, ob es sich bei den Teilschallquellen um kohärente oder inkohärente Quellen handelt, muss man beide Berechnungsmethoden ausprobieren. Eine kohärente Berechnung von inkohärenten Quellen bringt ebenso kein Ergebnis hervor wie die inkohärente Berechnung zweier kohärenter Quellen. Selbst bei einer Mittelung über den ganzen Frequenzbereich ist keine Lokalisierung möglich: (Abb. 4.3-7)

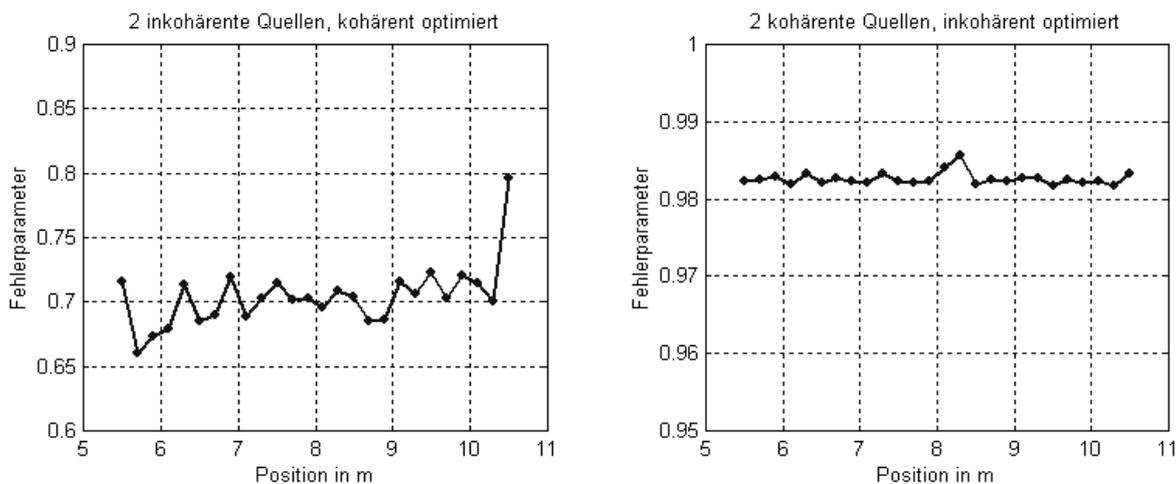


Abbildung. 4.3-7 Zwei Quellen bei 6,70 m und 7,70 m wurden versucht zu lokalisieren. Aufgetragen ist der über den ganzen Frequenzbereich gemittelte Fehlerparameter über der jeweils fehlenden Beschallungsposition. Links: Hier wurde versucht mit einer kohärenten Berechnung zwei inkohärente Quellen zu lokalisieren. Rechts: Andersherum sollten hier zwei kohärente Quellen mit einer inkohärenten Berechnungsmethode lokalisiert werden. In beiden Fällen ist die Lokalisierung fehl geschlagen.

Wie in Abb. 4.3-7 zu erkennen ist, führt eine falsche Auswahl der Berechnungsmethode zu keinem Ergebnis. Nur die richtige Berechnungsmethode liefert eine Aussage über den Ort und die Anzahl der Quellen. Im Zweifelsfall müssen eben beide Berechnungsmethoden durchgeführt und die Ergebnisse verglichen werden. Als letztes Entscheidungsmittel kann eine anschließende Simulation mit den ausgewählten Lautsprechern dienen. Der Unterschied zwischen Betrieb und Simulation kann sowohl mit der kohärenten als auch mit der inkohärenten Methode ermittelt werden. Nur eine Methode kann mit den wenigen ausgewählten Lautsprechern das richtige Ergebnis liefern.

²² Bei zwei Quellen und 26 Lautsprecherpositionen werden 26 Schallfeldsimulationsoptimierungen durchlaufen, wofür man je nach Größe des Frequenzbandes $\frac{1}{2}$ - 2 Stunden benötigt. Jede Optimierung benötigt also etwa 1 – 5 Minuten. Möchte man hingegen alle Kombinationen berechnen, so wären $(L-1)! \cdot 1,6 \cdot 10^{25}$ Optimierungen notwendig.

4.4 Diskussion und Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde ein völlig neuartiges Verfahren zur Lokalisierung von Schallquellen vorgestellt. Auf der Basis des in Kapitel 3 erörterten Verfahrens zur Simulation von Schallfeldern werden hier die Transferfunktionen eines Arrays von Beschallungslautsprechern vermessen. Mit einer Folge von Schallfeldsimulationen ermittelt man anschließend die wichtigsten Beschallungspositionen. Diese sind dann identisch mit den realen Betriebsquellen.

Zur Bestimmung des Auflösungsvermögens dieses Verfahrens wurde ein Prinzipversuch durchgeführt. Vergleicht man das gemessene Auflösungsvermögen (4.3-4) mit dem theoretischen Auflösungsvermögen (4.3-6), welche sich aus optischen Überlegungen nach Abbe ableiten lassen, so stellt man fest, dass das vorgestellte Verfahren um etwa einen Faktor 3 besser ist als die theoretische Begrenzung durch das Beugungslimit nach der Abbeschen Theorie. Das erzielte Auflösungsvermögen von etwa einem Drittel der Wellenlänge stimmt mit den Überlegungen zur räumlichen Ausdehnung einer Schallquelle (Kap. 4.2) überein. Aus dem Schallfeld alleine ließe sich aufgrund des Beugungslimits keine Verbesserung der Lokalisierbarkeit erreichen. Nur durch die Kenntnis der Beschallungspositionen erzielt man hier – ähnlich wie im optischen Bereich bei allen Rastersondenmikroskopen – eine verbesserte räumliche Auflösung.

Kohärente Quellen lassen sich aufgrund der großen Zahl von Beschallungslautsprechern mit diesem Verfahren nur bedingt lokalisieren. Lediglich bei einer Mittelung über einen großen Frequenzbereich kann eine Lokalisierung erfolgen. Ist hingegen die Art der Kohärenz nicht bekannt, so muss man sowohl mit einer kohärenten als auch mit einer inkohärenten Simulation eine Lokalisierung vornehmen und im Nachhinein die Ergebnisse miteinander vergleichen.

Ein großer Vorteil des Verfahrens, vor allem im realen Messbetrieb, ist die Unabhängigkeit von den Versuchsbedingungen. Nirgendwo geht die Position oder der Absolutpegel der Mikrofone ein. Sind die Mikrofone einigermaßen sinnvoll im Raum verteilt, so dass das Schallfeld mit seinen Charakteristika auch aufgenommen werden kann, kann eine Lokalisierung der Quelle stattfinden. Ebenso ist es unwichtig, ob die Mikrofone kalibriert sind oder nicht. Jeder Transferpfad wird ja zweimal durchlaufen und fällt bei der Berechnung wieder heraus. Lediglich die Position der Beschallungen muss exakt katalogisiert werden. Zudem muss gewährleistet sein, dass das Beschallungsarray den Ort der realen Quellen auch abdeckt. In Abb. 4.4-1 sind die wesentlichen Vor- und Nachteile nochmals nebeneinander gestellt.

<p>Vorteile:</p> <ul style="list-style-type: none">• Räumliche Auflösung unter dem Beugungslimit möglich.• Unabhängigkeit von Mikrofonpositionen.• Unabhängigkeit von Mikrofonkalibrierung.• Unabhängigkeit vom Transferpfad (keine Freifeldbedingung notwendig).	<p>Nachteil:</p> <ul style="list-style-type: none">• Kohärente Quellen nur bedingt lokalisierbar.
--	---

Abbildung 4.4-1 Vor- und Nachteile der Schallquellenlokalisierung mittels Schallfeldsimulation.

5. Transferpfadanalyse für das Außengeräusch

Die erste Säule der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung eines Transferpfadanalyseverfahrens für das Fahrzeugaußengeräusch basierend auf den Überlegungen zur Simulation von Schallfeldern. Dazu ist es erst einmal notwendig, das Fahrzeugaußengeräusch zu definieren, den Interessenschwerpunkt zu setzen und die für das Verfahren zur Verfügung stehenden Einrichtungen zu beschreiben. Im Anschluss an diese Einführung wird die Idee der Transferpfadanalyse für das Außengeräusch aufgezeigt. Das Verfahren beinhaltet sowohl messtechnische, als auch berechnungstechnische Fragestellungen, die in den folgenden Unterkapiteln erörtert werden und die letztendlich zu einem Verfahren führen, dessen Möglichkeiten und Ergebnisse in den letzten Unterkapiteln aufgezeigt wird.

5.1 Das Fahrzeugaußengeräusch

Das Fahrzeugaußengeräusch wird meist als Belästigung wahrgenommen. Schon in der Frühzeit des Automobilbaus wurden daher vom Gesetzgeber Vorschriften erlassen [STV37], die das Geräusch limitieren sollen. Mit steigendem Verkehrsaufkommen steigt dennoch die Belastung durch Verkehrslärm. Dabei werden die verschiedenen Straßenfahrzeuge unterschiedlich belästigend wahrgenommen [LAM95],[PAS95],[STV96]. Auch die verschiedenen Betriebszustände bis hin zur unsachgemäßen Bedienung (z.B. Kavalierstart) werden unterschiedlich störend empfunden [VAL95]. Der Gesetzgeber versucht mit Vorschriften die Lärmbelästigung vor allem in den Städten zu limitieren. Daher ist jeder Fahrzeughersteller dazu angehalten, die entsprechenden Grenzwerte einzuhalten. Fast die komplette Entwicklungsarbeit auf dem Gebiet des Fahrzeugaußengeräusches fokussiert sich demnach auf die Einhaltung der Grenzwerte. Andere Geräuschaspekte wie die Psychoakustik werden hauptsächlich für das Fahrzeuginnengeräusch untersucht [HIE88] und finden im Außenbereich nur wenig Interesse. In jüngster Vergangenheit jedoch, z.B. beim Nageln eines Dieselmotors, werden auch psychoakustische Themen vermehrt in Betracht gezogen.

5.1.1 Gesetzesvorschriften

Die Gesetzesvorschrift zur Limitierung des Fahrzeugaußengeräuschs setzt sich aus einem Messverfahren und einem Grenzwert zusammen. (Abb. 5.1-1)

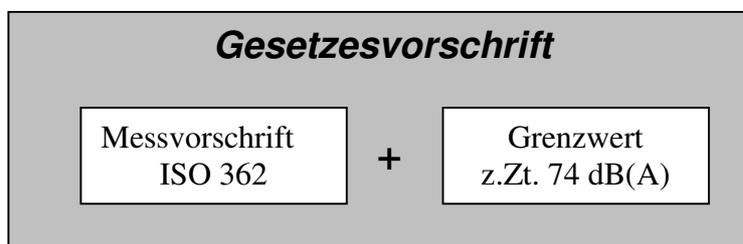


Abbildung 5.1-1 Gesetzesvorschrift = Messvorschrift + Grenzwert.

Aufgrund des steigenden Verkehrsaufkommens einerseits und den Entwicklungen im Fahrzeugbau andererseits wurde der Grenzwert für das Außengeräusch von Kraftfahrzeugen immer weiter abgesenkt. Während 1980 noch 84 dB(A) für einen Neuwagen zulässig waren, sind heute nur noch 74 dB(A) erlaubt. Demnach erzeugt heutzutage ein einziges 20 Jahre altes Auto soviel Lärm wie 10 Neuwagen zusammen [GEI98]. Wenn man jedoch von Pegelwerten spricht, so muss man immer ein Messverfahren angeben, das die Aufnahme dieser Werte beschreibt.

5.1.2 Messvorschrift ISO 362

Trotz der Vielfalt der möglichen Betriebszustände eines Kraftfahrzeugs ist es für den Gesetzgeber notwendig, einerseits ein einfaches Messverfahren vorzuschreiben mit dem vergleichbare und reproduzierbare Ergebnisse ermittelt werden können, andererseits sollten möglichst viele Facetten des Betriebsgeräusches erfasst werden. Diesen grundsätzlichen Widerspruch löst man dadurch auf, dass man das maximale Geräusch, welches im Stadtverkehr vorkommt, zu messen versucht. Die Messvorschrift hierzu wurde in der DIN ISO 362 [ISO97], [KEV95] festgelegt. Diese Norm stellt die Messvorschrift dar, nach der das Geräusch beschleunigter Straßenfahrzeuge gemessen werden muss. Abgesehen von diversen Ausnahmen wird die Messung wie folgt durchgeführt (Abb. 5.1-2):

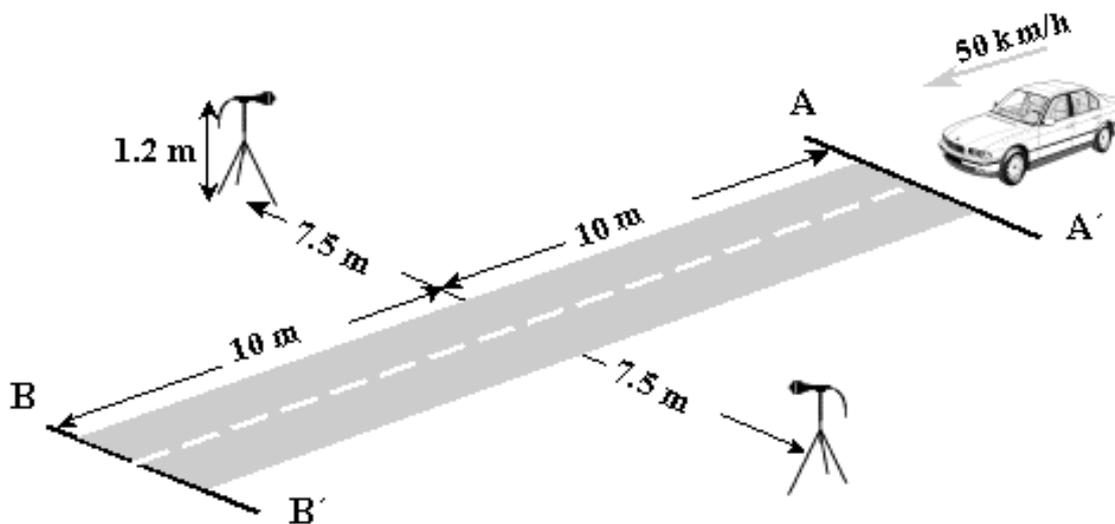


Abbildung 5.1-2 Messaufbau zur Messung des Fahrzeugaußengeräusches gemäß DIN ISO 362. (vgl Text)

Die Messstrecke beträgt 20 Meter und ist mit einem ISO Fahrbahnbelag, der sich durch ein geringes Reifen-Fahrbahngeräusch auszeichnet, asphaltiert [SAN91]. Rechts und links der Fahrbahn steht im Abstand von 7,5 Metern zur Fahrbahnmitte je ein Mikrofon in 1,2 Metern Höhe. Das Fahrzeug fährt zunächst mit einer konstanten Geschwindigkeit von 50 km/h bis zur Linie AA' heran. Sobald die Fahrzeugfront die Linie AA' überschreitet, beschleunigt der Fahrer maximal (voll geöffnete Drosselklappe). Diese Vollastbeschleunigung muss so lange aufrechterhalten werden, bis der Wagen mit dem Heck die Linie BB' überquert hat. Als Messwert gilt der Maximalwert der laueren Fahrbahnseite.

Dieses Verfahren führt zu einer reproduzierbaren Geräuschentwicklung und misst den höchsten Geräuschpegel, welcher mit der Fahrweise in der Stadt vereinbar ist. Man kann sich hierbei die Situation einer Konstantfahrt in der Stadt von 50 km/h auf eine Ampelanlage zu, vorstellen. Kurz vor Erreichen der Ampel schaltet diese von grün auf gelb. Daraufhin gibt der Fahrer Vollgas, um ein Warten vor der Ampel zu vermeiden.

Die Messung dauert mit den handelsüblichen BMW-Fahrzeugen im Durchschnitt 1,6 Sekunden. Dabei beschleunigen leistungsstarke Fahrzeuge auf einer Strecke von etwa 25 Metern von 50 km/h auf über 65 km/h.

5.1.3 Außengeräuschprüfstand

Zur Einhaltung der ständig sinkenden Pegel-Grenzwerte ist ein hoher Entwicklungsaufwand notwendig. Oftmals sind nur einige Zehntel dB entscheidend, ob das Fahrzeug zum Straßenverkehr zugelassen werden darf oder nicht. Ist das Fahrzeug zu laut, werden solange Veränderungen daran vorgenommen, bis das Geräusch knapp unter dem Zulassungswert liegt. Diese Arbeit ist jedoch nur möglich, wenn man über mehrere Tage hinweg einheitliche Bedingungen schafft, die frei von Störgeräuschen und Witterungseinflüssen sind. Zudem ist es für Geräuschanalysen oft notwendig, dass das Fahrzeug einerseits nicht bewegt wird, andererseits jedoch den durch die ISO 362 vorgeschriebenen Messzyklus durchfährt. Deshalb baute die Fa. BMW als einer der ersten Fahrzeugbauer einen Außengeräuschprüfstand, der all diese Voraussetzungen schafft, die für eine systematische Entwicklungsarbeit notwendig ist [EIL88]. Dieses Konzept ist so erfolgreich, dass inzwischen fast alle Automobilhersteller einen solchen Außengeräuschprüfstand [SKA00] besitzen.

Im Außengeräuschprüfstand soll derselbe Messablauf wie auf der Messstrecke nach der DIN ISO 362, also der beschleunigten Vorbeifahrt stattfinden. Da die Messstrecke im freien Feld fern von reflektierenden Bebauungen sein soll, muss ein entsprechender Raum mit schallweichen, absorbierenden Wänden ausgestattet sein. Der Boden ist hingegen schallhart und hat demnach eine reflektierende Wirkung, ähnlich dem Asphalt der Teststrecke. In dieser Anordnung spricht man von einem Semi-Freifeldraum. (Abb. 5.1-4)

Das Fahrzeug ist in der Mitte des Raumes fest positioniert und an den nichtangetriebenen Rädern fixiert. Die Antriebsräder befinden sich auf einer Rolle, die es erlaubt, das Fahrzeug unter Last in Betrieb zu nehmen. Dabei wird der Rollwiderstand von einer Steuerung so eingestellt, dass er den realen Fahrwiderständen des Fahrzeugs entspricht. Die Beschleunigung der Rolle durch das Fahrzeug ist also genau gleich der Beschleunigung des Fahrzeugs auf der Teststrecke²³. Unter diesen gleichen Bedingungen erzeugt das Fahrzeug das gleiche Geräusch wie auf der Straße²⁴.

Zur Aufnahme des Vorbeifahrtgeräusches müsste nun ein Mikrofon auf jeder Fahrzeugseite im entsprechen Abstand vorbeigeführt werden. Da dies jedoch technisch nur schwer zu realisieren ist, sind neben dem Fahrzeug im Abstand von fünf Metern je 13 Mikrofone positioniert. Alle Mikrofone nehmen das Geräusch des „beschleunigenden“ Fahrzeugs auf. Bei einer Nachauswertung werden dann zu den entsprechenden Zeiten die Mikrofone so ausgewählt, dass eine Vorbeifahrtkurve entsteht. Die Punkte zwischen den Mikrofonen werden dabei interpoliert, so dass die Vorbeifahrtkurve nicht nur aus 13 Punkten besteht. (Abb. 5.1-3)

²³ Die Oberflächengeschwindigkeit der Rolle stimmt mit der Geschwindigkeit des Fahrzeugs zu jedem Zeitpunkt überein.

²⁴ Abweichungen kommen durch das fehlende Rollgeräusch der nichtangetriebenen Räder und das fehlende Windgeräusch zustande. Diese Effekte sind jedoch unter den Messbedingungen der DIN ISO 362 relativ klein. Die pegelbestimmenden Schallquellen sind auch im Prüfstand aktiv.

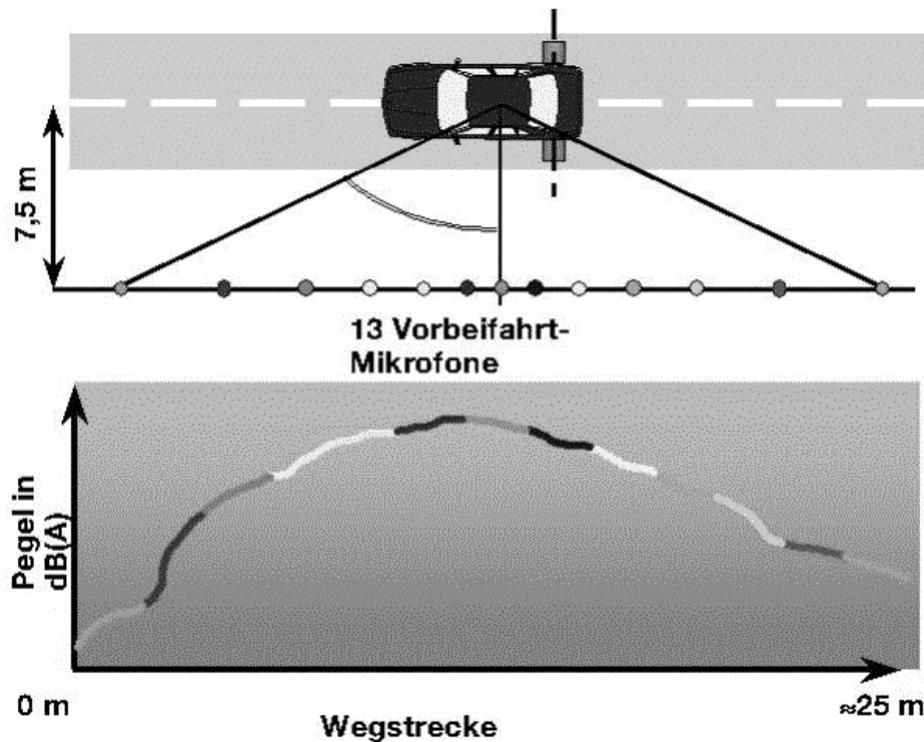


Abbildung 5.1-3: Prinzip der Vorbeifahrtssimulation im Außengeräuschprüfstand (siehe Text).

Das Signal der 26 Mikrofone wird über einen Vorverstärker in das PAK²⁵-System, einem Hard- und Softwaretool zur Messung und Auswertung der Daten, geführt. Hier wird zusammen mit den Daten der Rolle die Vorbeifahrtkurve erstellt.

Mit diesem Prüfstand ist man also in der Lage, die beschleunigte Vorbeifahrt am ruhenden Fahrzeug zu untersuchen. Ein Hauptvorteil ist nun, dass man einzelne Fahrzeugkomponenten akustisch isolieren kann und so auf die Geräuschanteile der einzelnen Quellen während der Fahrt schließen kann.

5.1.4 Geräuschkomponentenanalyse

Das Fahrgeräusch eines vorbeifahrenden Kraftfahrzeugs setzt sich aus den Geräuschen verschiedener Einzelschallquellen zusammen. Fährt das Fahrzeug auf das Mikrofon zu, so ist das Ansaugergeräusch oder das Motorgeräusch pegelbestimmend, während bei einem davonfahrenden Fahrzeug hauptsächlich die Auspuffmündung zu hören ist. Das Maximum der Vorbeifahrtkurve wird meist dann erreicht, wenn sich das Fahrzeug in einem kleinen Abstand zum Mikrofon befindet. Da sich hier alle geräuschemittierenden Teile in ähnlichem Abstand zum Mikrofon befinden, ist es oft schwierig, auf die pegelbestimmenden Bauteile zu schließen.

Im Außengeräuschprüfstand hat man nun die Möglichkeit die Vorbeifahrt zu messen und dabei einzelne Bauteile akustisch zu kapseln. Eine Geräuschkomponentenanalyse kann z.B. so erfolgen, dass man zuerst den Motor und die Reifen kapselt. (Abb.5.1-4) Bei einer Vorbeifahrtmessung wird so der Geräuschanteil der Abgasanlage aufgenommen. Nimmt man nun noch das Gesamtgeräusch im Serienzustand auf, so kann durch Differenzbildung auf die Beiträge der Hauptkomponenten geschlossen werden. [EIL88]

²⁵ PAK = „Prüfstands-Akustik-Meßsystem“ von Müller-BBM GmbH Deutschland

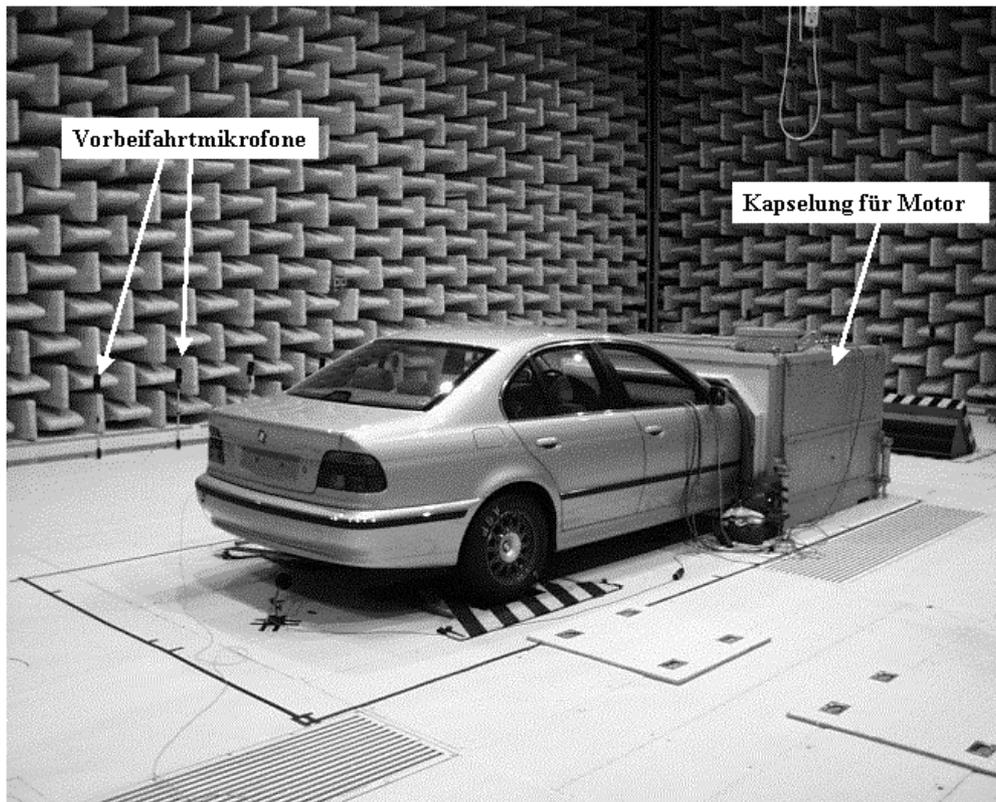


Abbildung 5.1-4: Komponentenanalyse im Außengeräuschprüfstand. Der Motor ist mit einer Motorkapsel akustisch isoliert. Das Reifengeräusch ist durch Prüfstandsreifen (Sliks) weitestgehend eliminiert. Der Boden ist schallhart, während die Wände mit Keilen schallabsorbierend ausgekleidet sind. An der Seite sind einige Vorbeifahrtmikrofone erkennbar.

5.2 Schallfeldsimulation für das Fahrzeugaußengeräusch

Zur Analyse und Vorausberechnung des Fahrzeugaußengeräusches wurde ein Verfahren zur Simulation des Schallfeldes im Außenbereich des Fahrzeugs entwickelt. Dieses Verfahren basiert auf den in Kapitel 3 dargelegten Überlegungen zur Simulation von Schallfeldern. In diesem Kapitel wird diese Entwicklung beschrieben.

Nach den grundsätzlichen Gedanken über das Ziel und die Durchführung des Verfahrens wird der experimentelle Aufbau skizziert. In den nächsten Unterkapiteln wird dann detaillierter auf das Verfahren eingegangen, wobei sowohl Berechnungsmethoden als auch experimentelle Detailuntersuchungen diskutiert werden. Die grundlegende Idee wurde zusammen mit einer ersten Auswertung in [DEM00] veröffentlicht.

5.2.1 Motivation des Verfahrens

Für jede akustische Entwicklungsarbeit ist es notwendig, die Anteile jeder Teilschallquelle am Gesamtgeräusch zu kennen. Möchte man das Geräusch einer komplexen Schallquelle reduzieren, so ist es am effektivsten, die lautesten Teilschallquellen zu identifizieren und an diesen Maßnahmen einzuleiten. Das in Kapitel 5.1.4 vorgestellte Verfahren der Geräuschkomponentenanalyse ist die bis heute gängigste Methode zur Bestimmung der Zusammensetzung des Gesamtgeräusches eines Fahrzeugs. Mittels Messung mit verschiedenen Kapselungen werden die Geräusche verschiedener Quellenkombinationen aufgenommen und

durch energetische Addition oder Subtraktion die Einzelanteile der Teilschallquellen bestimmt. Diese Methode hat jedoch mehrere Nachteile, die im Folgenden aufgelistet sind:

1. Das Fahrzeug wird verändert:

Eine Kapselung behindert nicht nur die Schallausbreitung, sondern auch den Wärmeaustausch mit der Umgebung. Man kann sich leicht vorstellen, dass es z.B. unter der Motorkapselung zu einem Wärmestau kommt, der den Betrieb des Motors in irgendeiner Form beeinflusst. Diese Betriebsänderung des Motors wird im weiteren Verlauf auch an die Schalldämpfer weitergegeben, so dass deren Geräusch nicht mehr mit dem ursprünglichen Betriebsgeräusch übereinstimmt.

2. Die Transferfunktionen werden verändert:

Eine Kapselung verändert die räumlichen Begebenheiten. Die Schallausbreitung eines nicht gekapselten Bauteils wird durch eine massive Kapselung stark beeinträchtigt. Stellt man sich z.B. den Weg des Schalls des Mittelschalldämpfers an der Mitte des Unterbodens in Richtung der vorderen Vorbeifahrtmikrofone vor, so stellt die in Abb. 5.1-4 abgebildete Motorkapselung eine erheblich Beeinträchtigung der Schallausbreitung dar. Angenommen der Mittelschalldämpfer wäre für das Geräusch vor dem Fahrzeug dominierend, so tritt durch die Kapselung eine Geräuschreduzierung auf. Diesen Effekt würde man hier jedoch dem Motor anrechnen und somit ein falsches Ergebnis verursachen.

3. Weitere Nachteile:

Neben den oben genannten prinzipiellen Fehlern und des Nachteils des enormen Arbeitsaufwandes zur vollständigen Charakterisierung des Gesamtgeräusches gibt es noch einige kleinere Fehlerquellen. Z.B. ist das mehrfache Messen eines Zustandes quasi nicht möglich. Da die Umbauarbeiten einige Zeit in Anspruch nehmen, wird nicht nur die Temperatur des Fahrzeugs immer wieder geändert, sondern auch das Klima im Raum, so dass man, je länger die Messprozedur dauert, ständig andere Betriebszustände misst.

Das in dieser Arbeit entwickelte Verfahren zur Simulation des Außengeräusches ist weitestgehend frei von diesen Fehlerquellen. Die Ziele stimmen hingegen mit der herkömmlichen Geräuschkomponentenanalyse überein: Die Analyse des Gesamtgeräusches, also die Bestimmung der Beiträge jeder Teilschallquelle zum Gesamtgeräusch eines vorbeifahrenden Fahrzeugs. Aufbauend auf diesen Ergebnissen ist es dann mittels Pegeladdition möglich, das Gesamtgeräusch eines Fahrzeugs mit abgeänderten Teilschallquellen abzuschätzen. Im Folgenden wird die Realisierung dieses Verfahrens beschrieben.

5.2.2 Grundidee

Basierend auf den Ideen zur Simulation von Schallfeldern (Kap. 3) kann man zur Geräuschkomponentenanalyse die Beschallungslautsprecher auf die Position der Teilschallquellen bringen. Vorerst sollen die Teilschallquellen bekannt sein, lediglich die Zusammensetzung der Geräuschanteile ist zu analysieren. Der genaue Ort der Teilschallquellen wird später nochmals genauer detektiert. Mit den an den Geräuschquellen positionierten Lautsprechern versucht man das zuvor gemessene Betriebsgeräusch zu reproduzieren. Dann erzeugt jeder Lautsprecher das gleiche Schallfeld wie seine zu ersetzende reale Teilschallquelle. Nun kann man virtuell einige Lautsprecher abschalten und das Geräusch der übrigen Teilschallquellen bestimmen. Bildlich kann man also den Auspuff betreiben, ohne den Motor in Betrieb nehmen zu müssen. Im Einzelnen gliedert sich das Verfahren in folgende Schritte:

1.Schritt:

Messung des Betriebsgeräusches $p_k^{Betrieb}(f), k=1\dots K$ des Fahrzeugs im Außengeräuschprüfstand. Zur Aufnahme des Schallfeldes dienen 36 Vorbeifahrtmikrofone und 48 Nahfeldmikrofone, die in unmittelbarer Nähe zum Fahrzeug aufgebaut werden (Abb. 5.2-1). Die Nahfeldmikrofone sind sehr sensibel auf Geräusche in unmittelbarer Nähe. So nehmen die Mikrofone an der Fahrzeugfront hauptsächlich das Ansaug- und Motorgeräusch auf, während die Pegel an den Mikrofonen der Rückseite von der Schalldämpfermündung dominiert sind.

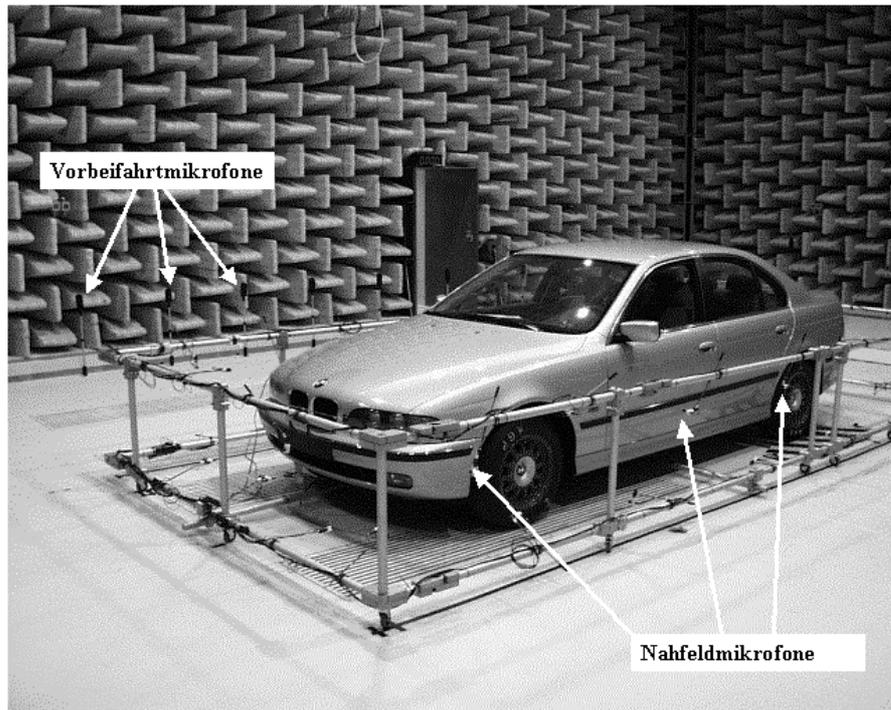


Abbildung 3.2-1 Messung des Schallfeldes eines PKWs. Das Fernfeld wird mit den Vorbeifahrtmikrofonen des Außengeräuschprüfstandes gemessen. Das Nahfeld wird von 48 Nahfeldmikrofonen um und unter dem Fahrzeug vermessen.

Ein Mikrofon wird als Referenzmikrofon verwendet. Die Phasenlage jedes Mikrofon wird bezüglich dieses Referenzmikrofon gemessen.

2.Schritt:

Messung der Transferfunktionen: Die Teilschallquellen Motor, Ansaugmündung, Schalldämpfer, Reifen und Auspuffmündung werden nacheinander durch Lautsprecher ersetzt, bzw. in der Nähe der Quellen wird ein Lautsprecher platziert. Der Lautsprecher wird mit weißem oder rosa Rauschen beaufschlagt. Von jeder Lautsprecherposition l aus wird die Transferfunktion $T_{k,l}$ als Quotient aus Anregung a_l an den Beschallungspositionen $l=1\dots L$ und resultierendem Schalldruck p_k an den Mikrofonen $k=1\dots K$ bestimmt: (5.2-1)

$$T_{k,l}(f) = \frac{p_k(f)}{a_l(f)} \quad (5.2-1)$$

Als Parameter für die Anregung wurde zunächst²⁶ die Lautsprechermembranbeschleunigung gemessen. Man kann auch die Eingangsspannung am Lautsprecher oder am Verstärker nehmen. Bei genauerer Betrachtung spielt der Absolutwert dieser Größe keine Rolle. Aus diesem Grund wird im Folgenden bei der Beschallung $a_i = 1$ gesetzt, die Anregung ist also 1. Die physikalische Größe ist das Produkt aus Transferfunktion und berechneter Anregung, wie im 3. Schritt deutlich wird. Da fällt die Anregung dann wieder raus und ein Schalldruck bleibt übrig. Hier wird dann deutlich, dass weder der Wert noch die Einheit der Lautsprecheranregung a von Bedeutung sind. Es handelt sich hier nur um einen Hilfsparameter.

3.Schritt:

Der dritte Schritt findet am PC statt. Virtuell betreibt man nun den Lautsprecher an allen Beschallungspositionen gleichzeitig mit dem Ziel, das im ersten Schritt gemessene Betriebsgeräusch zu reproduzieren. Die dazu notwendigen Lautsprecheranregungen werden mit einem Berechnungsalgorithmus ermittelt. Die zur Simulation zur Verfügung stehenden Algorithmen wurden bereits im dritten Kapitel ausführlich erläutert. Die Wahl des geeignetsten Algorithmus wird im nachfolgenden Unterkapitel 5.3 erörtert. Für den einfachsten Fall der kohärenten Addition der Schallquellen und der Optimierung des Betrags und der Phase steht die Methode der Pseudoinversen zur Verfügung (Kap. 3.1). Der schematische Ablauf der Optimierung sei anhand dieses Beispiels in Abbildung 5.2-2 dargestellt.

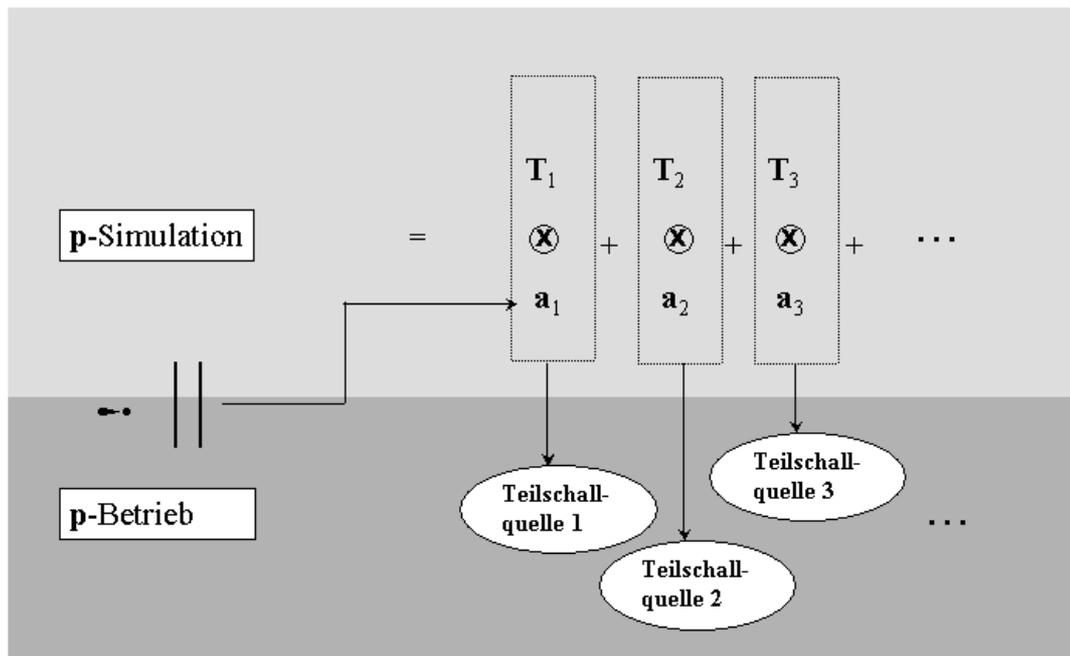


Abbildung 5.2-2 Schematische Darstellung der Simulation des Außengeräusches eines Fahrzeugs. Jeder Lautsprecher ersetzt eine Teilschallquelle am Fahrzeug. Die Lautsprecheranregungen werden so gewählt, dass das Betriebsgeräusch reproduziert wird. Nun erzeugt jeder Lautsprecher genau das Schallfeld der Teilschallquelle, die er ersetzt.

Das simulierte Gesamtgeräusch ist die Summe der Beiträge jeder einzelnen Lautsprecherposition. Diese Summe muss je nach Rechenverfahren kohärent oder inkohärent gebildet

²⁶ Wie in [DEM00] dokumentiert.

werden. Jeder einzelne Summand ist das simulierte Geräusch der jeweiligen Teilschallquelle. Im Schema in Abbildung 5.2-2 wird jede Teilschallquelle durch eine Lautsprecherposition ersetzt. In einigen Fällen ist es jedoch sinnvoller, mehrere Lautsprecherpositionen für eine Teilschallquelle zu verwenden (siehe Kap. 5.5 – 5.7). Dann müssen für das Teilgeräusch die entsprechenden Untersummen gebildet werden.

5.2.3 Experimenteller Aufbau

Alle Messungen finden im Außengeräuschprüfstand (AGP) statt. Zusätzlich zu den festinstallierten Vorbeifahrtmikrofonen sind Nahfeldmikrofone angebracht (Abb. 3.2-1). Die insgesamt 48 Nahfeldmikrofone sind um und unter dem Fahrzeug aufgebaut und werden mit einem Vorverstärker verstärkt und zusammen mit den 26 Vorbeifahrtmikrofonen²⁷ in einem „add-on“Gerät zusammengeführt. Da das PAK-System bei einer großen Datenflut nicht in Echtzeit arbeiten kann, wird das „add-on“ vorgelagert. Dies ist ein Speicher für das PAK-System, der eine Vielzahl von Mikrofondaten gleichzeitig aufnehmen kann. Diese Daten werden dann nach der Messung nach und nach vom PAK-System abgerufen und verarbeitet. Der Aufbau ist schematisch in Abb. 5.2-3 dargestellt.

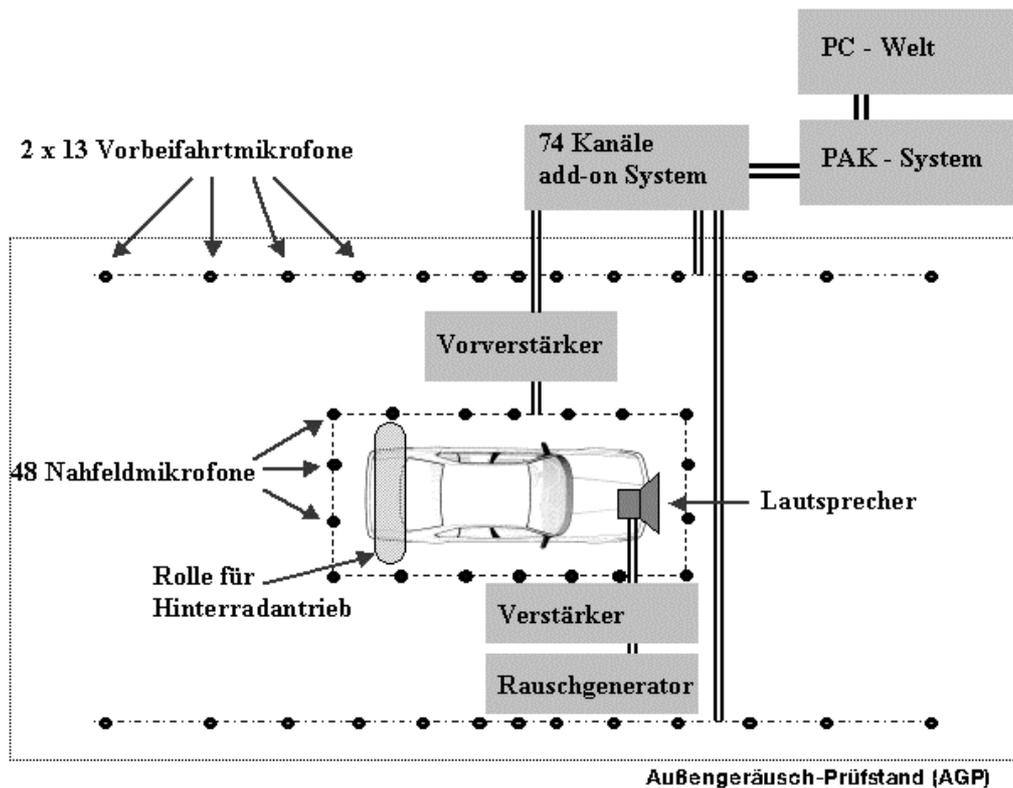


Abbildung 5.2-3 Schematischer Messaufbau zur Simulation von Schallfeldern (siehe Text).

Im Fall der Betriebsmessung wird das Fahrzeug in Betrieb genommen. Im zweiten Schritt ist das Fahrzeug abgeschaltet und ein Lautsprecher wird nacheinander an die verschiedenen Beschallungspositionen gebracht. Der Lautsprecher wird mit weißem Rauschen beaufschlagt,

²⁷ Die Vorbeifahrtmikrofone werden ebenfalls mit einem festinstallierten Vorverstärker verstärkt. Ein zusätzlicher Aufbau ist hier nicht notwendig.

das von einem Rauschgenerator erzeugt und über einen Verstärker auf den Lautsprecher gegeben wird. Der Lautsprecher hat einen Membrandurchmesser von 15 cm. Kleinere Lautsprecher können im niederfrequenten Bereich nicht genug Leistung abstrahlen, größere Lautsprecher bringt man am Fahrzeug noch schlechter unter.

Das PAK-System bildet mittels der Fast-Fourier-Transformation (FFT) Spektren für jedes Mikrofon. Der dritte Schritt des Verfahrens, also die Simulation des Schallfeldes, findet am PC statt. Dazu werden die Schalldruckspektren im Universal-File-Format aus der PAK-Welt in die PC-Welt exportiert. Die Schalldruckspektren liegen dann als APS²⁸- und CPS²⁹-Daten vor und werden im PC zu komplexen Spektren zusammengefügt. Für die CPS-Daten muss im PAK ein Referenzkanal angegeben werden. Die Phasenlagen aller Mikrofone werden auf den Referenzkanal bezogen.

5.2.4 Simulationsablauf und Auswertungsprogramme

Alle Simulationen und Auswertungen zu dieser Arbeit wurden mit MATLAB³⁰ programmiert. Der erste Schritt ist somit die Konvertierung der im Universalfile-Format vorliegenden APS- und CPS-Dateien in das MATLAB-Format. Dazu werden die Dateien geöffnet und entsprechend den Standards des Universalfile Formats ausgelesen. Die dabei entstehenden MATLAB-Variablen werden dann im MATLAB-Format abgespeichert.

Im nächsten Schritt werden aus den APS-Variablen und den Phasenwinkeln der CPS-Daten φ_{CPS} gemäß (5.2-2) komplexe Schalldruckspektren zusammengesetzt:

$$p_k(f) = APS(f) \cdot [\cos(\varphi_{CPS}(f)) + i \sin(\varphi_{CPS}(f))] \quad (5.2-2)$$

Das Betriebsschallfeld $p_k^{Betrieb}(f)$ liegt nun in der Form eines komplexen Spektrums vor. Anschließend wird aus den Beschallungsmessungen auf gleiche Weise die Transfermatrix $T_{k,i}(f)$ erzeugt.

Die Simulation des Schallfeldes, also die Berechnung der benötigten Lautsprecheranregungen zur Reproduktion des gemessenen Betriebsschallfeldes, findet in einer Berechnungsroutine statt. Darin wird für jede Frequenz das zu lösende Gleichungssystem aufgestellt, die Zielfunktion und die entsprechenden partiellen Ableitungen definiert und mittels eines Newtonverfahrens wird die Zielfunktion minimiert (vgl. Kap. 3). Als Ergebnis wird ein Satz von Lautsprecheranregungen $a_l(f)$ sowie das simulierte Gesamtschallfeld $p_k^{Simu}(f)$ ausgegeben. Der Datenfluss zum Ablauf der gesamten Konvertierung und Berechnung ist in Abb. 5.2-4 schematisch dargestellt.

Zur Auswertung der Daten wurden verschiedene Tools erstellt, die sich im Wesentlichen in zwei Kategorien einteilen lassen: Die Fahrzeugansicht und die Vorbeifahrtansicht. In der Fahrzeugansicht werden die Pegel an allen Mikrofonen farblich bzw. in Graustufen dargestellt. Zwischen den Mikrofonen wird mittels eines Farbverlaufs gemittelt. In Abbildung 5.2-5 ist eine Betriebsmessung in der Fahrzeugansicht dargestellt.

²⁸ APS = „Auto Power Spectrum“ = Leistungsspektrum = $\sqrt{|p_k|^2}$. (Die Wurzel ist eine Besonderheit des PAK-Systems und ist mit der Definition von APS nicht konform)

²⁹ CPS = „Cross Power Spectrum“ = Kreuzleistungsspektrum = $p_k \cdot p_{ref}$

³⁰ MATLAB ist eine mächtige Programmierumgebung der Firma „The MathWorks“ für den mathematischen und naturwissenschaftlichen Bereich.

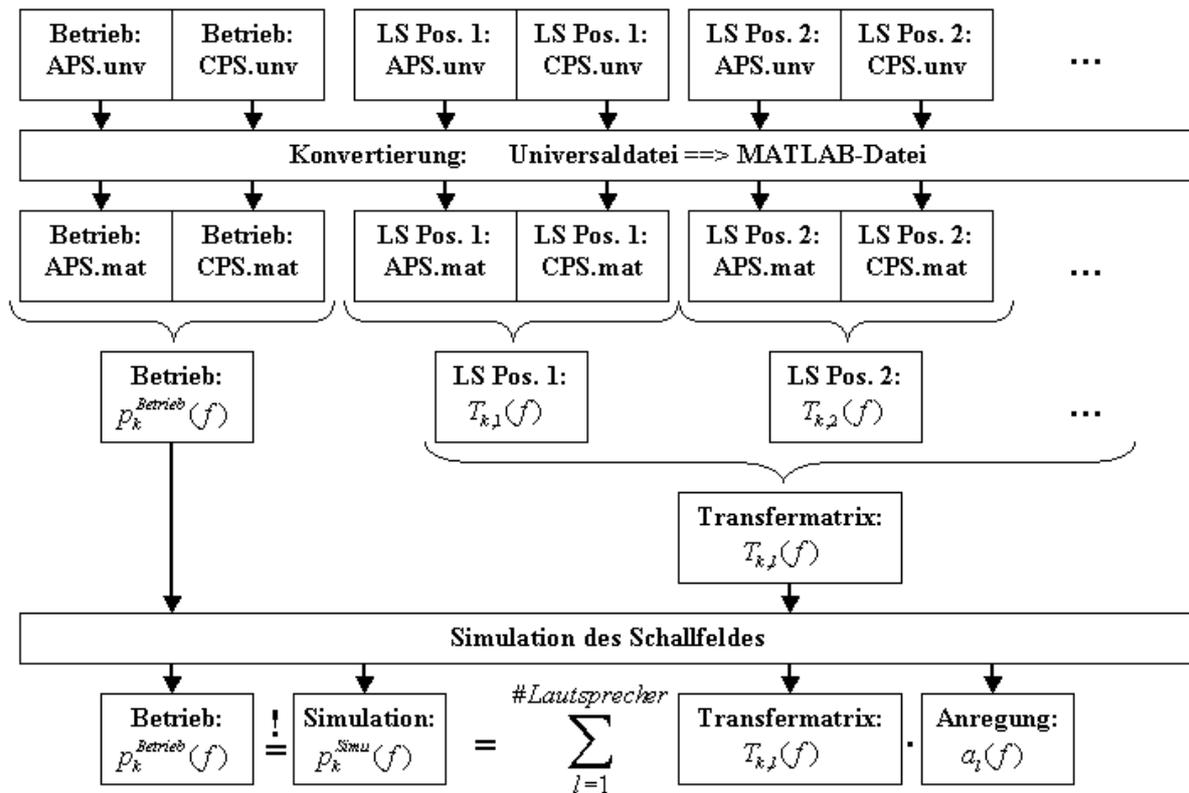


Abbildung 5.2-4 Datenflussdiagramm zur Schallfeldsimulation. (vgl. Text)

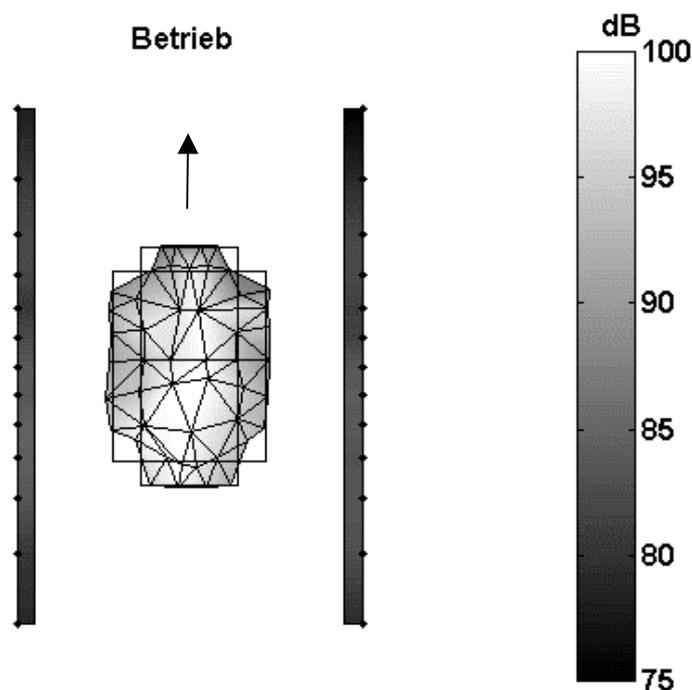


Abbildung 5.2-5 Fahrzeugansicht einer Betriebsmessung. An den Knotenstellen des Gitters liegen die Positionen der Mikrofone. Die Graustufen geben Aufschluss über den Schalldruckpegel. Die Mikrofone des Seitengestells (vgl. Abb. 3.2-1) sind nach außen hin aufgeklappt dargestellt. Die Pegel der Vorbeifahrtmikrofone sind an den Randstreifen zu erkennen. Die Fahrtrichtung ist mit einem Pfeil markiert.

Die Fahrzeugansicht eignet sich für schnelle Vergleiche zwischen Betrieb und Simulation. Ausreißer aufgrund eines defekten Mikrofons kann man hier schnell erkennen. Um das Zusammenspiel der Teilschallquellen zu analysieren, muss man jedoch mehrere Schallfelder gleichzeitig betrachten können. Hier eignet sich die Vorbeifahrtansicht (Abb. 5.2-6). Der Schalldruckpegel wird über dem Ort des Fahrzeugs aufgetragen. Im Vergleich zur Fahrzeugansicht betrachtet man also eine Seite der Vorbeifahrtmikrofone. Da man nur 13 Mikrofone pro Seite gemessen hat, muss zwischen den Mikrofonpositionen gemittelt werden. Der Pegel einer Position wird dabei als Summe aus den beiden nächsten Nachbarmikrofonen gebildet. Das Verhältnis der Abstände zu den Mikrofonen wird dabei als Gewicht berücksichtigt (Abb. 5.2-7).

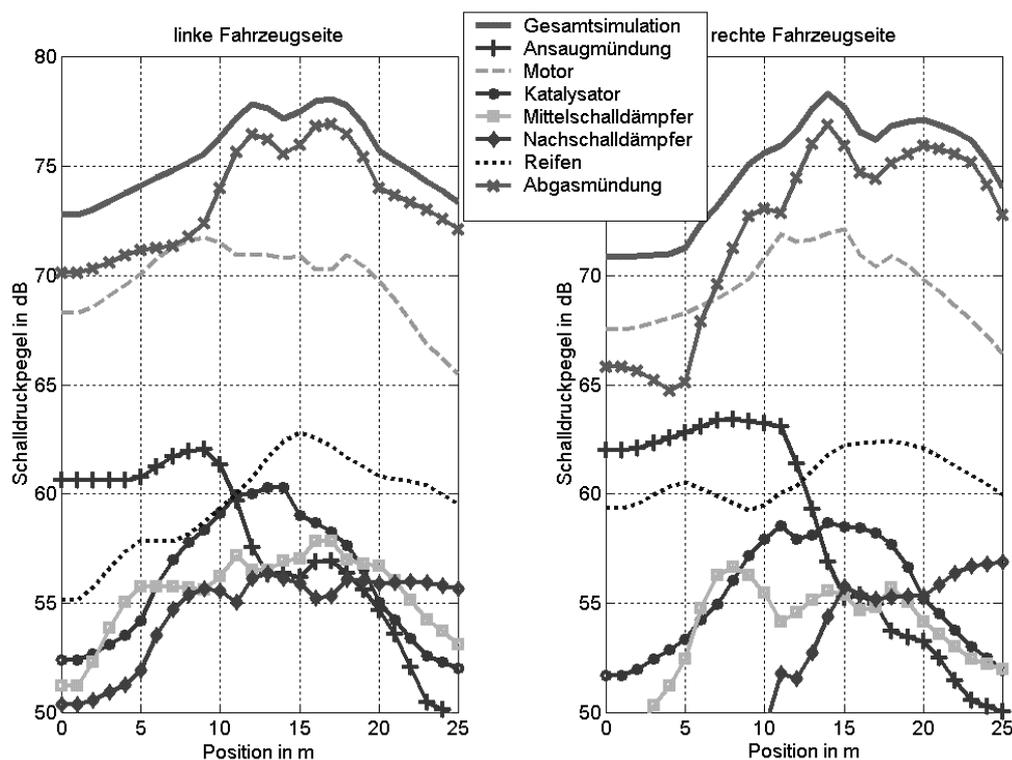


Abbildung 5.2-6 Vorbeifahrtansicht einer Simulation. Neben der Simulation des Gesamtschallfeldes sind auch die Beiträge der Teilschallquellen darstellbar. Die Simulation wurde bei einer konstanten Drehzahl mit der inkohärenten Quotientenmethode berechnet.

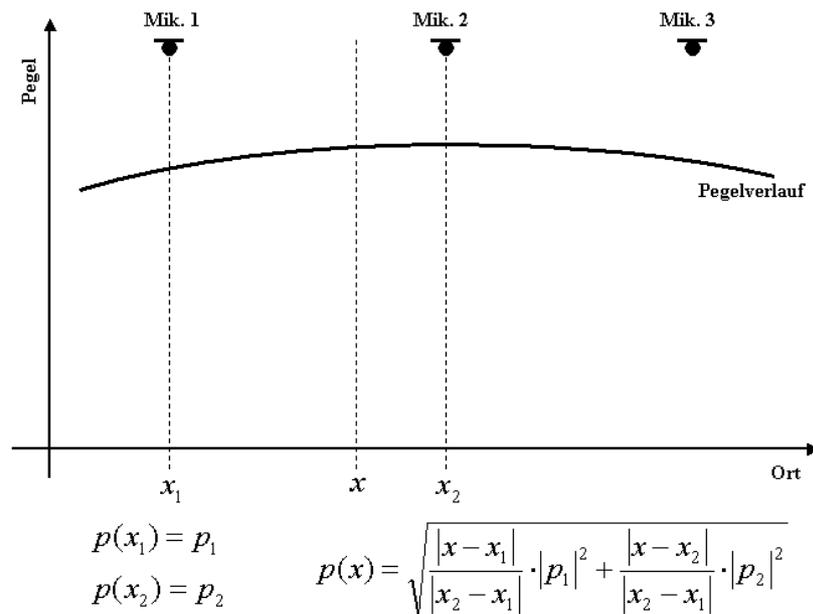


Abbildung 5.2-7 Ermittlung der Schalldrücke für den Pegel über dem Ort zwischen den Mikrofonpositionen. Da nur 13 Mikrofone entlang der Fahrzeugseiten aufgestellt sind, muss zwischen den Positionen gemittelt werden. Dazu werden die Schalldrücke der benachbarten Mikrofone mit dem jeweiligen Abstand gewichtet und energetisch gemittelt.

5.3 Diskussion geeigneter Berechnungsmethoden

Die Diskussion der geeignetsten Berechnungsmethode beschränkt sich auf die Frage, ob die Quellen kohärent oder inkohärent sind. Wie bereits im Kapitel 3.3 genauestens dargelegt wurde, muss man dann ein kohärentes, inkohärentes oder teilkohärentes Gleichungssystem aufstellen. Die Lösung des Gleichungssystems findet idealerweise mit der Quotientenmethode statt. Die Differenzenmethode gewichtet die lauten Anteile zu sehr und die logarithmische Quotientenmethode erzeugt einen höheren Fehler als die einfache Quotientenmethode. Jedoch ist der Fehler auf der dB-Skala normalverteilt, was bei der normalen Quotientenmethode nicht der Fall ist. Dennoch sind wir ja an einem möglichst geringen Fehler interessiert und verwenden für dieses Kapitel die Quotientenmethode zur Lösung der Gleichungssysteme.

Um herauszufinden, ob eine kohärente oder inkohärente Berechnungsmethode die bessere ist, kann man zwei Überlegungen anstellen. Zum einen kann man die Kohärenz der Nahfeldgeräusche der Teilschallquellen zueinander messen (Kap. 5.3.1), zum anderen eine Schallfeldsimulation kohärent und inkohärent durchführen und diese mit der Messung vergleichen. Mit der richtigen Methode erhält man dann das beste Ergebnis. Diese Vorgehensweise wird im Kapitel 5.3.2 erläutert. Im Kapitel 5.3.3 werden die Ergebnisse nochmals zusammengefasst.

5.3.1 Kohärenzbetrachtungen

Zwei oder mehr Signale sind dann kohärent zueinander, wenn sie in einem kausalen Zusammenhang stehen. Sie müssen also von derselben Quelle oder von verschiedenen Quellen, jedoch mit einer Anregung mit fester Phasenlage zueinander, erzeugt werden. Die Kohärenzfunktion $\gamma^2(\omega)$ ist der Quotient aus der Kreuzleistungsdichte $S_{fg}(\omega)$ und den Autokorrelationsleistungsdichten $S_{ff}(\omega)$ und $S_{gg}(\omega)$ zweier Signale $f(t)$ und $g(t)$: [KLI88]

$$\gamma^2(\omega) = \frac{|S_{fg}(\omega)|^2}{S_{ff}(\omega) \cdot S_{gg}(\omega)} \quad (5.3-1)$$

Die spektralen Kreuz- und Autokorrelationsleistungsdichten sind die Fouriertransformierten, also die spektralen Leistungsdichten der Kreuz- bzw. Autokorrelationsfunktionen $\Phi_{fg}(\tau)$, $\Phi_{ff}(\tau)$ und $\Phi_{gg}(\tau)$:

$$S_{fg}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \Phi_{fg}(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (5.3-2)$$

$$S_{ff}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \Phi_{ff}(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (5.3-3)$$

Die Korrelationsfunktionen $\Phi_{fg}(\tau)$, $\Phi_{ff}(\tau)$ und $\Phi_{gg}(\tau)$ wiederum sind das zeitliche Mittel der multiplizierten Signale $f(t)g(t+\tau)$, $f(t)f(t+\tau)$ bzw. $g(t)g(t+\tau)$.

$$\Phi_{fg}(\tau) = \overline{f(t)g(t-\tau)} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T f(t)g(t+\tau) dt \quad (5.3-4)$$

$$\Phi_{ff}(\tau) = \overline{f(t)f(t-\tau)} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T f(t)f(t+\tau) dt \quad (5.3-5)$$

Bei $\gamma^2 = 1$ sind die Quellen kausal zusammenhängend. Die Geräusche sind dann von einer Anregung verursacht worden. Bei $\gamma^2 = 0$ finden sich keine kausalen Übereinstimmungen in den beiden Signalen.

Zur Ermittlung der Kohärenzfunktion sind mehrere Mittelungen notwendig, was eine Konstanz des Signals über einen bestimmten Zeitraum voraussetzt. Im Fall des Fahrzeuggeräusches ist daher ein stationärer Betrieb unabdingbar.

Zur Überprüfung der Kohärenz der einzelnen Teilschallquellen wurden die Mikrofone, die im Nahfeld in unmittelbarer Nähe einer Quelle positioniert sind, miteinander verglichen. In der Abbildung 5.3-1 sind die Kohärenzfunktionen von Motor zu Auspuffmündung und von Motor zu Reifen dargestellt. Zum Vergleich wurde die Kohärenz nicht nur im Betrieb, sondern auch bei der Beschallung ermittelt.

Während die Kohärenzfunktion lediglich im tieffrequenten Bereich auf einen kausalen Zusammenhang der Betriebsgeräusche hindeutet, muss man jedoch feststellen, dass das Fahrzeuggeräusch weitestgehend inkohärent zu sein scheint. Der Zusammenhang zwischen Reifen- und Motorgeräusch ist ähnlich schwach ausgeprägt wie zwischen Auspuff und Motor. Die Beschallungsmessung hingegen zeigt eine gute Kohärenz zwischen den einzelnen Messpunkten. Abgesehen von einzelnen Frequenzen, bei denen es aufgrund lokaler Auslöschungen zu Fehlinterpretationen kommt, ist hier die Kausalität der Signale klar erkennbar.

Bevor dieses Ergebnis weiter interpretiert wird, wollen wir uns zunächst der zweiten Herangehensweise zuwenden, um anschließend die Ergebnisse im Zusammenhang diskutieren zu können.

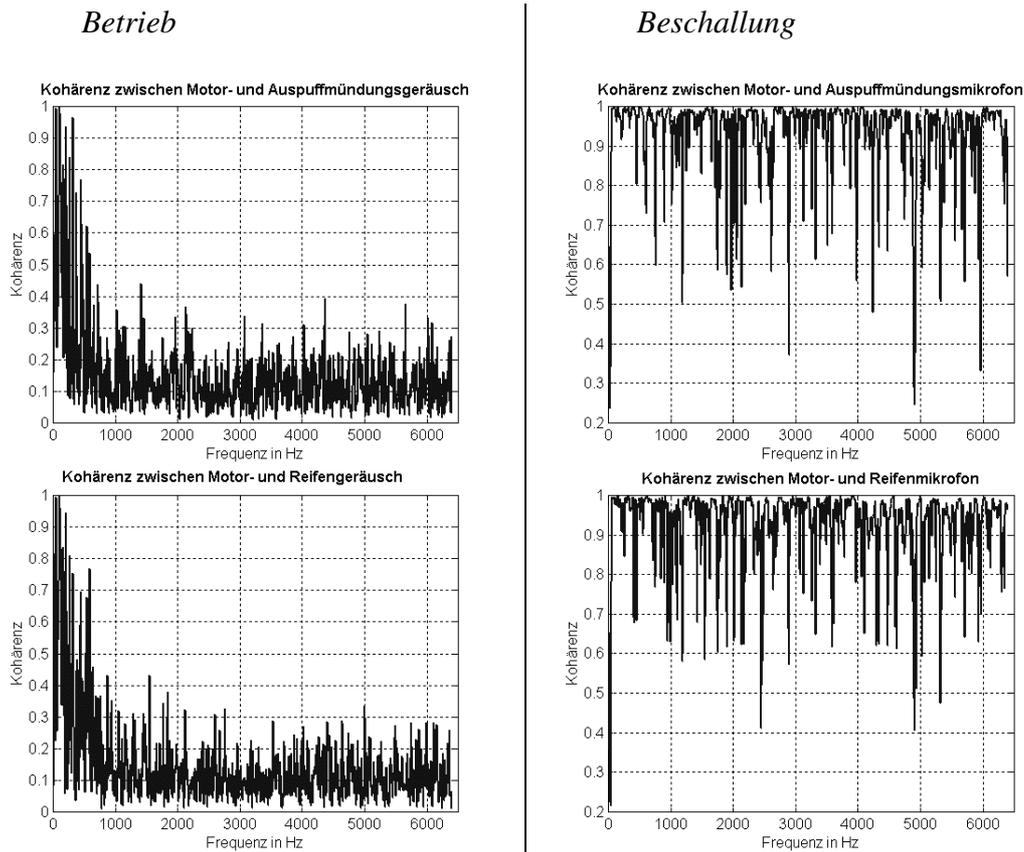


Abbildung 5.3-1: Kohärenz zwischen Mikrofonen am Motor und am Auspuff bzw. Motor und Reifen. Die Kohärenz wurde sowohl im Betrieb (links) als auch bei der Beschallung (rechts) ermittelt. Während bei der Beschallung die Signale hauptsächlich kohärenten Charakter haben, herrscht im Betrieb quasi kein kohärenter Zusammenhang. Auch zwischen Reifen und Auspuffgeräusch lassen sich keine Unterschiede im Kohärenzverhalten ausmachen.

5.3.2 Vergleich zwischen Simulation und Komponentenanalyse

Wie bereits im Kapitel 3.5 anhand eines Prinzipversuchs diskutiert wurde, liefert eine kohärente Berechnung meist ein auf den ersten Blick besseres Ergebnis. Bei genauerer Betrachtung stellt man jedoch fest, dass das Betriebsschallfeld lediglich an den einzelnen Messpunkten richtig reproduziert wurde, dazwischen aber Fehler auftreten können. Die Fragestellung des vorliegenden Problems ist jedoch eine etwas andere. Hier sind die Beschallungspositionen bereits an den Orten der Teilschallquellen angebracht und es stellt sich die Frage, ob das berechnete Geräusch des Beschallungs Lautsprechers tatsächlich dem Geräusch der Teilschallquelle entspricht. Dazu wurde zunächst eine Schallfeldsimulation (wie Kap. 5.2) am Gesamtfahrzeug durchgeführt. Die Simulation erfolgte einerseits mit der kohärenten und andererseits mit der inkohärenten Quotientenmethode (Abbildung 5.3-2 oben). Anschließend wurde eine Geräuschkomponentenanalyse des Fahrzeugs mit der konventionellen Kapselungsmethode (Kap. 5.1.4) durchgeführt. Zum Vergleich mit diesen Messungen wurden die entsprechenden Teilgeräusche berechnet. Dazu wurden die Lautsprecheranregungen aus der Gesamtfahrzeugsimulation beibehalten, jedoch die Summanden des simulierten Gesamtgeräusches weggelassen, die bei der Komponentenanalyse mit einer Kapselung versehen wurden. Betrachtet man z.B. nur das Geräusch der Schalldämpferoberfläche, so summiert man nur die entsprechenden Lautsprecher für Nachschalldämpfer (NSD), Mittelschalldämpfer (MSD) und Katalysator (KAT) auf. Dies geschieht je nach Rechenmethode kohärent (5.3-6) oder inkohärent (5.3-7).

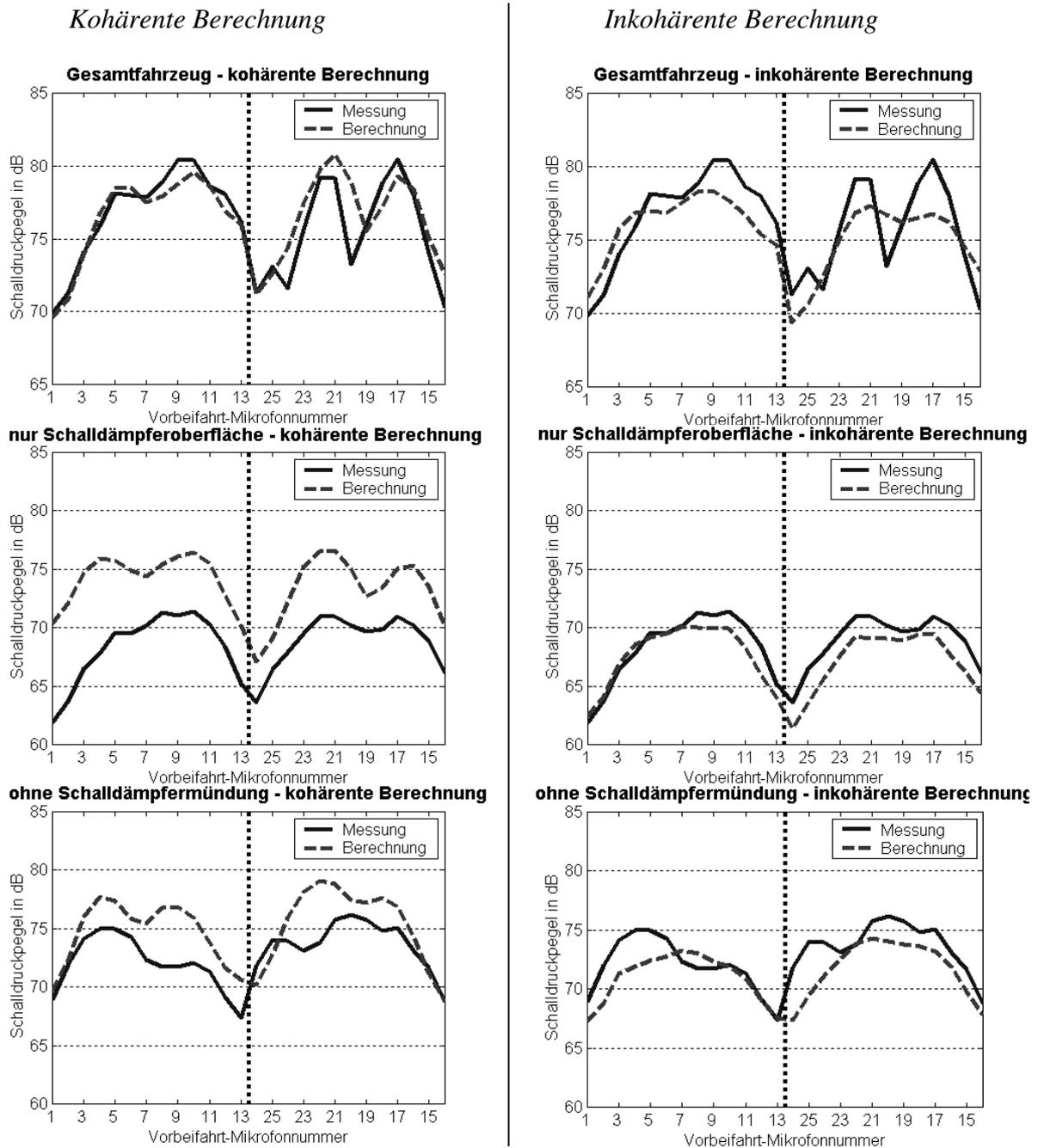


Abbildung 5.3-2: Schallfeldsimulation am Gesamtfahrzeug (oben) mit kohärenter (links) und inkohärenter (rechts) Berechnung.

Mitte und unten: Vergleich der simulierten und berechneten Teilgeräusche für die Schalldämpferoberfläche und das Gesamtfahrzeug mit eliminiertem Schalldämpfermündungsgeräusch.

Die Pegel sind über den Vorbeifahrtmikrofonen aufgetragen. Die linken Teilbilder zeigen die linke Fahrzeugseite und die rechten die rechte Fahrzeugseite. Im stationären Betrieb entspricht diese Darstellung einer etwas gestauchten Vorbeifahrtsansicht. Für diese Art der Auswertung ist eine Darstellung über dem genauen Ort der Vorbeifahrt nicht erforderlich. (Auswertung vgl. Text)

$$P_k^{\text{Simu, Schalldämpferoberfläche}}(f) = T_{k,NSD}(f) \cdot a_{NSD}(f) + T_{k,MSD}(f) \cdot a_{MSD}(f) + T_{k,KAT}(f) \cdot a_{KAT}(f) \quad (5.3-6)$$

$$p_k^{\text{Simu, Schalldämpferoberfläche}}(f) = \sqrt{|T_{k,NSD}(f) \cdot a_{NSD}(f)|^2 + |T_{k,MSD}(f) \cdot a_{MSD}(f)|^2 + |T_{k,KAT}(f) \cdot a_{KAT}(f)|^2} \quad (5.3-7)$$

Das so erhaltene reduzierte Gesamtgeräusch vergleicht man dann mit dem gemessenen Geräusch. In Abbildung 5.3-2 (Mitte und unten) sind beispielhaft die berechneten Teilgeräusche für die Schalldämpferoberfläche und für das Fahrzeuggeräusch mit reduziertem Schalldämpfermündungsgeräusch aufgezeigt. Dazu sind die entsprechenden Messergebnisse dargestellt. Zu beachten ist, dass die Messungen die bekannten systematischen Fehler der konventionellen Komponentenanalyse beinhalten (vgl. Kap. 5.2).

Das Gesamtgeräusch lässt sich mit der kohärenten Berechnungsmethode besser reproduzieren. Vor allem die lokalen Pegelminima können im inkohärenten Fall nicht nachgebildet werden. Diese Einbrüche kommen jedoch durch die Raumeinflüsse zustande. Auf der Messstrecke im freien Feld kann man solch einen Pegelverlauf nicht beobachten.

Während das Gesamtgeräusch von der kohärenten Methode besser reproduziert wird, zeigt sich jedoch in den Teilgeräuschen, dass das Geräusch der einzelnen Beschallungslautsprecher nicht mit dem realen Geräusch der Teilschallquelle übereinstimmt. Die inkohärente Berechnung hingegen liefert hier die besseren Ergebnisse. Die Abweichung zwischen Betrieb und Simulation ist bei der inkohärenten Berechnung in allen Fällen etwa gleich groß.

5.3.3 Ergebnis

Obwohl man beim Fahrzeug im ersten Ansatz von einem kausalen Zusammenhang der Geräuschquellen ausgeht, ist das Ergebnis eindeutig ein anderes: Alle Teilschallquellen sind weitestgehend inkohärent zueinander. Neben den beiden vorgestellten Methoden deckt sich dies mit praktischen Erfahrungen: das Fahrgeräusch ist – auch im stationären Betrieb – sehr instationär. Kleinste Schwankungen der Motordrehzahl, wie sie selbst bei der Konstantfahrt auftreten [BUS95], und andere, ähnlich schwankende Parametern zerstören die Stationarität der Geräuschquelle, was die Kohärenz zwischen den einzelnen Teilschallquellen zerstört. Vor allem Motor und Auspuff müssten in der idealisierenden Theorie kohärente Geräusche liefern, während das Reifengeräusch hingegen sowieso nur ein inkohärentes Zischen verursacht. Die Kohärenzbetrachtungen zeigen jedoch, dass in der Praxis beide Geräusche faktisch unabhängig vom Motorgeräusch³¹ sind. Da es demnach keine kohärenten Quellen gibt, ist auch die Anwendung der teilkohärenten Berechnung nicht in Betracht zu ziehen.

Für die Simulation von Schallfeldern im Außenbereich von Fahrzeugen eignet sich also am besten die inkohärente Quotientenmethode. (vgl. Kap. 3.3.2 und 3.4.2)

³¹ Wenn gesagt wird, dass z.B. das Reifengeräusch unabhängig vom Motorgeräusch ist, dann meint man damit die Inkohärenz der Spektren beider Geräusche. Eine Kausale Abhängigkeit besteht unabhängig davon darin, dass der Reifen sein Geräusch erst dann abstrahlt, wenn sich der Reifen dreht. Dies hängt wiederum kausal vom Motor, dem eingelegten Gang und der Stellung der Kupplung ab.

5.4 Simulation einzelner Schallquellen

Nachdem die Idee des Verfahrens zur Simulation des Fahrzeugaußengeräusches dargestellt (Kap. 5.2) und eine geeignete Berechnungsmethode aus den theoretischen Ansätzen ausgewählt wurde, werden in den nächsten drei Kapiteln (5.4, 5.5 und 5.6) die geeignetsten Beschallungspositionen ermittelt. Dazu werden unterschiedliche Methoden verwendet. Zunächst wird versucht, die Teilschallquellen einzeln zu betreiben, um das Schallfeld jeder Quelle richtig zu simulieren. Insbesondere stellt sich die Frage nach der richtigen Position und der richtigen Anzahl der Beschallungsorte für die jeweilige Komponente. In diesem Kapitel werden zwei dominierende Schallquellen, nämlich die Schalldämpfermündung und die Reifen untersucht. Die hier gewonnenen Erkenntnisse setzt man später im Gesamtfahrzeug zusammen und kann so mit den optimalen Beschallungspositionen das Schallfeld des Gesamtfahrzeugs simulieren (Kap. 5.7).

5.4.1 Mündungsgeräuschuntersuchungen

Neben dem Motor, dessen Geräusch in Kapitel 5.5 gesondert untersucht wird, ist die Schalldämpfermündung eine Teilschallquelle, die in der Regel einen erheblichen Beitrag zum Gesamtgeräusch liefert. Die Schalldämpfer selbst, also die Nach- und Mittelschalldämpfer, sind heutzutage aufgrund modernster Entwicklungsmethoden (z.B. [SAP92],[HÜS00]) so leise, dass sie kaum noch zum Gesamtgeräusch beitragen. Die Schalldämpfermündung hingegen ist ein offenes System. Man kann keine Kapselungen um die Mündung bauen, denn dann kann das Abgas nicht mehr aus der Anlage austreten.

In diesem Versuch soll die optimale Lautsprecherposition zur Simulation des Mündungsgeräusches ermittelt werden. Dazu wurde die Mündung vom Fahrzeug mit Verlängerungsschläuchen räumlich entfernt. Um die räumlich separierte Mündung wurden im einem Kreis 18 Mikrofone aufgestellt um die Abstrahlcharakteristik zu messen (Abb. 5.4-1). Das Fahrzeug wurde hingegen akustisch isoliert, so dass es keinen störenden Einfluss auf die Messung hat. Das Mündungsgeräusch ist in diesem Aufbau zwar etwas verändert, wichtig ist aber die Abstrahlcharakteristik, die nur von der Geometrie der Mündung selbst abhängt.

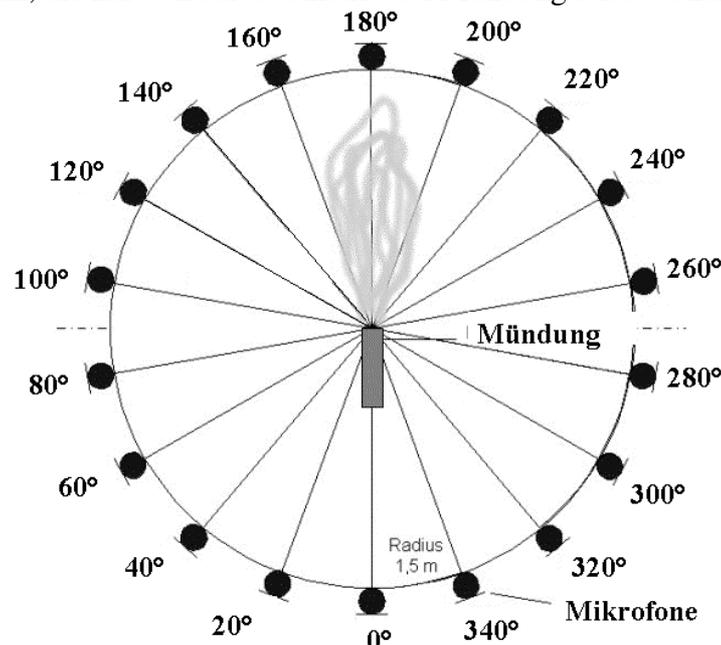


Abbildung 5.4-1 Messung der Abstrahlcharakteristik der Schalldämpfermündung. 18 Mikrofone sind in einem Kreis mit Radius 1,5 m aufgebaut. Die Geräuschquelle befindet sich genau im Zentrum dieses Kreises.

Zur Ermittlung der geeignetsten Beschallungsposition zur Simulation des Mündungsschallfeldes wendet man das Verfahren zur Lokalisierung von Schallquellen (Kap. 4) an. Dazu wird ein gedankliches Netz von Beschallungspositionen um den Ort der Mündung gelegt. Von jeder Position aus wird die Transferfunktion zu allen Mikrofonen bestimmt. Außerdem wird der Lautsprecher in verschiedenen Positionen gehalten: Einmal liegt die Membran in der Ebene des Kreises und einmal senkrecht dazu, wobei die Normale der Lautsprechermembran in die Richtung des Gasaustritts der Mündung wies. Der Rechenalgorithmus berechnet anschließend die „Wichtigkeit“ jeder Lautsprecherposition, in dem viele Male versucht wird, das Betriebsschallfeld zu reproduzieren. Bei jeder Berechnung verzichtet man auf eine Lautsprecherposition. Ist das Simulationsergebnis gut, also der Fehler klein, so ist die fehlende Position unwichtig, ist sie hingegen schlecht, so handelt es sich bei der fehlenden Beschallungsposition um eine wichtige Position. Im vorliegenden Fall wurden 30 Beschallungspositionen gemessen. In der Abbildung 5.4-2 ist der Fehlerparameter für jede Beschallungsposition dargestellt.

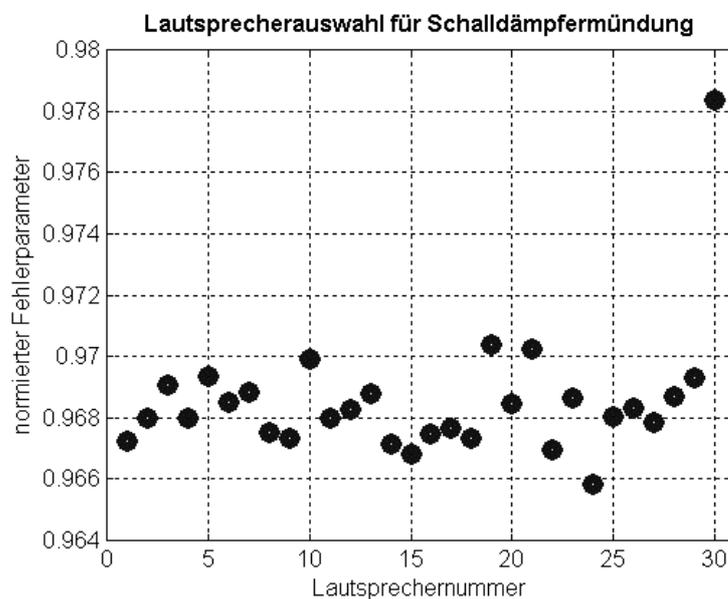


Abbildung 5.4-2: Fehlerparameter bei der Lautsprecherauswahl nach Kapitel 4. Die Beschallungsposition Nr. 30 weist den höchsten Fehlerwert auf und ist somit die wichtigste Beschallungsposition zur Simulation des Mündungsgeräusches. Hier befindet sich der Lautsprecher genau an der Position der Mündung. Seine Abstrahlrichtung, also die Flächennormale der Membran, weist dabei senkrecht nach oben.

Die geeignetste Beschallungsposition ist die, bei der der Lautsprecher „auf dem Rücken“ liegend, senkrecht zur Fläche des Mikrofonkreises nach oben abstrahlt. In dieser Position ist der Lautsprecher symmetrisch bezüglich der Mikrofonebene und hat somit eine kugelförmige Abstrahlcharakteristik. Das Mündungsgeräusch weist ebenfalls eine sehr schöne kugelsymmetrische Abstrahlcharakteristik auf, so dass man mit der ermittelten Lautsprecherposition diese Charakteristik am besten nachbilden kann (Abb. 5.4-3). Der Gasaustritt an der Schalldämpfermündung hat zwar eine gerichtete Charakteristik, wie in Abb. 5.4-1 angedeutet wurde, die Ausbreitung der Schallwelle hingegen nicht. Die Mündung ist eine Punktschallquelle, das Geräusch entsteht infolge von Druckänderungen und Strömungsvorgängen und wird genau an der Austrittsöffnung erzeugt [PEI93]. Eine Abweichung von der Kugelcharakteristik, also eine Dipol- oder Quadrupolcharakteristik erfordert hingegen eine räumlich ausgedehnte Schallquelle, bei der zwei kohärente Teilquellen durch Interferenz die Richtungs-

charakteristik erzeugen oder bauliche Schallbündelungsmaßnahmen wie z.B. bei der Trompete oder dem Megafon.

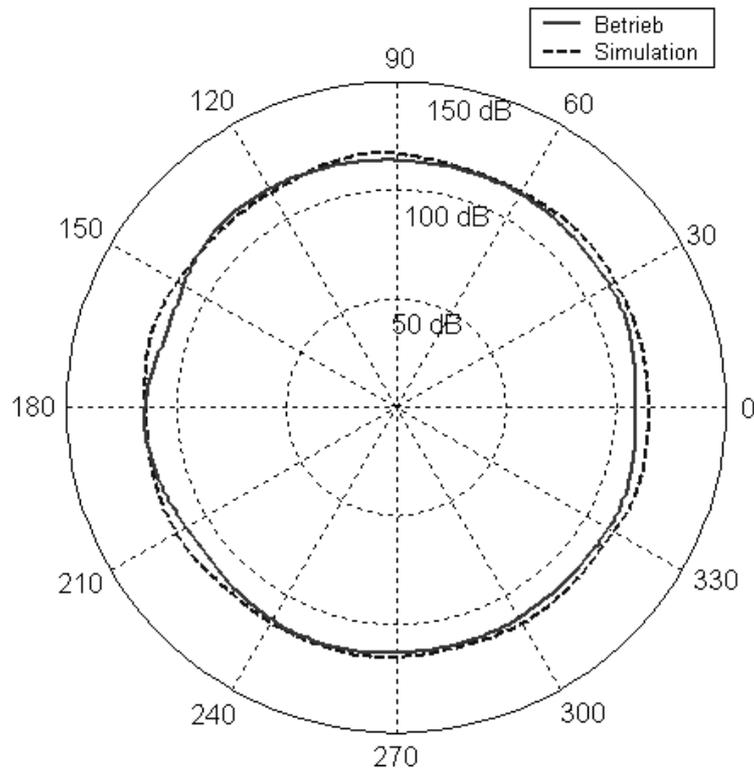


Abbildung 5.4-3: Gemessener und simulierter Schalldruckpegel des Schalldämpfermündungsgeräusches mit dem Aufbau aus Abbildung 5.4-1. Das Betriebsschallfeld hat eine Kugelcharakteristik, was mit der geeigneten Beschallungsposition auch rekonstruiert werden kann.

5.4.2 Reifenuntersuchungen

Eine weitere wichtige Teilschallquelle ist das Reifengeräusch. Üblicherweise wird dies bei Messungen im Prüfstand eliminiert, indem man profillose Reifen, sog. Sliks, aufzieht. Die nichtangetriebenen Reifen leisten nur einen sehr geringen Beitrag zum Gesamtpegel und sind ohnehin bei Prüfstandsmessungen fest montiert, so dass dieses Geräusch sowieso wegfällt. Trotz alledem wird das Reifen-Fahrbahngeräusch immer wichtiger, denn die Geräusche aller anderen Komponenten wie Motor und Abgasanlage hat man in den letzten Jahren so weit reduzieren können, dass das Reifen-Fahrbahngeräusch in naher Zukunft eine dominante Rolle einnehmen wird. Bei Fahrten mit wenig Last, z.B. bei konstant 50 km/h in der Stadt, ist das Reifengeräusch heute schon pegelbestimmend [PUR99]. Viele Forschungsgruppen beschäftigen sich deshalb mit dem Reifen-Fahrbahngeräusch und versuchen die Schallentstehung am Reifen genau zu verstehen und zu simulieren [GUI00], [DES00]. Daher möchte man auch das Reifengeräusch in die Simulation des Gesamtgeräusches mit einbeziehen, um den Anteil am Gesamtgeräusch determinieren zu können.

Anders als im vorherigen Kapitel 5.4.1 kann man den Reifen nur mit erheblichen baulichen Maßnahmen vom Fahrzeug getrennt untersuchen. Der Reifen muss also am Fahrzeug montiert bleiben, damit der Antrieb gewährleistet ist. Damit das Fahrzeuggeräusch keine Messfehler erzeugt, werden z.B. spezielle Anhänger konzipiert, die kein Eigengeräusch produzieren [VER95]. Unter Last kann man das Reifengeräusch so jedoch nicht untersuchen, weshalb in der vorliegenden Arbeit ein spezielles Reifendrehmomentfahrzeug verwendet wurde, das

speziell bei BMW für Reifenmessungen angefertigt wurde. Bis auf den Reifen sind bei diesem Fahrzeug alle Geräuschquellen akustisch so gut isoliert, dass das Reifengeräusch mindestens 10-20 dB über dem restlichen Geräuschpegel liegt. Eine weitere Eigenschaft dieses Fahrzeugs ist die Drehmomentbeschränkung. Der leistungsstarke Motor kann beliebig gedrosselt werden, so dass alle schwächeren Motorvarianten damit simuliert werden können. Von dieser Funktion wird im Kapitel 5.4.3 Gebrauch gemacht.

Um den Reifen herum wurden in einem Halbkreis mit Radius 1m zehn Mikrofone in der Höhe von 15 cm aufgestellt (Abb. 5.4-4). Wegen der Anwesenheit des Fahrzeugs und der damit verbundenen Symmetriebrechung des Raumes und den fehlenden Mikrofonen auf der Fahrzeugseite, hat die Messung nicht mehr den Anspruch, die Abstrahlcharakteristik aufzunehmen. Mit diesem Aufbau kann man nur noch einen charakteristischen Schallfeldverlauf messen, der aber im weiteren Verlauf der Arbeit dennoch als Abstrahlcharakteristik bezeichnet wird. Das Ziel ist ja nicht die tatsächliche Abstrahlcharakteristik zu messen, vielmehr will man die richtige Position der Beschallungslautsprecher ermitteln. Dazu wurde wieder, nach dem Verfahren von Kapitel 4 ein Netz von Beschallungspositionen um den Reifen herum gebildet. Der Lautsprecher wurde sowohl „stehend“³² als auch „liegend“³³ betrieben.

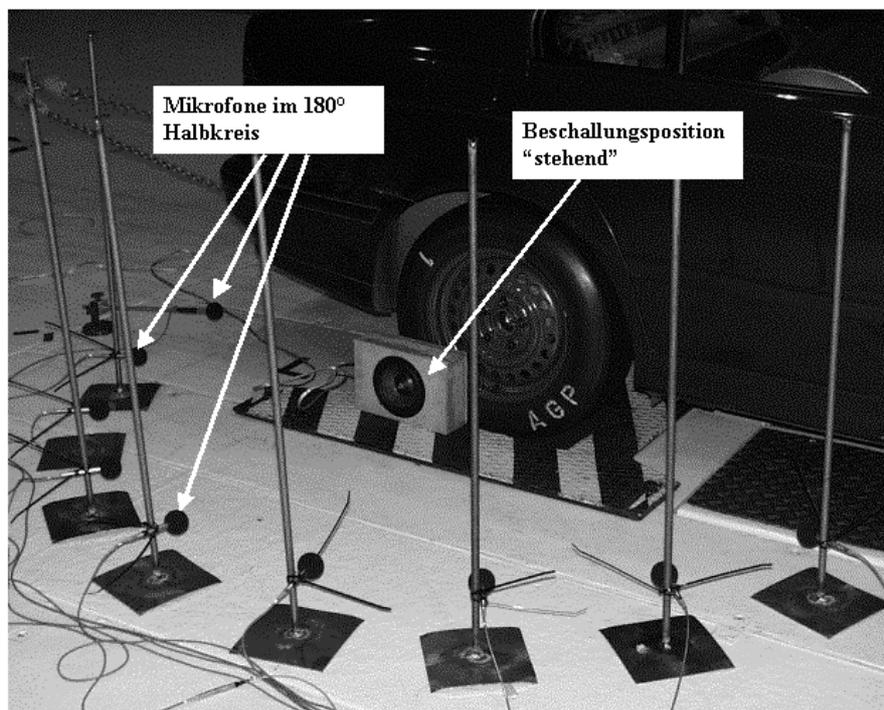


Abbildung 5.4-4: Messaufbau zur Messung der „Abstrahlcharakteristik“ des Reifens. (Vgl. Text)

Aufgrund der komplexen Abstrahlcharakteristik des Reifens ist es nicht möglich, das Reifengeräusch mit nur einem Lautsprecher nachzubilden. Vor allem im Einlauf und im Auslauf ruft die Geometrie des Reifens einen Trompeteneffekt [KLI88] hervor, der zwei Abstrahlkeulen, eine nach vorne und eine nach hinten erzeugt (Abb. 5.4-5). Das Ergebnis der Berechnung der geeignetsten Lautsprecherposition sind daher die Positionen, bei denen der Lautsprecher vor dem Reifen stehend nach vorne weist und hinter dem Reifen stehend nach hinten weist. Mit diesen Positionen erhält man ein relativ gutes Simulationsergebnis (Abb. 5.4-5).

³² „Stehend“ = Membran senkrecht zum Boden vom Reifen abweisend.

³³ „Liegend“ = Membran parallel zum Boden, Lautsprecher weist nach oben.

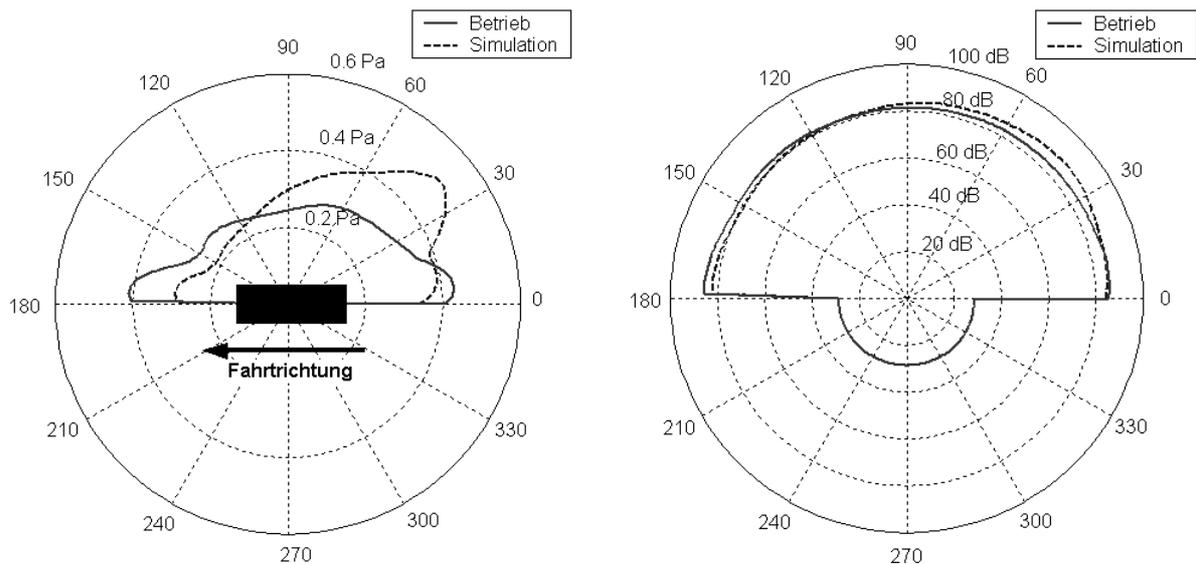


Abbildung 5.4-5: Betrieb und Simulation des Reifengeräusches gemessen mit dem Versuchsaufbau aus Abb. 5.4-4 bei 50 km/h Vollast. Links ist der Schalldruck aufgetragen, rechts der Schalldruckpegel in dB.

5.4.3 Weitere Untersuchungen zum Reifen-Fahrbahngeräusch

Je nach Betriebszustand verändert sich das Reifengeräusch. Die richtige Wahl der Position der Beschallungslautsprecher ist jedoch nicht von der Geräuschintensität abhängig, sondern von der Abstrahlcharakteristik der Quelle. Die Quelle und das Lautsprecherensemble müssen eine einigermaßen identische Abstrahlcharakteristik aufweisen, damit das Schallfeld simuliert werden kann. Zur Überprüfung der Schallfeldcharakteristik bei unterschiedlichen Fahrzuständen wurden folgende Parameter verändert:

- a) Verschiedene Geschwindigkeiten bei gleichem Drehmoment.
- b) Verschiedene Drehmomente bei gleicher Geschwindigkeit.
- c) Wasser auf der Fahrbahn.

Bei all diesen Messungen stellte sich heraus, dass die beiden Abstrahlkeulen nach vorne und nach hinten in jedem Fahrzustand auftreten. Lediglich die Absolutpegel ändern sich bei verändertem Fahrzustand. Dies wird jedoch in der Berechnung der geeigneten Lautsprecheranregungen berücksichtigt. Die Beschallungspositionen sind also für jeden Betriebszustand gleich zu wählen.

5.5 Verfahren zur Simulation des Motorgeräusches

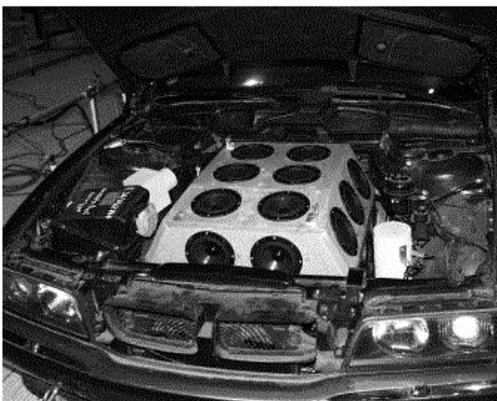
Der Motor ist vor allem bei sehr leistungsstarken Fahrzeugen die dominanteste Geräuschquelle. Die hohe Geräuschbelastung bei Lastkraftwagen rührt daher fast ausschließlich vom Motor [SHI80]. Zur Verbesserung der Situation hat die Europäische Union schon im Dezember 1992 ein Forschungsprojekt zum Thema „New Pass-by Noise Optimization Methods for Quiet and Economical Heavy Road Vehicles“ – kurz PIANO [PIA95] aufgelegt, mit dem Ziel, neue Methoden zur Analyse und letztlich zur Reduzierung der Geräuschbelastung durch LKWs zu erforschen. Alle beteiligten Entwicklungspartner haben sich bei ihren Forschungen auf das Motorgeräusch fokussiert. Dabei wurde die Methode der akustischen Holografie [MAY85] auf das Fahrzeug angewendet und weiterentwickelt

[SAK93]. Die für alle Methoden notwendigen Transferfunktionen wurden meistens über das Reziprozitätsprinzip [MAN96], [VER96] gemessen, während andere versuchten, sie theoretisch zu ermitteln [HAS85]. Eine Gruppe versuchte den Motor mit einem Lautsprecher nachzubauen, um so die Transferfunktion von jeder Motorseite in den Außenbereich des Fahrzeugs zu ermitteln [NIS95]. Zur Ermittlung des Gesamtgeräusches benötigt man neben den Transferfunktionen immer noch die tatsächliche Schallabstrahlung des Motors. Diese wurde von den meisten Gruppen über eine Arraymessung am Motor ermittelt. Die anschließende Modellrechnung vieler geräuschverursachender Monopole am Motor ergibt die lokale Schallleistung des Motors [AUG96], [MAR96]. Auf der theoretischen Seite versuchte man die Mechanismen des Motors formal zu verstehen und entwickelte ein Modell zur Berechnung von Leistung, Verbrauch und akustischer Schallleistung [SIL94]. Nicht nur in der Theorie zeigt sich aber das Problem, dass Verbesserungen einer Eigenschaft mit einer Verschlechterung einer anderen Eigenschaft des Motors einhergehen: Verbesserungen der Leistung gehen häufig einher mit negativen Auswirkungen auf die Akustik.

Um in jedem Entwicklungsschritt des Motors eine schnelle Abschätzung des resultierenden Vorbeifahrtgeräusches machen zu können, wurde aufbauend auf dem vorgestellten Transferpfadanalyseverfahren mittels Schallfeldsimulation ein detaillierteres Verfahren für das Motorgeräusch entwickelt. Dabei wurde ein Lautsprechermotor³⁴ entwickelt, der die Form eines Motors besitzt und anstelle dessen in das Fahrzeug eingebaut werden kann. An jeder Seite dieses Kunstmotors sind Lautsprecher eingelassen, so dass die Transferfunktionen jeder Motorseite zu den Nah- und Fernfeldmikrofonen gemessen werden können. In der anschließenden Simulation kann dann quasi jede Motorseite einzeln betrieben werden. Somit kann man die Auswirkungen jeder Motorseite auf das Vorbeifahrtgeräusch des Motors ermitteln. Andersherum kann man aus dem Vorbeifahrtgeräusch des eingebauten Motors auf die Anteile jeder Motorseite zum Gesamtgeräusch zurückrechnen.

Das Verfahren wurde an 2 Motorvarianten durchgeführt: Ein Motorblock eines Reihensechszylinders wurde mit seinem Pendant einem 2,5l-Dieselmotors verglichen. Sowohl der Kunstmotor als auch der richtige Motor wurden dabei in ein BMW-Fahrzeug der 5er Reihe montiert und vermessen. Der zweite Versuch fand mit einem V8-Zylinder Motor statt, der in einem Fahrzeug der 7er Reihe verbaut wurde und mit dem entsprechenden Benzinermotor verglichen wurde (Abb. 5.5-1).

V8 - Motor



6 Zylinder Motor

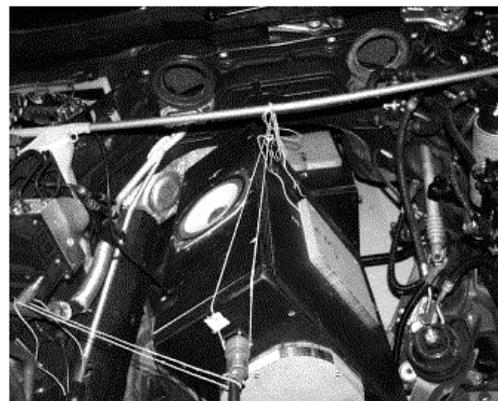


Abbildung 5.5-1: Rechts: Reihensechszylinder Motorblock mit je einem Lautsprecher pro Seite. Immer nur ein Lautsprecher wurde bei der Beschallung geöffnet, damit das Geräusch nicht durch andere Membrane austreten kann. Links: Motorblock eines V8-Motors mit mehreren Lautsprechern auf jeder Motorseite versehen. Die Lautsprecher sind hier intern entkoppelt (Deckel nicht notwendig).

³⁴ Der Lautsprechermotor wird im Folgenden auch als „Kunstmotor“ bezeichnet.

Zur Überprüfung der Richtigkeit des Verfahrens ist es notwendig, das simulierte Ergebnis im Experiment zu verifizieren. Dazu wurde folgender Mess- und Auswertezyklus durchlaufen, dessen einzelne Schritte in den nachfolgenden Unterkapiteln genauer beschrieben werden (Abb.5.5-2):

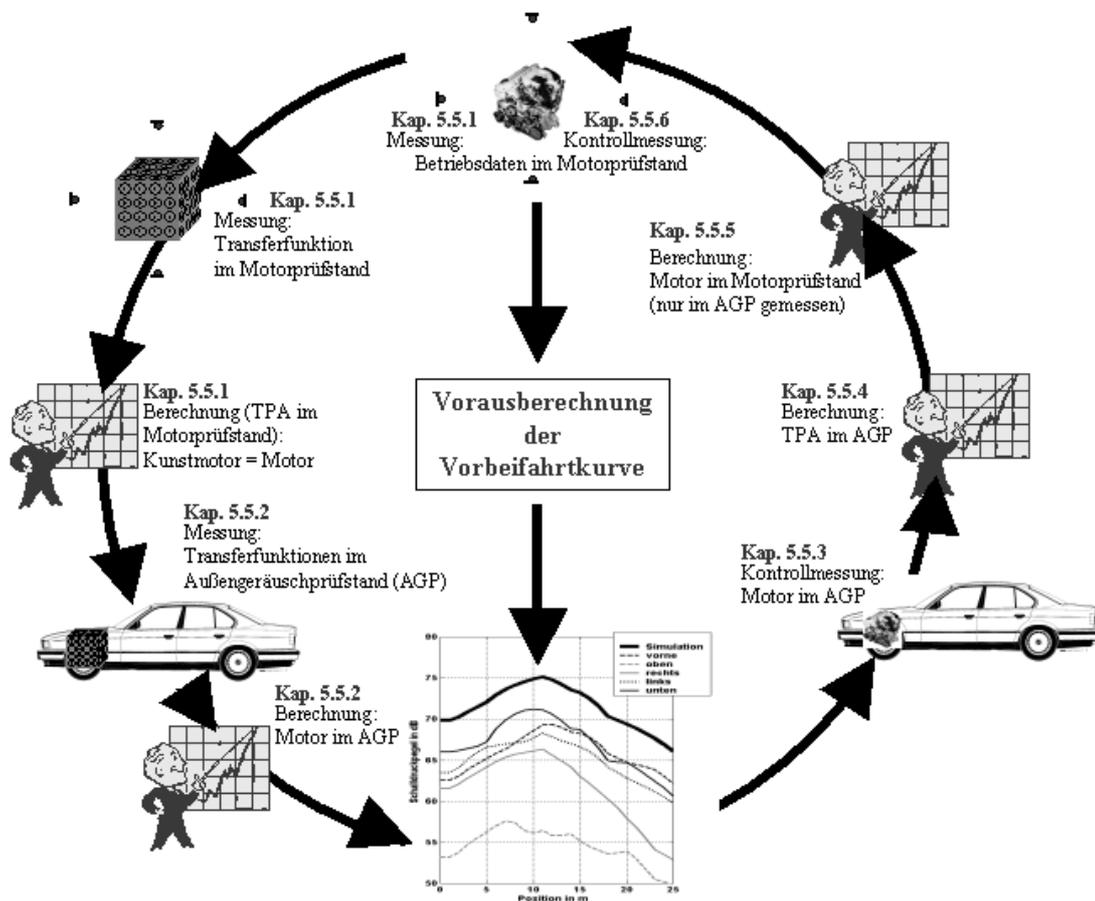


Abbildung 5.5-2: Der Motor wird zuerst im Motorprüfstand gemessen. Danach werden die Transferfunktionen jeder Seite des Kunstmotors im Motorprüfstand gemessen. Nun wird eine Transferpfadanalyse (TPA) des Motors im Motorprüfstand berechnet, der Kunstmotor wird dabei virtuell so betrieben wie der richtige Motor. (Kap. 5.5.1). Nun wird der Kunstmotor in ein Fahrzeug verbaut und die Transferfunktionen werden im Außengeräuschprüfstand (AGP) gemessen. Mit den in Kapitel 5.5.1 berechneten Anregungen wird das Vorbeifahrtgeräusch des Motors berechnet (Kap. 5.5.2). Zur Kontrolle der Simulation wird das Fahrzeug mit dem richtigen Motor im AGP gemessen (Kap. 5.5.3).

Mit den gemessenen Daten kann man auch andersherum verfahren: Aus den gemessenen AGP-Daten wird eine TPA berechnet. Das Ergebnis ist der Beitrag jeder Motorseite zum Motor-Vorbeifahrtgeräusch (Kap. 5.5.4). Mit den Geräuschen der einzelnen Motorseiten und den in Kap. 5.5.1 gemessenen Motorprüfstands-Transferfunktionen kann man nun eine Berechnung der Betriebsdaten des richtigen Motors auf dem Motorprüfstand durchführen (Kap. 5.5.5). Diese kann man dann wieder mit der entsprechenden Messung vergleichen (Kap. 5.5.6).

5.5.1 Transferpfadanalyse im Motorprüfstand

Zur Entwicklung eines Motors ist es praktisch, den Motor möglichst alleine, also ohne Karosserie, Fahrwerk, etc., betreiben zu können. Um diese Arbeitsbedingungen zu realisieren, hat man Motorprüfstände entwickelt (Abb. 5.5-3), die ein Betreiben des Motors unter Last ermöglichen. In diesen Prüfständen werden u.a. die akustischen Eigenschaften des zu entwickelnden Motors kontrolliert.

Bei der Entwicklung von komplexen Maschinen, wie Kraftfahrzeugen sind sehr viele Ingenieure und Techniker am Werk. Damit das Zusammenspiel aller Fachabteilungen möglichst reibungslos funktioniert, sind Standartmessvorschriften erlassen worden. Die Messvorschrift des Motorgeräusches im Motorprüfstand sieht ein Mikrofon pro Motorseite in einem Abstand von einem Meter vor. Ausgenommen ist hierbei die Hinterseite des Motors, denn dort sitzt das Getriebe, welches die Messergebnisse an dieser Stelle nur verfälschen würde. Im Folgenden ist unter dem Begriff „Messung im Motorprüfstand“ immer die Aufnahme akustischer Schalldruckspektren an den fünf Standardmikrofonen zu verstehen.

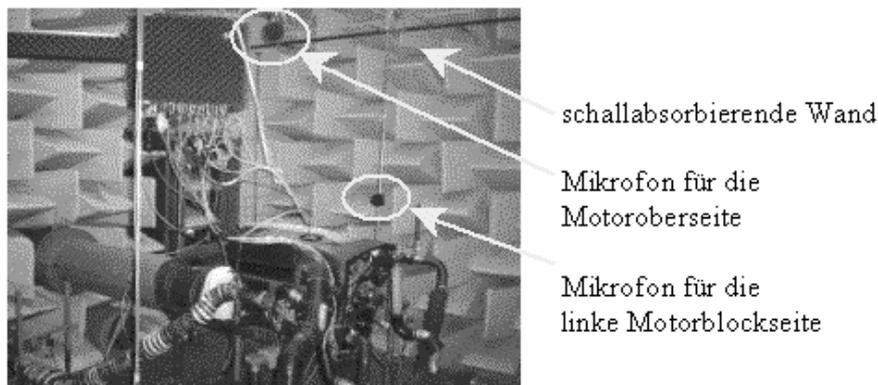


Abb. 5.5-3: Motorprüfstand mit schallabsorbierenden Wänden. Ein Motor wird akustisch vermessen. Dazu sind fünf Standardpositionen vorgesehen.

1.Schritt: Im ersten Schritt wird der Originalmotor im Motorprüfstand unter Volllast³⁵ bei verschiedenen Drehzahlen gemessen. Üblicherweise macht man einen sogenannten Volllast-Hochlauf, d.h. jede Drehzahl wird für eine kurze Zeit lang konstant gehalten („quasi-konstant“). Aufgenommen werden die Schalldruckspektren jedes Standardmikrofons³⁶:

$$p_k^{\text{Betrieb,MPSt}}(f) \quad (5.5-1)$$

2.Schritt: Der Kunstmotor wird im Motorprüfstand an die Stelle des Originalmotors gebracht. Die Positionen der Standardmikrofone bleiben dabei erhalten. Mit weißem Rauschen werden nun nacheinander die Lautsprecher jeder Seite angeregt $a_l^{\text{Beschallung}}(f)$ ³⁷. Gebildet wird die Transferfunktion als Quotient aus den resultierenden Schalldrücken $p_k^{\text{Beschallung}}(f)$ und den Anregungen:

$$T_{k,l}^{\text{MPSt}}(f) = \frac{p_k^{\text{Beschallung}}(f)}{a_l^{\text{Beschallung}}(f)} \quad (5.5-2)$$

³⁵ Unter Volllast läuft der Motor mit maximaler Leistung (bei einer bestimmten Drehzahl). Der Motor wird mit „Vollgas“ betrieben, die Antriebswelle wird so stark gebremst, dass sich eine konstante Drehzahl einstellt.

³⁶ Mikrofone an den Motorseiten $k = 1..5$, MPSt = Motorprüfstand, f = Frequenz

³⁷ Motorseite $l=1..5$

Als Parameter für die Anregung der Lautsprecher $a_l^{Beschallung}(f)$ kann z.B. die Membranbeschleunigung, die Spannung am Lautsprecher oder der Schalldruck im Nahfeld des Lautsprechers aufgezeichnet werden. Da, wie gesagt, dieser Parameter aber keinerlei physikalische Aussagekraft und bei der folgenden Transferpfadberechnung sowieso wieder herausgekürzt wird, kann man ihn ohne Bedenken zu eins setzen. Die Transferfunktion wird immer mit einer berechneten Anregung multipliziert, so dass man unabhängig von der Wahl des Anregungsparameters im Produkt die Dimension Schalldruck erhält. (siehe 3.Schritt)

3.Schritt: Im dritten Schritt wird wie immer versucht, das im ersten Schritt gemessene Betriebsgeräusch rechnerisch zu reproduzieren. Die hierfür notwendigen Membranbeschleunigungen $a_l^{Simu,MPSt}(f)$ werden über folgende Zielfunktion der Quotientenmethode berechnet: (5.5-3)

$$z(a_1(f), a_2(f), \dots, a_5(f)) = \sum_{k=1..5} \left(\frac{|p_k^{Simu,MPSt}(f)|}{|p_k^{Betrieb,MPSt}(f)|} - 1 \right)^2 \quad (5.5-3)$$

wobei die Geräusche der einzelnen Motorseiten im Prinzip sowohl inkohärent als auch kohärent addiert werden können. Die Standardmikrofone stehen jedoch so nah an den einzelnen Motorseiten, dass jedes Mikrofon quasi nur das Geräusch der ihm zugewandten Seite registriert. Da Kohärenzeffekte nur bei annähernd gleichlauten Geräuschquellen einen Einfluss auf das Gesamtgeräusch haben, sind sie hier unbedeutend. Bei der gleichen Anzahl von Mikrofonen wie Lautsprecher jedoch kann es zu Artefakten bei kohärenten Berechnungen kommen. Es gibt hier zwar immer eine exakte Lösung des linearen Gleichungssystems, aber wenn bei einer Frequenz ein kleiner Messfehler aufgetreten ist, wird auch dieser exakt reproduziert. Bei den inkohärenten Methoden wird dieser kleine Messfehler als Abweichung akzeptiert, denn die Nachbildung des Messfehlers würde unweigerlich einen erhöhten Fehler an allen anderen Mikrofonen erzeugen. Aus diesen Gründen ist eine inkohärente Berechnung hier am sinnvollsten. Das simulierte Gesamtgeräusch wird also wie folgt als Summe aus den Teilgeräuschen der einzelnen Motorseiten gebildet:

$$p_k^{Simu}(f) = \sqrt{\sum_{l=1..5} |T_{kl}(f)|^2 \cdot |a_l(f)|^2} \quad (5.5-4)$$

Ergebnis:

Da sich zwischen Quelle und Empfänger keine absorbierenden oder reflektierenden Teile befinden und an den Wänden keine Schallwellen reflektiert werden, sind die Transferfunktionen mit einer sehr hohen Kohärenz messbar. Zudem handelt es sich hier um eine ideale Betriebsmessung, denn jedes Mikrofon misst das Geräusch einer einzigen Quelle. Daher ist es nicht verwunderlich, dass in der Simulation fast exakt das Betriebsgeräusch reproduziert wird. (Abb. 5.5-4). Virtuell kann man also den Kunstmotor auf dem Motorprüfstand akustisch genau so betreiben wie den richtigen Motor.

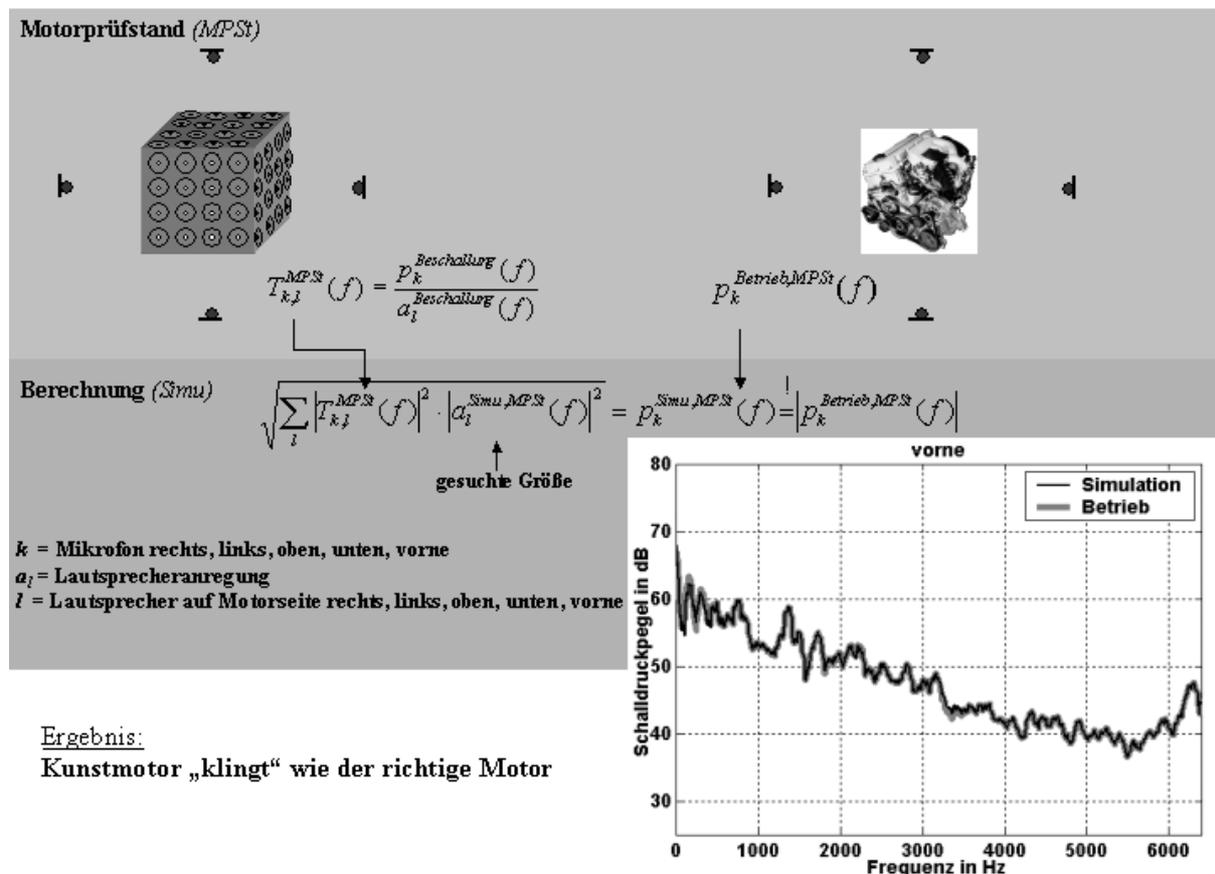


Abb. 5.5-4: Schematische Vorgehensweise bei der Simulation des Motorgeräusches auf dem Motorprüfstand: Nach der Messung des Betriebsgeräusches (rechts oben) und der Lautsprecher-Transferfunktionen (links oben) errechnet man die Lautsprecheranregungen, die notwendig wären, um den Kunstmotor mit dem richtigen Motor akustisch abzugleichen. Betreibt man den Kunstmotor virtuell mit diesen Anregungen, so „klingt“ er wie sein reales Pendant. Im Bild (rechts unten) sind die Spektren der Simulation und des Betriebs für ein Mikrofon dargestellt.

5.5.2 Simulation des Motorgeräusches am Gesamtfahrzeug

Im vorangegangenen Kapitel ist es gelungen, den Kunstmotor akustisch so zu betreiben wie den Originalmotor. Im nächsten Schritt wird der Kunstmotor in ein Fahrzeug eingebaut. Betreibt man nun den Kunstmotor virtuell mit den zuvor ermittelten Anregungen, so kann man das reine Motorgeräusch eines vorbeifahrenden Fahrzeugs exakt ermitteln. Darüber hinaus kann man das Gesamtmotorgeräusch des vorbeifahrenden Motors nach einzelnen Motorseiten aufspalten. Das simulierte Geräusch ist ja die Summe der Teilgeräusche jeder einzelnen Motorseite. Jeder Summand repräsentiert somit das Geräusch einer Motorseite. Um das Motor-Vorbeifahrtgeräusch zu berechnen, müssen zuerst die Transferfunktionen $T_{k,l}^{AGP}(f)$ des verbauten Kunstmotors zu den Vorbeifahrtmikrofonen im Außengeräuschprüfstand (AGP) ermittelt werden. Dabei geht man wie im Schritt 2 des vorangegangenen Kapitels vor, jedoch mit verbautem Kunstmotor. Für spätere Zwecke wurden auch die Nahfeldmikrofone installiert und die entsprechenden Transferfunktionen gemessen. In Abbildung 5.5-5 ist der Prozessablauf skizziert und ein Ergebnis aufgezeigt.

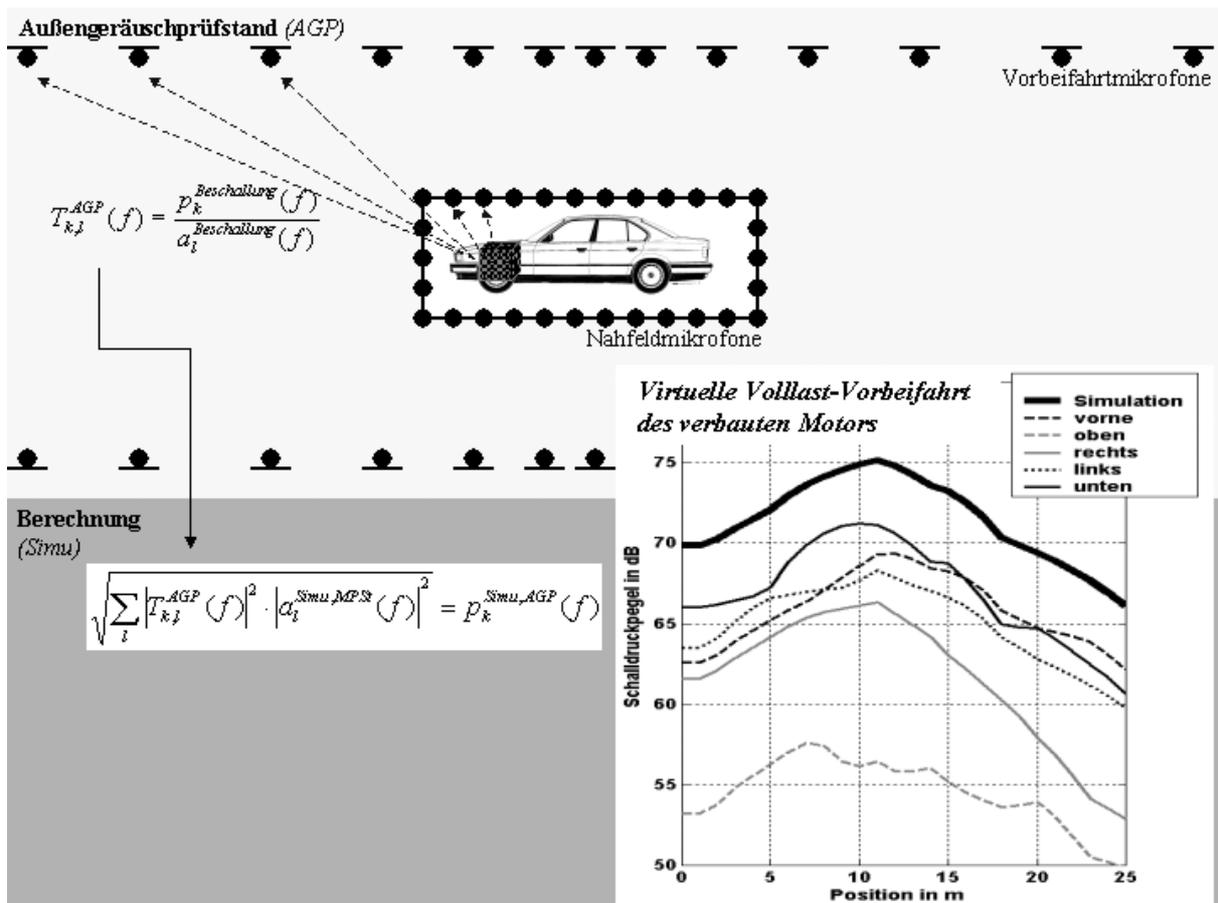


Abbildung 5.5-5: Die Transferfunktionen des verbauten Kunstmotors werden im AGP gemessen. Dabei werden die Lautsprecher des Kunstmotors mit denselben Rauschanregungen beaufschlagt, wie bei den Messungen im Motorprüfstand. Mit den errechneten Lautsprecheranregungen der TPA im Motorprüfstand und den im AGP gemessenen Transferfunktionen wird ein Vorbefahrtgeräusch im AGP simuliert, das nach den Beiträgen jeder einzelnen Motorseite aufgeschlüsselt werden kann (unten rechts).

Ergebnis:

Die Ergebnisse der Schallfeldsimulation sind realistisch. Betrachten wir dazu die Vorbefahrtansicht (Abb. 5.5-5 unten rechts): Das Gesamtgeräusch zeigt ein Maximum bei 11 Metern. Dies entspricht genau der Fahrzeugposition, bei der der Abstand zwischen Motor und Messmikrofon minimal ist³⁸.

Außerdem ist zu bemerken, dass die Motoroberseite am wenigsten zum Vorbefahrtgeräusch beiträgt, die Unterseite hingegen am meisten. Als Optimierungsmaßnahme könnte man demnach die Geräuschdämmung in der Nähe der Motoroberseite einsparen bzw. an der Motorunterseite verstärken.

³⁸ Die Messstrecke ist 20 Meter lang. Bei der Fahrzeugposition 0 Meter ist die vordere Stoßstange des Fahrzeugs am Anfang der Messstrecke. Bei 10 Metern ist die Stoßstange auf der Höhe des Messmikrofons. Da der Motor etwa ein Meter hinter der vorderen Stoßstange angebracht ist, ist der Motor nach elf Metern Fahrt auf der Höhe des Messmikrofons und somit diesem am nächsten.

5.5.3 Kontrollmessung zur Überprüfung der Simulation

Die Vorgehensweise der Motorsimulation ist sehr einleuchtend, so dass man sich mit dem errechneten Ergebnis schon zufrieden geben könnte. Dennoch wurde in der vorliegenden Arbeit nicht darauf verzichtet, das Berechnungsergebnis in einem Versuch zu verifizieren. Dazu wurde der Originalmotor im Fahrzeug verbaut und das Betriebsgeräusch des verbauten Motors gemessen. Um nur das Motorgeräusch zu messen, ist es notwendig, alle anderen Schallquellen des Fahrzeugs so gut wie möglich abzdämmen. Dazu wurden die Gaswechselanteile³⁹ über Totalschalldämpfer in den Boden abgeführt. Um das Reifengeräusch zu eliminieren wurden zwei Messungen durchgeführt: Die erste Messung wurde mit dem Motor und dem dabei auftretenden Reifengeräusch gemacht, bei der zweiten Messung wurde ein sogenanntes Drehmomentfahrzeug verwendet. Das Drehmomentfahrzeug wurde entwickelt um Reifengeräusche zu messen. Die Gaswechselgeräusche sind über Totalschalldämpfer im Innenraum des Fahrzeugs quasi vollständig eliminiert. Der Motor ist in einer Totalkapsel eingebaut, so dass das Motorgeräusch ebenso nicht hörbar ist. Das Reifengeräusch ist somit das dominante Geräusch des Fahrzeugs. Um das Reifengeräusch unter jeder Last messen zu können, ist ein sehr leistungsstarker Motor im Fahrzeug verbaut, der auf das gewünschte Messdrehmoment drosselbar ist. Mit diesem Fahrzeug wurde also das Reifengeräusch aufgenommen und vom zuvor aufgenommenem Motor- plus Reifengeräusch abgezogen. Die Differenz ist dann das gesuchte Motorgeräusch des verbauten Originalmotors. Auch hier zeigt sich wieder, dass die Messung von Teilgeräuschen ein sehr umständliches und kompliziertes Unterfangen ist. Neben der großen Zahl von Messfehlern, die bei den notwendigen Umbauten auftreten können, ist ein erheblicher experimenteller Aufwand notwendig. Eine Berechnung der Geräusche kann hier eine wesentliche Verbesserung herbeiführen. In der Abbildung 5.5-6 ist das Messprinzip und der Vergleich von berechnetem und simuliertem Gesamtgeräusch aufgezeigt.

Ergebnis:

Betriebsmessung und Gesamtfeldsimulation liefern annähernd dieselben Ergebnisse. In der Schallfeldverteilungsansicht des Nah- und Fernfeldes (Abb. 5.5-6 unten links) erkennt man Unterschiede im Bereich von ± 2 dB. Stellenweise kann die Simulation auch 3-4 dB von der Betriebsmessung abweichen. In der Vorbeifahrtansicht (Abb. 5.5-6 unten rechts) ist dies in gleicher Weise erkennbar. Das Maximum der gemessenen Kurve liegt dabei etwas hinter dem Maximum der Simulation. Dies lässt einen Messfehler bei der Betriebsmessung vermuten. Denn hinter dem Motor gibt es offensichtlich noch Quellen, die zum Gesamtgeräusch einen nicht unwesentlichen Beitrag leisten. Im Verdacht steht hier das sog. Hosenrohr. Es handelt sich hierbei um das erste Teilstück der Abgasanlage nach dem Motor. Über dieses zweimal gekrümmte Rohr wird das Abgas in den Boden zum Totalschalldämpfer geleitet. Hier entstehen eventuell laute Geräusche, die nicht sinnvoll abgedämmt werden können.

³⁹ Gaswechselgeräusche sind Geräusche die durch Ansaug- und Abgasanlage verursacht werden. Der Motor saugt Gas (Luft) durch die Ansauganlage an und stößt sie wieder als Abgas über die Abgasanlage aus. Diesen Gasaustausch des Motors mit seiner Umgebung nennt man Gaswechsel.

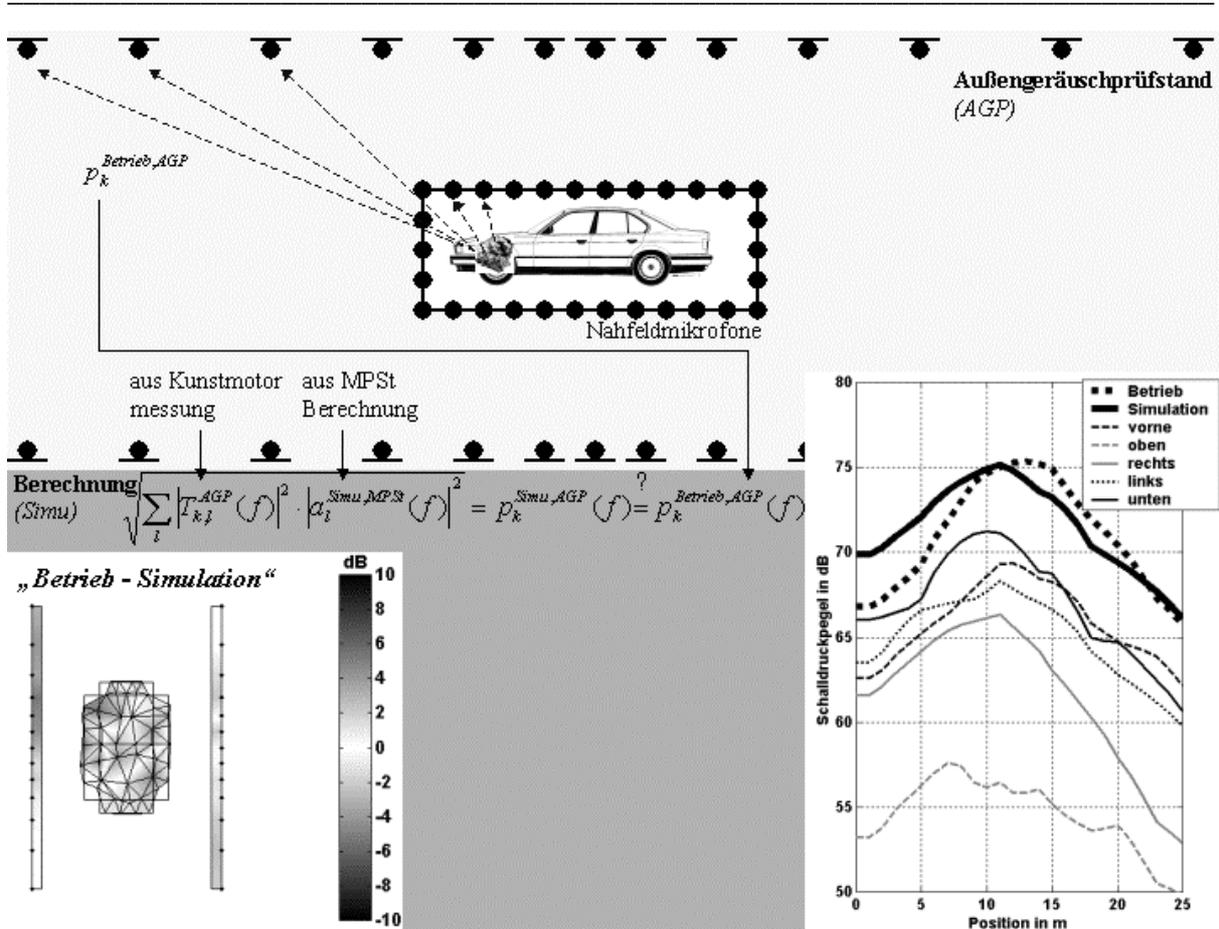


Abb. 5.5-6: Der verbaute Motor wird im AGP gemessen. Das gemessene Schallfeld wird mit dem simulierten Schallfeld aus Kap. 5.5.2 verglichen.

Oben: Schematischer Versuchsaufbau

Unten links: Nah- und Fernfeldansicht des Schallfeldes. Dargestellt ist die Pegeldifferenz aus Betrieb und Simulation.

Unten rechts: Vorbeifahrtsansicht des simulierten und des gemessenen Schallfeldes.

5.5.4 Zusammenfassung: Vom Motorprüfstand zur Vorbeifahrt

In den ersten drei Unterkapiteln wurde ein Verfahren beschrieben, welches das Vorbeifahrtgeräusch eines Motors vorausberechnet. Dazu wird der Motor unverbaut im Motorprüfstand gemessen. Nach der einmaligen Messung der Kunstmotortransferfunktionen im Motor- und im Außengeräuschprüfstand kann man dann das Vorbeifahrtgeräusch berechnen (Abb.5.5-7). Das Verfahren ist mittels einer Betriebsmessung im AGP überprüft worden. Die Genauigkeit beträgt ± 2 dB.

Ein wichtiges Ergebnis für die Schallfeldsimulation am Gesamtfahrzeug ist die Wichtigkeit der unteren und vorderen Motorseite. Sie tragen hauptsächlich zum Vorbeifahrtgeräusch bei, während die Oberseite des Motors nicht relevant ist. Wenn man keinen Kunstmotor zur Verfügung hat, dann sollte man zumindest an der Unterseite und an der Vorderseite des Motors Lautsprecherpositionen vorsehen.

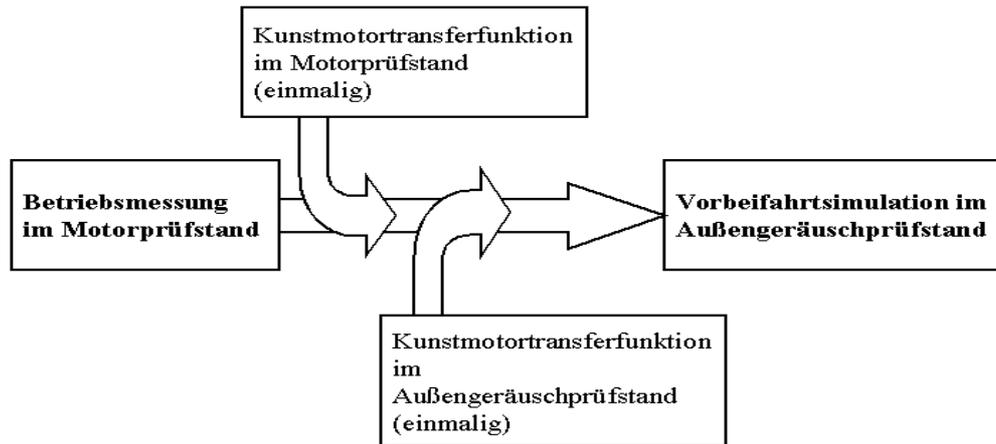


Abb. 5.5-7: Schematischer Ablauf der Vorbeifahrtssimulation für das Motorgeräusch. Aus dem Betriebsgeräusch des Motors im Motorprüfstand kann das Vorbeifahrtgeräusch im AGP berechnet werden. Zuvor muss man die Transferfunktionen des Lautsprechermotors sowohl im Motorprüfstand als auch im Außengeräuschprüfstand ermitteln. Die Transferfunktionen sind aber unabhängig vom Motorgeräusch, so dass man sie nur einmal messen muss.

5.5.5 Transferpfadanalyse im Außengeräuschprüfstand

Das oben beschriebene Verfahren kann auch andersherum durchgeführt werden. Man hat z.B. eine Vorbeifahrt gemessen, oder es liegt eine Vorgabe der Vorbeifahrtmesswerte vor und man möchte daraus einen Sollmesswert der akustischen Last des Motors im Motorprüfstand berechnen. Die Messungen, die für solch eine Umkehrung des Verfahrens notwendig sind, sind schon alle durchgeführt und müssen nur neu interpretiert werden. Die Berechnungen verlaufen hingegen anders: die gesuchten Lautsprecheranregungen werden nicht mit Messungen im Motorprüfstand, sondern mit Messungen im Außengeräuschprüfstand ermittelt. Man misst also in einem ersten Schritt das Betriebsgeräusch im AGP (siehe Kap. 5.5.3).

$$p_k^{\text{Betrieb,AGP}}(f) \quad (5.5-5)$$

Die Transferfunktionen werden ebenfalls im AGP mit dem verbauten Kunstmotor ermittelt. (Kap. 5.5.2).

$$T_{k,l}^{\text{AGP}}(f) = \frac{p_k^{\text{Beschallung}}(f)}{a_l^{\text{Beschallung}}(f)} \quad (5.5-6)$$

Nun wird die übliche Transferpfadanalyse durchgeführt: der verbaute Kunstmotor soll im AGP virtuell so klingen wie der verbaute Originalmotor. Dazu müssen wieder die Lautsprecheranregungen $a_l^{\text{Simu,AGP}}(f)$ ausgerechnet werden. Dies geschieht über die Minimierung der Zielfunktion der inkohärenten Quotientenmethode (vgl. Kap. 3):

$$z(a_1(f), a_2(f), \dots, a_L(f)) = \sum_k \left(\frac{\left| p_k^{\text{Simu,AGP}}(f) \right|}{\left| p_k^{\text{Betrieb,AGP}}(f) \right|} - 1 \right)^2 \quad (5.5-7)$$

Als erster Test kann das simulierte Gesamtgeräusch wieder mit dem gemessenen Betriebsgeräusch verglichen werden. Die Differenz ist ein Maß für die Güte der Simulation.

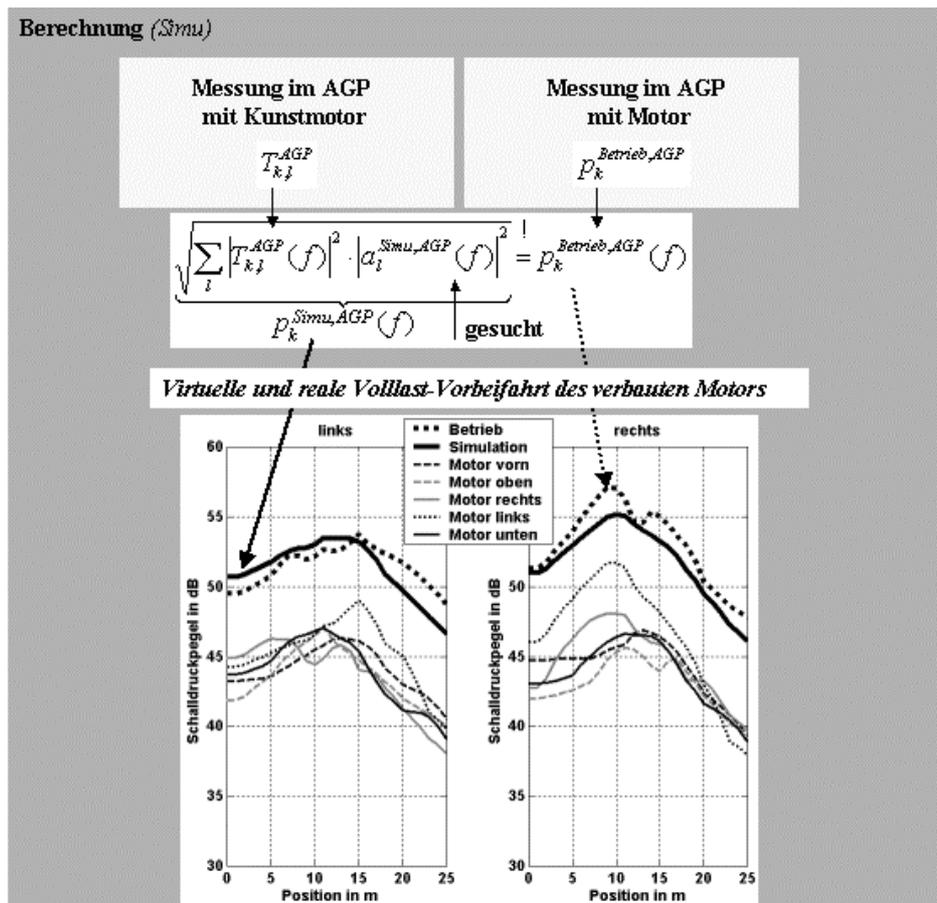


Abb. 5.5-8: Transferpfadanalyse im Außengeräuschprüfstand: Aus der Betriebsmessung des verbauten Motors und der Messung der Transferfunktionen des verbauten Kunstmotors, kann man die zur Schallfeldsimulation notwendigen Anregungen errechnen. Das mit diesen berechneten Anregungen entstehende virtuelle Schallfeld („Simulation“) erhält man aus der Summe der Beiträge jeder einzelnen Motorseite. Zum Vergleich ist das gemessene Gesamtschallfeld zusätzlich eingezeichnet („Betrieb“).

Ergebnis:

Das gemessene Schallfeld kann bis auf ± 2 dB genau simuliert werden. Dies ist im Vergleich zur Vorbeifahrtssimulation mit Motorprüfstandsoptimierung (Kap. 5.5.3) ein besseres Ergebnis. Wenn man davon ausgeht, dass neben dem Motor und dem korrigierten Reifengeräusch noch weitere Geräuschquellen vorhanden sind, die nicht ganz eliminiert werden konnten, so wird in dieser Berechnung versucht, diese Geräusche ebenfalls mit den Motorlautsprechern zu simulieren. Das dies nicht ganz gelingt, zeigt sich in der Differenz der gemessenen und simulierten Kurve. Allerdings gelingt dies besser als bei der Motorprüfstandsoptimierung, bei der nur das Geräusch des Motors reproduziert wird. Zusätzliche Geräusche des Gesamtfahrzeugs tragen voll zum Unterschied zwischen Betrieb und Simulation bei.

Weiterhin ist auffallend, dass die Motoroberseite hier ähnlich viel zum Gesamtgeräusch beiträgt wie die restlichen Motorseiten. Dies ist dadurch zu erklären, dass die Motoroberseite hauptsächlich nach oben abstrahlt. Oberhalb des Fahrzeugs sind jedoch keine Mikrofone angebracht, so dass sich hier in der Simulation ein höherer Pegel einstellen kann, ohne dass dabei ein zusätzlicher Fehler entsteht. Erst wenn das Gesamtschallfeld angehoben wird, wird der Lautsprecher heruntergeregelt. Dieses Artefakt zeigt sich vor allem in der folgenden Motorprüfstandssimulation.

5.5.6 Simulation des Motorgeräusches im Motorprüfstand

Im vorangegangenen Unterkapitel wurde die Transferpfadanalyse im AGP beschrieben. Dabei wurden die Lautsprecheranregungen $a_l^{Simu,AGP}(f)$ berechnet, die notwendig sind, um das Gesamtschallfeld des verbauten Motors zu simulieren. Weiterhin wurden im Kapitel 5.5.1 die Lautsprechertransferfunktionen des Kunstmotors im Motorprüfstand gemessen. Multipliziert man nun die Lautsprecheranregungen mit diesen Transferfunktionen, so erhält man das simulierte Gesamtgeräusch des Motors im Motorprüfstand:

$$p_k^{Simu,MPSi}(f) = \sqrt{\sum_l |T_{k,l}^{MPSi}(f)|^2 \cdot |a_l^{Simu}(f)|^2} \quad (5.5-8)$$

Jeder einzelne Summand stellt dabei wieder den Beitrag der entsprechenden Motorseite zum Gesamtgeräusch dar.

5.5.7 Vergleich mit Kontrollmessung

Das Ziel einer Simulation ist es, die Messung in irgendeiner Weise überflüssig werden zu lassen. Im Entstehungsprozess eines Verfahrens ist es jedoch notwendig, die berechneten Ergebnisse zu überprüfen. Im vorliegenden Fall ist dies mit besonders wenig Aufwand verbunden, denn die Messung im Motorprüfstand wurde ja schon für die Vorbeifahrtsimulation im ersten Teil durchgeführt (vgl. Kap. 5.5.1).

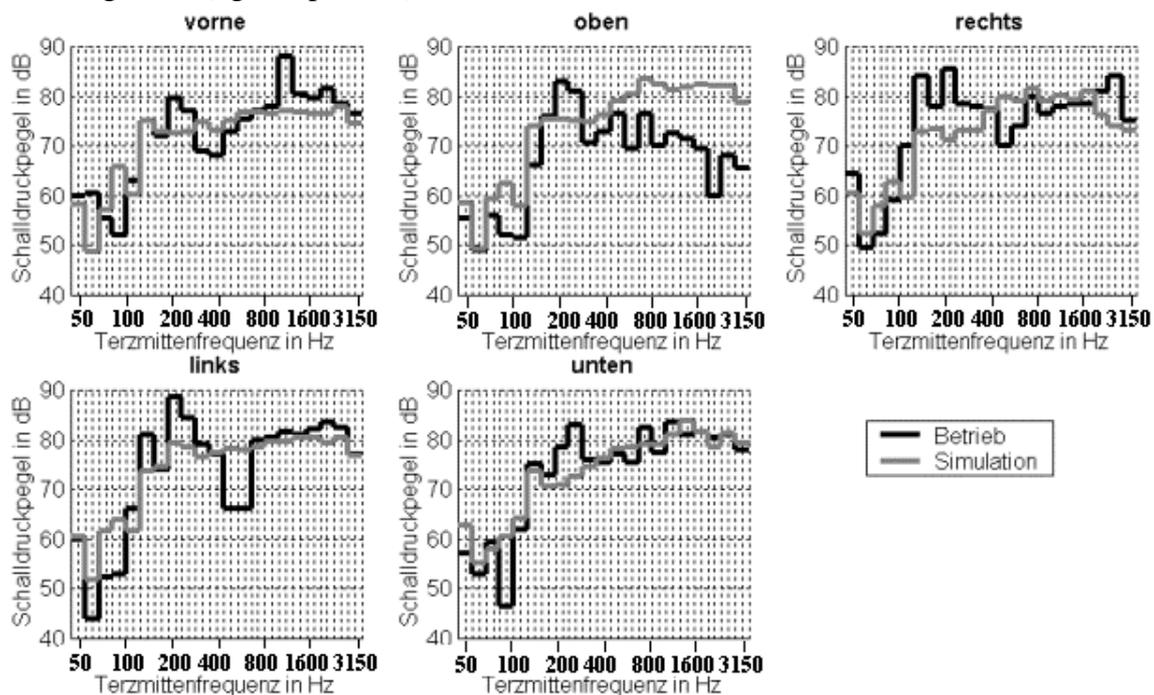


Abb. 5.5-9: Simulation und Messung im Motorprüfstand. Die Simulation basiert auf gemessenen Betriebsdaten des verbauten Originalmotors im Außengeräuschprüfstand. Dargestellt sind die Terzspektren der Standardmikrofone für jede Motorseite (vorne, oben, rechts, links, unten) im Motorprüfstand. Alle Diagramme sind gleich skaliert.

Ergebnis:

Das Motorgeräusch wird im Allgemeinen gut simuliert. Einzelne Ausreißer bei den Betriebsmessungen können allerdings in der Simulation nicht nachvollzogen werden. Eine prinzipielle Abweichung findet jedoch an der Motoroberseite statt. Wie schon im vorhergehenden Unterkapitel diskutiert, strahlt das Geräusch der Motoroberseite im AGP nach oben ab. Hier sind jedoch keine Mikrofone vorgesehen, so dass sich hier ein beliebiges Schallfeld einstellen kann. Zum Feintunen wird im Algorithmus auch diese Motorseite dazu verwendet, das Gesamtschallfeld zu reproduzieren. Deshalb wird diese Seite so weit angehoben, dass sie auch einen nichtverschwindenden Anteil zum Gesamtgeräusch beiträgt. In der Konsequenz wird das Geräusch der Motoroberseite dann zu laut simuliert.

5.5.8 Zusammenfassung: Von der Vorbeifahrt in den Motorprüfstand

In den ersten drei Unterkapiteln wurde ein Verfahren zur Vorausberechnung des Vorbeifahrtgeräusches eines verbauten Motors beschrieben. Dabei wird der Motor lediglich auf dem Motorprüfstand betrieben und muss nicht in das Fahrzeug verbaut werden.

Im zweiten Teil (ab Kap. 5.5.4) wurde das umgekehrte Verfahren vorgestellt. Hier wird der verbaute Motor im Außengeräuschprüfstand gemessen. Die Vorausberechnung erhebt dabei den Anspruch, das Geräusch des unverbauten Motors auf dem Motorprüfstand vorhersagen zu können. Dazu sind, wie im ersten Teil, nur einmalig die Transferfunktionen mittels eines Kunstmotors in beiden Prüfständen zu ermitteln. Später wird nur noch das Betriebsgeräusch aufgenommen, um die Simulation durchführen zu können. (Abb. 5.5-10)

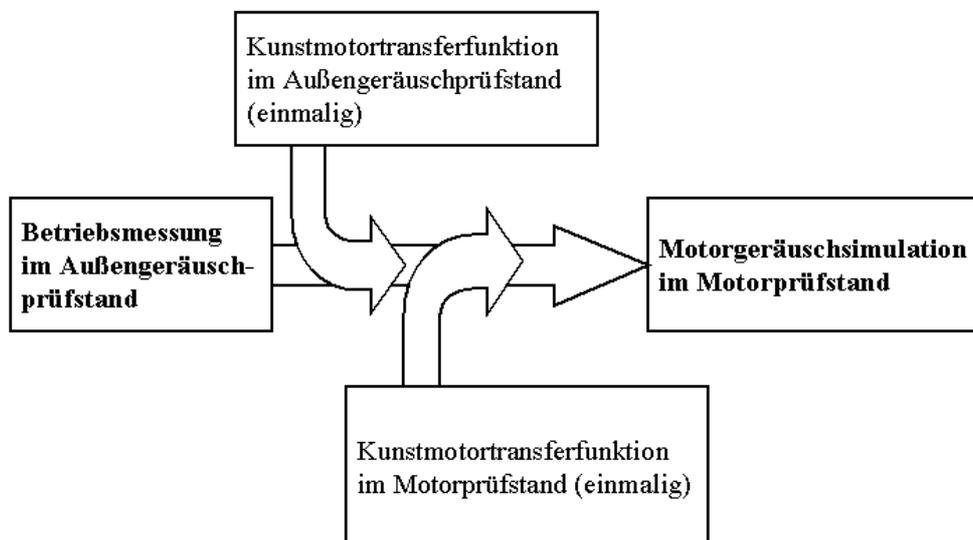


Abb. 5.5-10: Schematischer Ablauf der Motorgeräuschsimulation für den Motorprüfstand. Das Betriebsgeräusch und die Kunstmotortransferfunktionen werden im AGP gemessen. Die Transferpfadberechnung versucht das Betriebsschallfeld virtuell zu reproduzieren und errechnet die dazu notwendigen Lautsprecheranregungen. Multipliziert man diese Lautsprecheranregungen mit den im Motorprüfstand gemessenen Kunstmotortransferfunktionen, so erhält man ein simuliertes Motorgeräusch im Motorprüfstand.

5.6 Schallquellenortung am Gesamtfahrzeug

Nachdem am Reifen, am Schalldämpfer (Kap. 5.4) und am Motor (Kap. 5.5) jeweils die optimalen Beschallungspositionen gefunden worden sind, wird in diesem Unterkapitel das Gesamtfahrzeug mit der Methode zur Schallquellenlokalisierung (Kap. 4) untersucht. Das Ziel dieser Untersuchung ist neben der Auffindung der einzelnen Schallquellen, die Bestimmung einer optimalen Lautsprecherkonfiguration zur Simulation des Gesamtschallfeldes eines Fahrzeugs. Dabei sollten sich die Ergebnisse der gerade genannten Teilschallquellenuntersuchungen reproduzieren lassen. Nicht zuletzt ist die Anwendung der Schallquellenlokalisierung auf eine komplexe Schallquelle, wie die des Gesamtfahrzeugs, ein letzter Test des Lokalisierungsverfahrens.

Der Versuchsaufbau ist identisch mit dem experimentellen Aufbau zur Simulation von Schallfeldern am Fahrzeug (Kap. 5.2). Der Verfahrensablauf ist hingegen etwas umfangreicher: Nach der Messung des Betriebsgeräusches im ersten Schritt werden Beschallungen durchgeführt. Dazu wird - ähnlich wie im Kapitel 5.4 - ein virtuelles Netz von Beschallungspositionen am und unter dem Fahrzeug gestrickt. Von jeder Beschallungsposition aus wird die Transferfunktion zu allen Mikrofonen gemessen.

Im dritten Schritt wird, wie in Kapitel 4 ausführlich beschrieben, rechnerisch versucht das gemessene Betriebsgeräusch zu reproduzieren. Dabei berechnet man für jede Lautsprecherposition die notwendige Anregung. Lediglich eine Position wird nicht zur Reproduktion herangezogen. Aus dem Unterschied zwischen gemessenem und simuliertem Betriebsgeräusch wird ein Fehlerparameter berechnet. Dies wird für jede Lautsprecherposition wiederholt. Positionen mit großem Fehler sind wichtige Positionen zur Reproduktion des Schallfeldes. Folglich befinden sich an diesen Stellen die realen Schallquellen des Fahrzeugs. Weiterhin werden manche Positionen, wie z.B. am Reifen und an der Mündung (vgl. Kap. 5.4), mit verschiedenen Lautsprecherausrichtungen beschallt. Die Ausrichtung, die den größeren Fehlerparameter aufweist, hat somit die ähnlichste Abstrahlcharakteristik wie die reale Quelle und ist deshalb die geeignetste Beschallungsposition.

In der vorliegenden Arbeit wurde an zwei unterschiedlichen BMW-Fahrzeugen dieses Verfahren durchgeführt. Es wurden im Abstand von 30 cm insgesamt 71 Beschallungspositionen vermessen. Neben den Positionen unter dem Fahrzeug wurden Sonderpositionen an den beiden angetriebenen Reifen (wie in Kap. 5.4.2), der Auspuffmündung (wie Kap. 5.4.1) und an der Niere⁴⁰, vorgenommen. In Abbildung 5.6-1 ist das Beschallungsnetz am Fahrzeugunterboden skizziert. Darin eingetragen sind die Beschallungspositionen, die mit dem Lokalisierungsverfahren ermittelt wurden.

⁴⁰ Die Niere ist eine Öffnung an der Fahrzeugfront, damit die Luftzufuhr zur Kühlung des Motors gewährleistet ist. Sie ist bei allen Kraftfahrzeugen vorhanden, bei den BMW-Fahrzeugen ist sie jedoch in der Form einer Niere gestaltet.

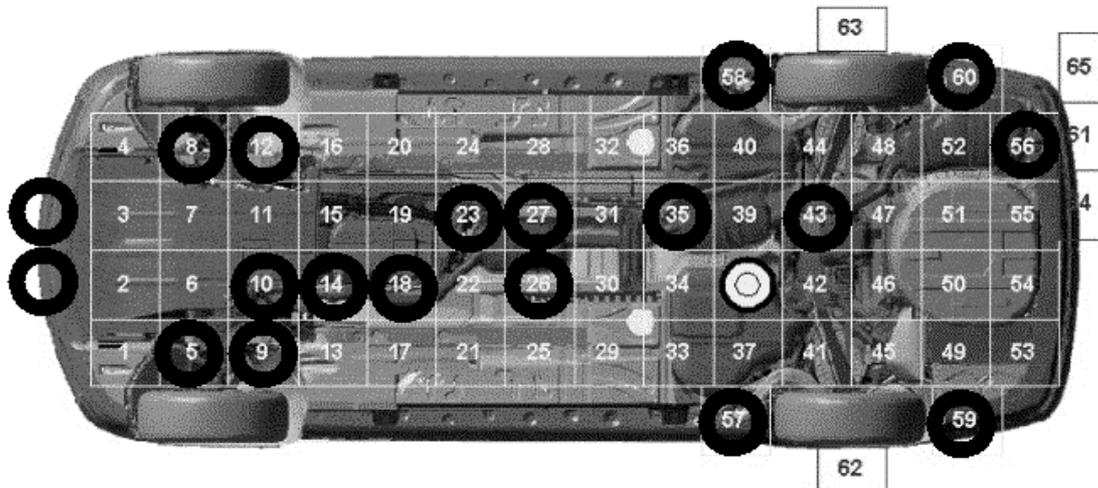


Abbildung 5.6-1 Netz von Beschallungspositionen unter dem Fahrzeug. Nicht eingezeichnet sind die Positionen an der Niere und weitere Sonderpositionen am Reifen und an der Schalldämpfermündung. Mit einem Kreis markiert sind die wichtigen Positionen zur Simulation des Gesamtschallfeldes des Fahrzeugs. (vgl. Text).

Die Positionen entsprechen genau den Stellen, an denen die realen Schallquellen vermutet werden. Weiterhin erkennt man deutlich, dass das Motorgeräusch an den Seiten der Kapselung am Boden des Motors austritt. Mit dem Ergebnis aus Kapitel 5.5, dass die Unterseite des Motorblocks am stärksten zum Gesamtmotorgeräusch beiträgt, kann man somit die Motorkomponente mit den Lautsprechern am Boden entlang der Kapselöffnung simulieren. Damit kann auf einen aufwendigen Einbau der Lautsprecher in den Motorraum verzichtet und dadurch kostbare Zeit gespart werden.

Wiederum bestätigt werden auch die Ergebnisse der Einzelquellenuntersuchung in Kapitel 5.4. Die "stehenden" Lautsprecherpositionen vor und hinter dem Reifen sind wichtig für die Schallfeldsimulation, genauso wie die "liegende" Position an der Schalldämpfermündung.

Mit diesem Ergebnis hat man nochmals die Gültigkeit des Verfahrens zur Lokalisierung von Schallquellen eindrucksvoll unter Beweis gestellt. Damit sind nun die richtigen Lautsprecherpositionen für das Verfahren zur Simulation von Schallfeldern im Außenbereich von Fahrzeugen gefunden. In den nächsten beiden Kapiteln wird das Verfahren mit diesen Positionen berechnet und analysiert.

5.7 Schallfeldsimulation am Gesamtfahrzeug

Nachdem das Verfahren zur Simulation des Gesamtfahrzeugs beschrieben (Kap. 5.2), die geeignetste Berechnungsmethode (Kap. 5.3) und die dafür günstigsten Beschallungspositionen (Kap. 5.4 - 5.6) gefunden worden sind, wird in diesem Unterkapitel die Simulation des Schallfeldes des Gesamtfahrzeugs nach der erarbeiteten Methode durchgeführt. Dazu wurden mehrere Fahrzeuge in diversen Betriebszuständen vermessen und simuliert. In Abbildung 5.7-1 ist das Messergebnis des Betriebsschallfeldes und des simulierten Schallfeldes in der Fahrzeugansicht (vgl. Kap. 5.2.4) dargestellt. Man erkennt, dass das Gesamtschallfeld sehr gut reproduziert werden kann.

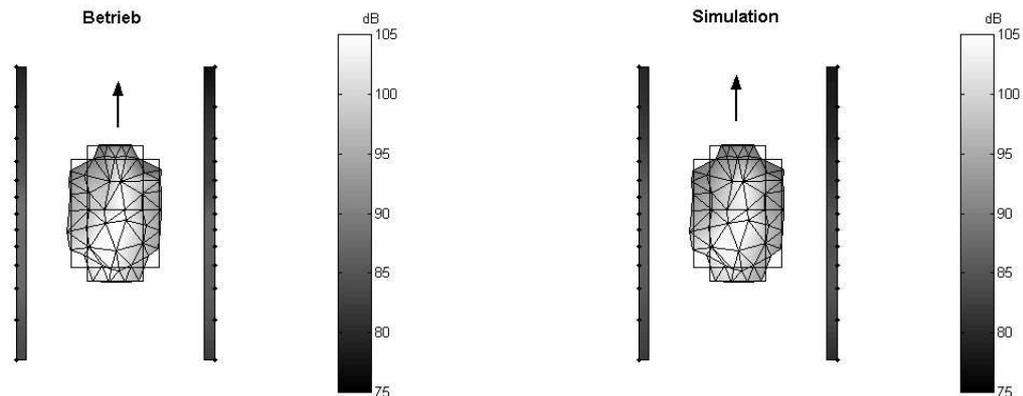


Abbildung 5.7-1: Fahrzeugansicht des Gesamtschallfeldes (vgl. Kap. 5.2.4). Links Betriebsmessung im 2. Gang bei 50 km/h Vollast. Rechts ist das zugehörige simulierte Gesamtgeräusch dargestellt. (Vgl. Text)

Die Simulation des Gesamtgeräusches liefert noch keine neue Erkenntnis über das Schallfeld des Fahrzeugs, da die Messung sowieso durchgeführt werden muss. Das simulierte Gesamtschallfeld wird aus der Summe der einzelnen Beschallungspositionen berechnet. Das Interessante an der Simulation ist demnach der Beitrag jedes einzelnen Summanden, also jeder Teilschallquelle. Stellt man nur einen Summanden, z.B. das Geräusch des Lautsprechers an der Schalldämpfermündung dar, so wird damit der Zustand eines Fahrzeuges im Betrieb dargestellt, bei dem außer dem Mündungsgeräusch alle anderen Geräusche abgeschaltet sind. Um dies in der Realität zu messen wären enorme Schalldämmungen um das Fahrzeug herum aufzubauen, die jedoch das Transferverhalten und die Betriebszustände so weit verändern würden, dass die Messung mit dem realen Schallfeld der Mündung nichts mehr zu tun hätte. Abbildung 5.7-2 zeigt das Schallfeld des Mündungsgeräusches. Im Vergleich zum Gesamtschallfeld ist deutlich die hohe Geräuschbelastung am Heck des Fahrzeugs zu erkennen.

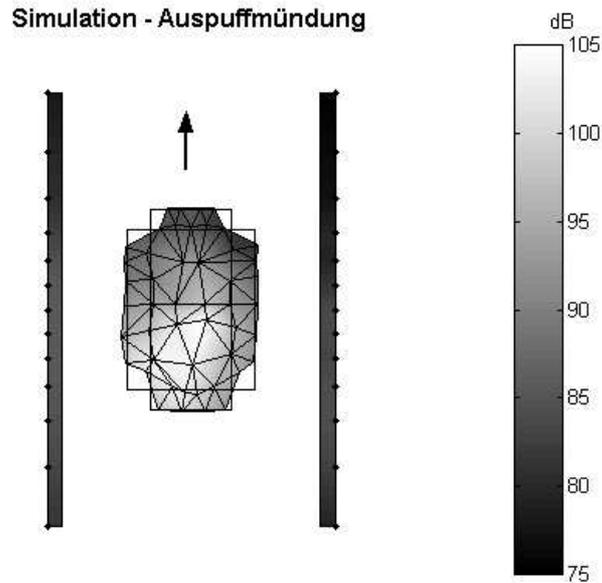


Abbildung 5.7-2: Fahrzeugansicht des simulierten Schallfeldes der Schalldämpfermündung. Es handelt sich hier um den gleichen Betriebszustand wie in Abbildung 5.7-1.

Wesentlich übersichtlicher und aufschlussreicher ist die Vorbeifahrtdarstellung (vgl. Kap. 5.2.4). Hier können alle Geräuschkomponenten in einer Abbildung dargestellt werden. Die Pegel der einzelnen Geräuschquellen sind ebenfalls besser bewertbar. In Abbildung 5.7-3 ist die Auswertung der obigen Schallfeldsimulation in der Vorbeifahrtdarstellung abgebildet.

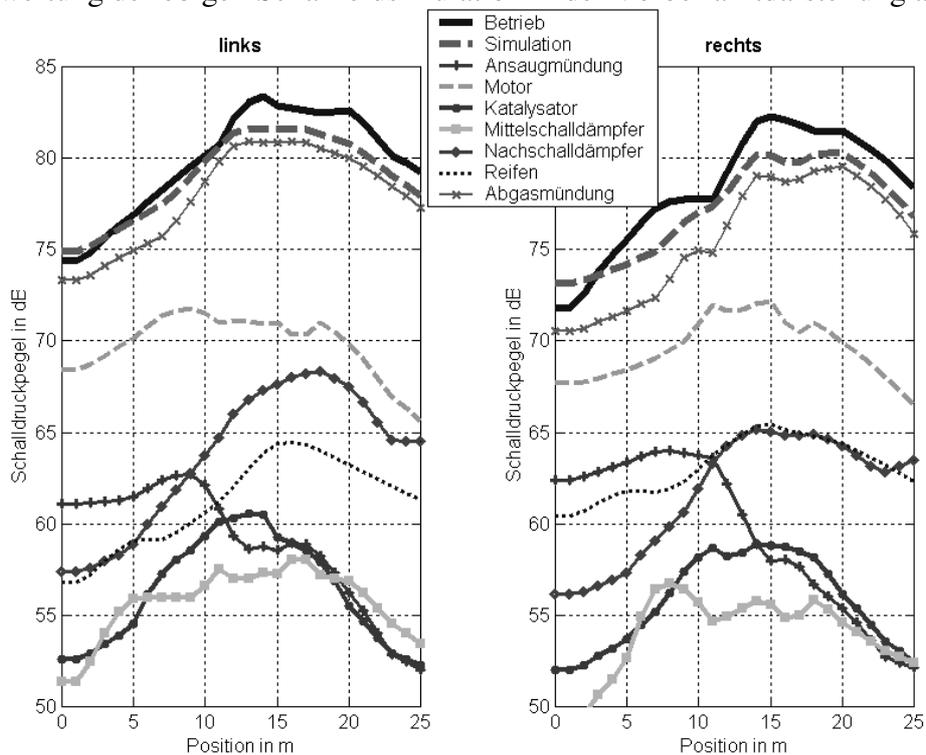


Abbildung 5.7-3: Vorbeifahrtdarstellung des gemessenen und des simulierten Schallfeldes in dB über der Position des Fahrzeugs in m. Dargestellt ist die linke und die rechte Fahrzeugseite. Nicht nur das Gesamtgeräusch, auch die simulierten Teilschallquellen sind in der Abbildung dargestellt.

Ergebnis:

Das Geräusch der Abgasmündung ist pegelbestimmend für diesen Betriebspunkt. Die Reifen wurden im Prüfstand durch leise Prüfstandsreifen ersetzt und tragen deshalb kaum zum Gesamtgeräusch bei. Die Simulation des Gesamtschallfeldes funktioniert sehr gut. Die Abweichung der Simulation vom gemessenen Betriebspegel beträgt etwa 2-3 dB.

Im nächsten Unterkapitel wird eine Vorausberechnung des Gesamtfahrzeugs mit veränderten Komponenten vorgenommen. Da diese Vorausberechnung mit Messungen verglichen werden, wird dabei die Richtigkeit der simulierten Teilschallquellen überprüft.

5.8 Vorausberechnung von veränderten Schallfeldern

Das Ziel der Simulation des Gesamtschallfeldes am Fahrzeug ist die Bestimmung der Geräuschanteile jeder Teilschallquelle am Gesamtgeräusch, also die Ersetzung des Verfahrens der Komponentenanalyse (Kap. 5.1.4). Ist der Geräuschanteil schließlich bekannt, so kann man das Geräusch einzelner Teilschallquellen virtuell verändern und die Auswirkung auf das Gesamtgeräusch berechnen. Damit kann das Fahrgeräusch eines neu zu entwickelnden Fahrzeugs vorhergesagt werden, sobald man die Abänderungen vom Serienstand beschließt. Dieser Aspekt ist für die industrielle Fertigung von Fahrzeugen sehr wichtig, denn die Entwicklungszyklen eines Fahrzeugs werden immer kürzer. D.h. die Zeit, die mit Entwicklungsarbeiten an einem Vorserienfahrzeug verbracht werden kann, soll immer weiter verkürzt werden, um eine veränderte Nachfrage am Markt so schnell wie möglich befriedigen zu können. Zur Erreichung dieses Ziels ist es unerlässlich, das Fahrzeug so weit wie möglich vorauszuberechnen, so dass der erste gebaute Prototyp schon weitestgehend dem finalen Serienfahrzeug entspricht. Ein Schritt auf dem Weg zur Erreichung dieses Ziels wird in diesem Kapitel demonstriert. Dazu wurde folgender Versuchsablauf durchlaufen:

1. Ein Fahrzeug wurde in einem Grundzustand gemessen und das Schallfeld simuliert. Dabei sind die Beiträge der Teilschallquellen bestimmt worden. Diese Vorgehensweise wurde schon ausführlich besprochen. Ein Ergebnis ist z.B. im vorherigen Kapitel 5.7 dargestellt.
2. Im nächsten Schritt wurde das Fahrzeug baulich verändert. Zum einen wurde das Schalldämpfermündungsgeräusch mit einem Dämpfer leiser gemacht, zum anderen wurde in den Katalysator, einem Bauteil der Abgasanlage, ein 18 mm breites Loch gebohrt. An einem Mikrophon in unmittelbarer Nähe des veränderten Bauteils wurde der Schalldruckunterschied Δp bezüglich dem Grundzustand gemessen:

$$\left| \Delta p_{\text{Bauteilmikro}}^{\text{Betrieb}}(f) \right| = \frac{\left| p_{\text{Bauteilmikro}}^{\text{Betrieb, Änderung}}(f) \right|}{\left| p_{\text{Bauteilmikro}}^{\text{Betrieb, Grundzst}}(f) \right|} \quad (5.8-1)$$

Bei den Mikrofonen in der Nähe des Bauteils ist das Bauteil selbst pegelbestimmend. Hier nimmt man quasi das Geräusch des Bauteils im Nahfeld auf. Die Berechnung des simulierten Schalldrucks an diesem Mikrophon reduziert sich also auf einen Summanden:

$$\left| p_{\text{Bauteilmikro}}^{\text{Simu}}(f) \right| = \left| T_{\text{Bauteilmikro, Bauteils}}(f) \cdot a_{\text{Bauteils}}(f) \right| \quad (5.8-2)$$

oder aufgelöst nach der Lautsprecheranregung: (5.8-3)

$$|a_{BauteilLS}(f)| = \frac{|p_{Bauteilmikro}^{Simu}(f)|}{|T_{Bauteilmikro,BauteilLS}(f)|} \quad (5.8-3)$$

Der Schalldruckunterschied an diesen gemessenen Punkten entspricht der Information über das akustische Verhalten eines neuentwickelten Bauteils, das bei einer Zulieferfirma für das neu zu entwickelnde Fahrzeug konstruiert wurde. Die Positionen der bauteilnahen Nahfeldmikrofone stimmen mit den Standardmesspunkten überein. Somit können Messergebnisse mit anderen Entwicklungsabteilungen oder Zulieferfirmen ausgetauscht werden.

3. Nun wird das Gesamtschallfeld des veränderten Fahrzeugs berechnet. Dazu wird die Anregung $a_{Bauteil}(f)$ des Lautsprechers, der an der Position des veränderten Bauteils positioniert ist, mit dem Schalldruckunterschied $\Delta p(f)$ multipliziert. Daraus ergibt sich dann die Lautsprecheranregung $a_{BauteilLS}^{Änderung}(f)$ zur Simulation des veränderten Bauteils:

$$\begin{aligned} |a_{BauteilLS}^{Änderung}(f)| &= \frac{|p_{Bauteilmikro}^{Simu,Änderung}(f)|}{|T_{Bauteilmikro,BauteilLS}(f)|} = \frac{|p_{Bauteilmikro}^{Simu,Grundzst}(f)| \cdot |p_{Bauteilmikro}^{Simu,Änderung}(f)|}{|T_{Bauteilmikro,BauteilLS}(f)| \cdot |p_{Bauteilmikro}^{Simu,Grundzst}(f)|} \\ &= |a_{BauteilLS}^{Grundzst}(f)| \cdot \Delta p_{Bauteil}^{Betrieb}(f) \end{aligned} \quad (5.8-4)$$

Das simulierte Gesamtgeräusch wird dann wie im Grundzustand berechnet, jedoch mit dem Unterschied, dass die Transferfunktion des Lautsprechers des veränderten Bauteils mit der neuen Anregung $a_{BauteilLS}^{Änderung}(f)$ multipliziert wird. Für alle Mikrofone $k=1\dots K$ gilt dann: (5.8-5)

$$p_k^{Simu,neu} = \sqrt{|T_{k,1} \cdot a_1|^2 + \dots + |T_{k,BauteilLS} \cdot a_{BauteilLS}^{Änderung}|^2 + |T_{k,BauteilLS+1} \cdot a_{BauteilLS+1}|^2 + \dots + |T_{k,L} \cdot a_L|^2} \quad (5.8-5)$$

4. Zur Überprüfung des simulierten Ergebnisses wurde das Gesamtschallfeld mit dem veränderten Bauteil im Betrieb gemessen und mit dem Simulationsergebnis verglichen. Diese Messung wurde im Prinzip schon unter Punkt 2 erledigt, denn hier wurde nicht nur am bauteilnahen Mikrofon, sondern an allen Mikrofonen gemessen. Nur gedanklich sollte man diese beiden Dinge trennen.

Nachfolgend sind die Ergebnisse der beiden Untersuchungen dargestellt.

5.8.1 Gesamtfahrzeug mit verändertem Mündungsgeräusch

In Abbildung 5.8-1 ist das Betriebsgeräusch im Grundzustand in der Vorbeifahrtansicht aufgetragen. Im gleichen Diagramm ist das Ergebnis der Schallfeldsimulation eingetragen. Die Simulation des Gesamtschallfeldes unterscheidet sich dabei vom Betriebsgeräusch um $\pm 2-3$ dB. Die Beiträge der Teilschallquellen sind ebenfalls simulierte Größen. Auffallend ist in dieser Messung die Dominanz des Auspuffmündungsgeräusches.

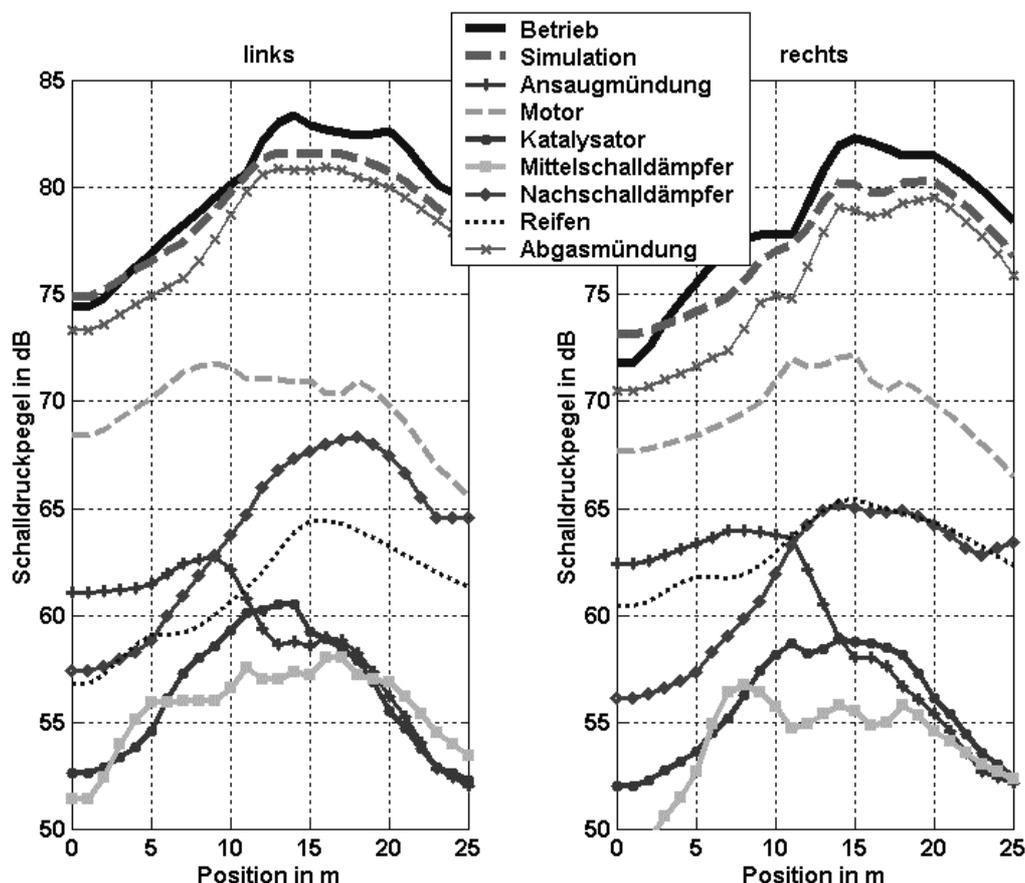


Abbildung 5.8-1 Schallfeldsimulation im 2. Gang bei 50 km/h bei einem BMW-Fahrzeug der 3er Klasse. Dargestellt ist die Vorbeifahrtansicht auf der rechten und linken Fahrzeugseite. (Vgl. Text)

Das Geräusch der Auspuffmündung wurde anschließend mit einer schalldämpfenden Abführung vom Fahrzeug weggeleitet. Dadurch konnte dieses Teilgeräusch erheblich reduziert bzw. in andere Räumlichkeiten verlagert werden. Pegelbestimmend ist nun das Motorgeräusch. Gemäß Punkt zwei und drei erfolgte die Berechnung des abgeänderten Gesamtgeräusches. Außer der Mündung und dem Gesamtpegel haben lt. (5.8-5) alle anderen Komponenten ihr Geräusch gegenüber dem Grundzustand beibehalten (vgl. Abb. 5.8-2 mit Abb. 5.8-1). Als Überprüfung der Berechnung wurde, wie im Punkt vier 4 beschrieben, das simulierte Gesamtgeräusch mit dem gemessenen Gesamtgeräusch des umgebauten Fahrzeugs verglichen. (Abb. 5.8-2)

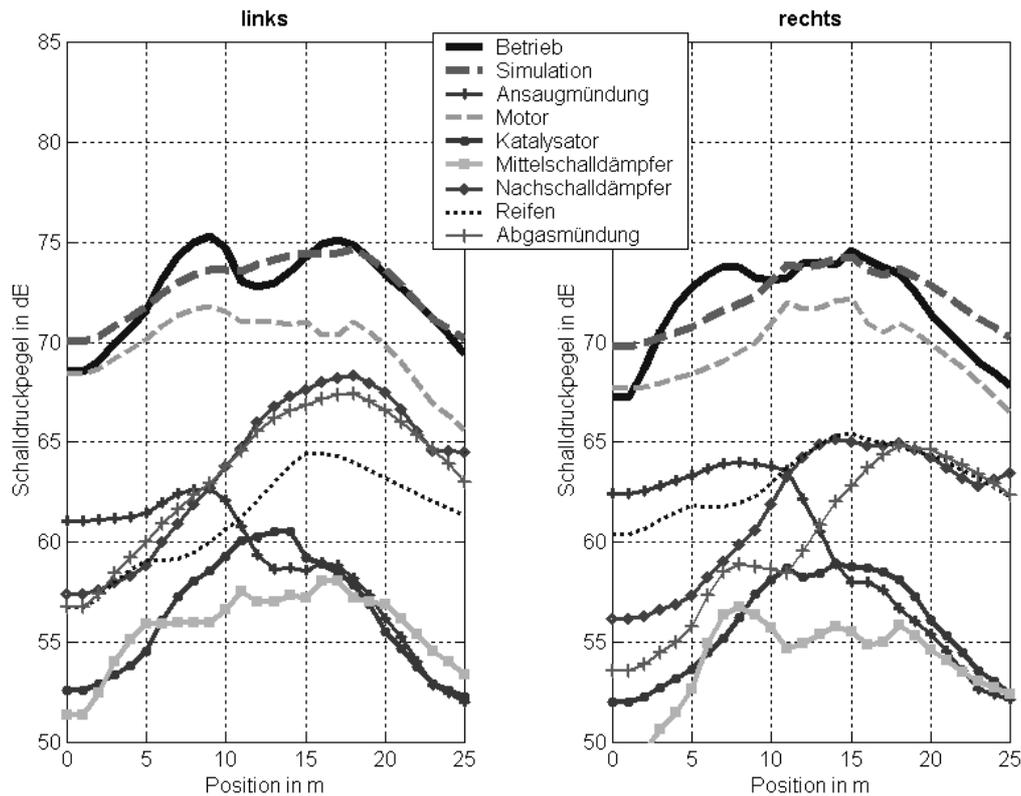


Abbildung 5.8-2 Vorbeifahrtsansicht des simulierten Geräusches mit allen Teilschallquellen und des gemessenen Betriebsgeräusches. Die Simulation ist hier eine Vorausberechnung und basiert auf dem Grundzustand. Das gemessene Betriebsgeräusch ist dabei nur zum Beweis der Gültigkeit der Vorausberechnung aufgetragen.

Ergebnis:

Das simulierte Gesamtgeräusch weist in der Vorausberechnung auch keine größeren Abweichungen auf als im Grundzustand. Man kann also davon ausgehen, dass nicht nur die Teilschallquellenanalyse in Abb. 5.8-1 richtig ist, sondern auch die Vorausberechnung des baulich veränderten Zustandes.

5.8.2 Gesamtfahrzeug mit verändertem Katalysatorgeräusch

Ein zweiter Versuch einer Vorausberechnung soll an der baulichen Veränderung des Katalysators, also eines Teils des Abgasstrangs unter dem Fahrzeug, vorgenommen werden. Ein Loch mit dem Durchmesser von 18 mm wurde in die Anlage gebohrt und so das Geräusch des Bauteils erheblich verstärkt. Dadurch wurde das Geräusch dieses Bauteils neben dem Motorgeräusch zur pegelbestimmenden Teilschallquelle (Abb. 5.8-3). Das Mündungsgeräusch wurde in diesem Versuch weiterhin abgedämmt.

Man stelle sich nun die Situation vor, dass in der neu zu entwickelnden Serie ein verbesserter Katalysator eingebaut werden soll. Dieser ist beim Katalysatorzulieferer schon entwickelt und weist im Nahfeld am Standardmesspunkt den veränderten Schalldruckpegel auf, den wir an unserem entsprechenden Nahfeldmikrofon im Zustand des geschlossenen Lochs messen. Daraus lässt sich ein Gesamtschallfeld simulieren, das in Abbildung 5.8-4 zur Überprüfung der Richtigkeit der Simulation mit der entsprechenden Betriebsmessung verglichen ist.

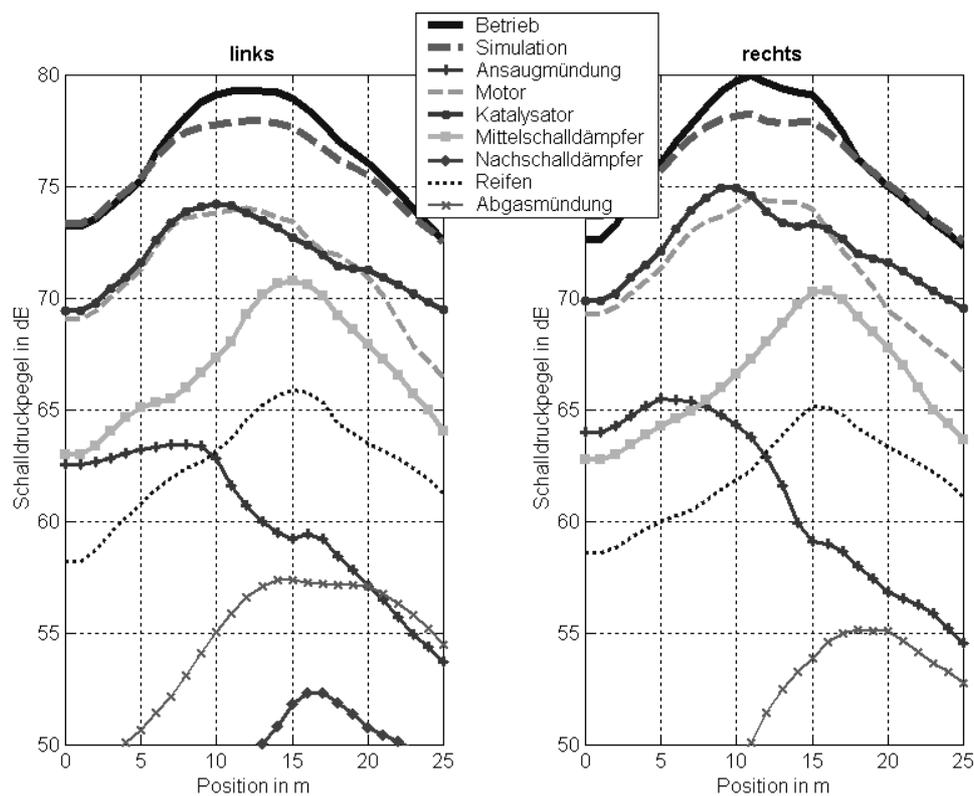


Abbildung 5.8-3 Betriebsmessung und Geräuschsimulation am selben Fahrzeug im selben Fahrzyklus und Bauzustand wie in Abb. 5.8-2 jedoch mit Loch im Katalysator.

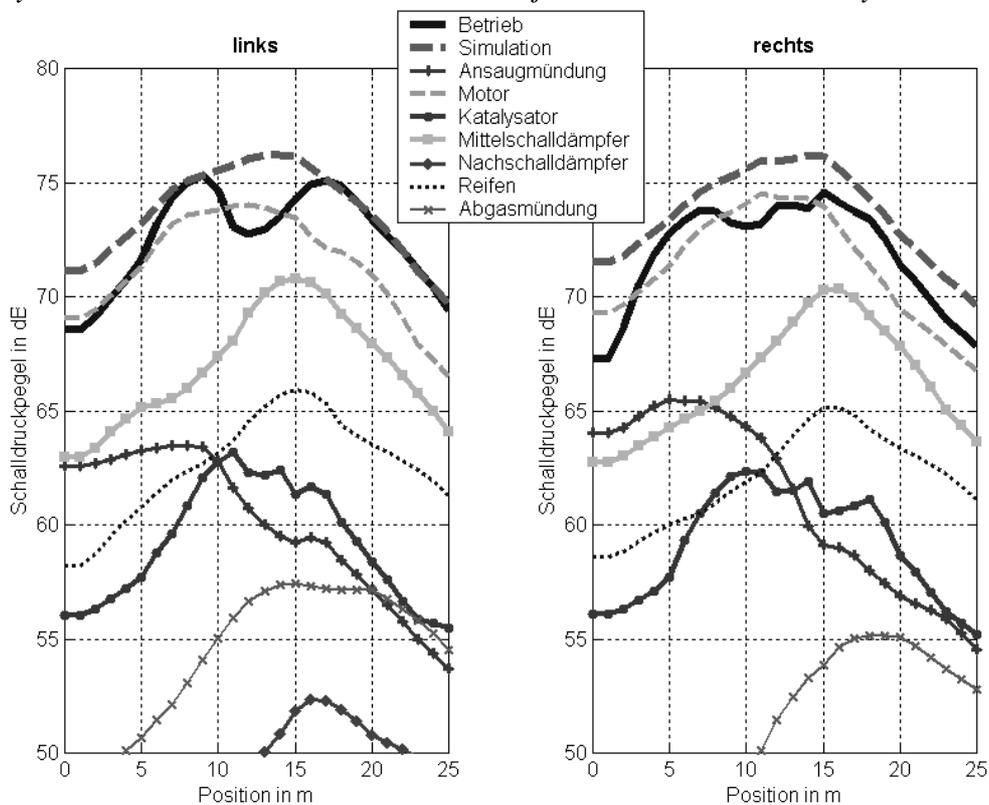


Abbildung 5.8-4 gemessenes und simuliertes Geräusch des Fahrzeugs mit leisem Katalysatorbauteil (ohne Loch). Die Simulation beruht auf den Messdaten aus Abbildung 5.8-3 und entspricht einer Vorausberechnung. Das Betriebsgeräusch ist hier nur zur Kontrolle mit aufgenommen worden.

Nach der Verbesserung des Geräusches des Katalysators, also hier der Abdichtung des gebohrten Lochs, spielt diese Teilschallquelle eine untergeordnete Rolle im Gesamtgeräuschkonzert.

Ergebnis:

Wie bei der Vorausberechnung des veränderten Mündungsgeräusches wird der Unterschied zwischen Betrieb und Simulation des Gesamtgeräusches nicht größer und liegt weiterhin bei $\pm 2-3$ dB. Somit kann man nicht nur von der Richtigkeit der Vorausberechnung des Gesamtgeräusches ausgehen, sondern auch von der Korrektheit der Teilgeräusche, die das Ergebnis der Geräuschsimulation sind.

Sowohl in Kap. 5.8.1 als auch in Kap. 5.8.2 wurde die Vorausberechnung an zunächst dominierenden Geräuschquellen demonstriert, die anschließend mit einer Maßnahme leiser gemacht wurden. Diese Maßnahme wurde erfolgreich vorausberechnet und nachgemessen. Schwieriger wird es hingegen, wenn man andersherum verfährt, also eine leise, nicht dominierende Geräuschquelle als Grundzustand betrachtet und diese dann baulich so weit verschlechtert, dass sie letztendlich zu einer dominierenden Geräuschquelle wird. Um diesen Fall zu überprüfen wurde die Vorausberechnung für den Fall des veränderten Katalysators andersherum durchgeführt: Als Grundzustand wurde also der leisere Fall ohne Loch im Katalysator betrachtet und mit der Schallfeldsimulation analysiert. Das Geräusch des Katalysators nimmt dabei eine untergeordnete Rolle ein (vgl. Abb. 5.8-4). Anschließend wurde das Gesamtgeräusch mit dem Loch vorausberechnet und mit der Messung des entsprechenden Serienbaustandes des Gesamtfahrzeugs verglichen. Das Ergebnis ist in Abb. 5.8-5 zu sehen.

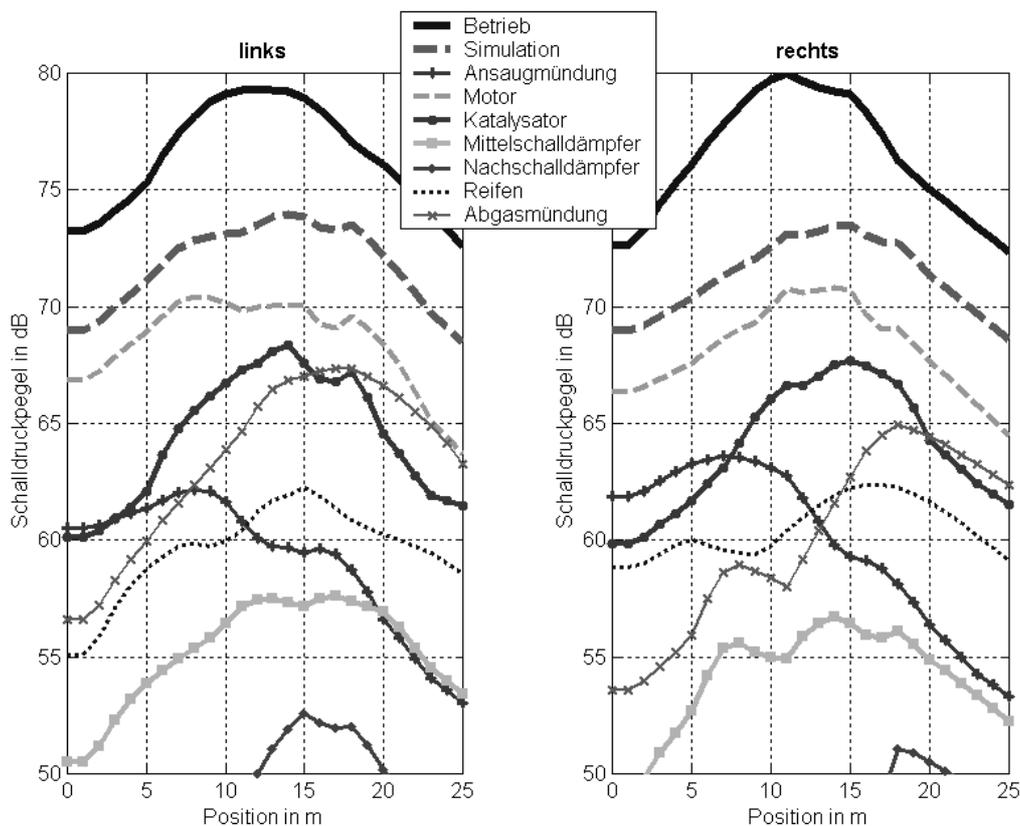


Abbildung 5.8-5 Vorausberechnung und überprüfende Messung des Gesamtgeräusches eines Fahrzeugs mit Loch im Katalysator. Grundzustand und somit Grundlage der Berechnung war das Gesamtgeräusch des leiseren Bauzustands. (Vgl. Text)

Die Abweichung des vorausgerechneten und des gemessenen Gesamtgeräusches liegt nun bei +5-7 dB. Daraus kann man den Schluss ziehen, dass hauptsächlich die dominierenden Quellen richtig berechnet und vorausgerechnet werden können, während die untergeordneten Teilschallquellen, also die, die fast nichts zum Gesamtgeräusch beitragen, nicht richtig bewertet werden. Dies liegt in der Natur der Schallfeldsimulation: Es wird versucht das Gesamtgeräusch zu reproduzieren. Dazu ist das Geräusch der Teilschallquellen wichtig, die in erheblichem Maße zum Gesamtgeräusch beitragen. An fast allen Mikrofonen wird also das Geräusch der lauten Quellen aufgenommen, während das der leisen Quellen an wenigen oder keinen Mikrofonpunkten pegelbestimmend ist. Somit sind diese Quellen im Gesamtgleichungssystem unterrepräsentiert und werden dabei mit größeren Fehlern berechnet. Zudem ist das Bauteil am Bauteilmikrofon nicht pegelbestimmend, so dass die Annahme in Gleichung (5.8-2) keine Gültigkeit hat.

5.9 Leistungsbeurteilung und Fehlerdiskussion

Der Fehler im Verfahren zur Simulation von Schallfeldern im Außenbereich von Fahrzeugen ist leicht abzuschätzen, da man die Simulation des Gesamtschallfeldes stets mit der Betriebsmessung vergleichen kann. Die Differenz beider Pegel ist ein Maß für die Güte der Simulation. Diese ist vor allem in der Vorbeifahrtdarstellung immer leicht zu erkennen (Abb. 5.7-3). Diese Abweichung beträgt etwa 2-3 dB und ist auch spektral nicht wesentlich höher (Abb. 5.9-1)

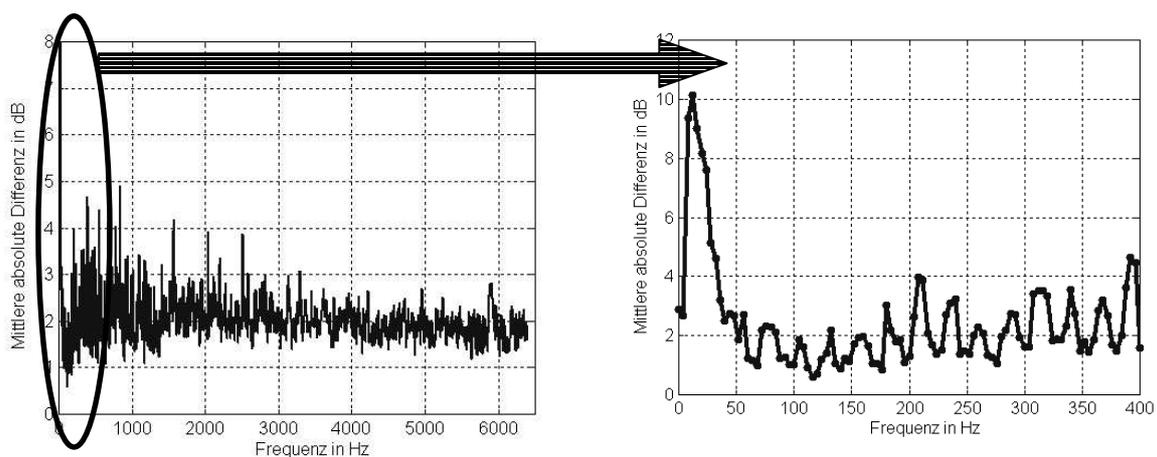


Abbildung 5.9-1 Spektrale Abweichung zwischen Betrieb und Simulation in dB gemittelt über alle Vorbeifahrtmikrofone. Die Abweichung wurde mit den Daten aus Abbildung 5.7-3 berechnet. Links der ganze Frequenzbereich, rechts bis 400 Hz aufgezoomt. Im niederfrequenten Bereich wirkt der Messraum nicht mehr als Semi-freifeldraum. Die absorbierende Eigenschaft der Wände setzt erst zwischen 40 und 80 Hz ein, so dass alle Werte im Frequenzbereich darunter prinzipiell nicht verwertbar sind (Vgl. Kap. 5.1.3).

Die Fehler der simulierten Teilgeräusche sind wesentlich schwerer zu bestimmen. Zum einen sieht das Verfahren keine Teilgeräuschbestimmung vor, zum anderen ist diese experimentelle Bestimmung selbst mit Fehlern behaftet (vgl. Kap. 5.2), so dass eine Entscheidung, welches nun der richtige Wert ist, sehr schwierig wäre. Im Kapitel 5.8 jedoch wurde das Gesamtgeräusch eines veränderten Bauzustandes vorausgerechnet und mit der entsprechenden Messung verglichen. Da hier nur eine Quelle baulich verändert wurde und das Gesamtergebnis der Simulation wieder mit der Messung übereinstimmte, ist bewiesen, dass

zumindest die Hauptschallquellen ebenfalls bis auf den Fehler von $\pm 2\text{-}3$ dB richtig simuliert werden. Handelt es sich jedoch um Teilschallquellen mit geringem Beitrag zum Gesamtgeräusch, so kann sich der Fehler auch deutlich darüber befinden, wie in Kap. 5.8.2 dargelegt wurde.

Das Verfahren zur Simulation von Schallfeldern ist ein experimentell-rechnerisches Verfahren, wobei Fehlerquellen sowohl im experimentellen als auch im rechnerischen Teil auftreten können. Mit den heutigen leistungsstarken Rechnern und einer Rechengenauigkeit von sehr vielen Dezimalstellen spielen Rundungsfehler im akustischen Bereich keine wesentliche Rolle. Die einzig denkbare Fehlerquelle in der Simulation ist daher als systematischer Fehler in den Berechnungsalgorithmen zu suchen. Die grundlegenden Gedanken zur Berechnung einer Schallfeldsimulation und die Absicherung der Überlegungen in einem Prinzipversuch, wie es in Kapitel 3 geschehen ist, schließen jedoch eine solche Fehlerquelle aus.

Neben Messfehlern, die vor allem durch die Instationarität des Fahrzeugs im Betrieb verursacht werden, liegt ein Fehler im Bereich der Beschallung an den Teilschallquellen. Man möchte ja das Schallfeld der Teilschallquellen durch Lautsprecher nachbilden. Dabei sollte aber nicht nur die abgestrahlte Schalleistung des Lautsprechers mit der der Teilschallquelle identisch sein, sondern auch die Abstrahlcharakteristik. Zur Auffindung der dazu geeignetsten Beschallungspositionen und der besten Ausrichtung des Lautsprechers wurden im Kapitel 5.4 – Kap. 5.6 Untersuchungen durchgeführt. Obwohl hier große Fortschritte erzielt werden konnten, bleibt doch ein nicht zu verachtender Rest an Abweichung (vgl. z.B. Abb. 5.4-5) der einem noch exakteren Simulieren des Gesamtschallfeldes im Wege steht. Vielleicht kann man hier in Zukunft für jede Quelle geeignetere Beschallungslautsprecher bauen, um das Verfahren weiter voran zu treiben.

Wenn man über Fehler eines Verfahrens spricht, dann muss man jedoch auch die Fehler konkurrierender Verfahren betrachten. Akustische Berechnungen mit komplexen Schallfeldern werden meist erst gar nicht mit entsprechenden Messungen verglichen, was oft an der Unmöglichkeit der Durchführung solcher Messungen liegt. Kaum eine akustische Berechnungsmethode ist besser als $\pm 2\text{-}3$ dB und das über den ganzen Frequenzbereich hinweg. Abgesehen davon, dass es für das Fahrzeugaußengeräusch kein vergleichbares Verfahren gibt, kommt als ernstzunehmende Konkurrenz nur die herkömmliche Komponentenanalyse (Kap. 5.1.4) in Frage, deren Fehler bereits in Kapitel 5.2 geschildert wurden.

5.10 Zusammenfassung

Nach grundlegenden Überlegungen zur Simulation von Schallfeldern und der Erarbeitung von geeigneten Berechnungsverfahren in Kapitel 3 wurde daraus ein Verfahren zur Lokalisierung von Schallquellen entwickelt (Kapitel 4). Mit diesen Bausteinen wurde im Kapitel 5 das Verfahren zur Simulation des Schallfeldes im Außenbereich eines Fahrzeugs entwickelt, das eine neue Methode der Transferpfadanalyse darstellt. Die einzelnen Entwicklungsschritte sind in der nachfolgenden Grafik noch einmal zusammengefasst. (Abb. 5.10-1)

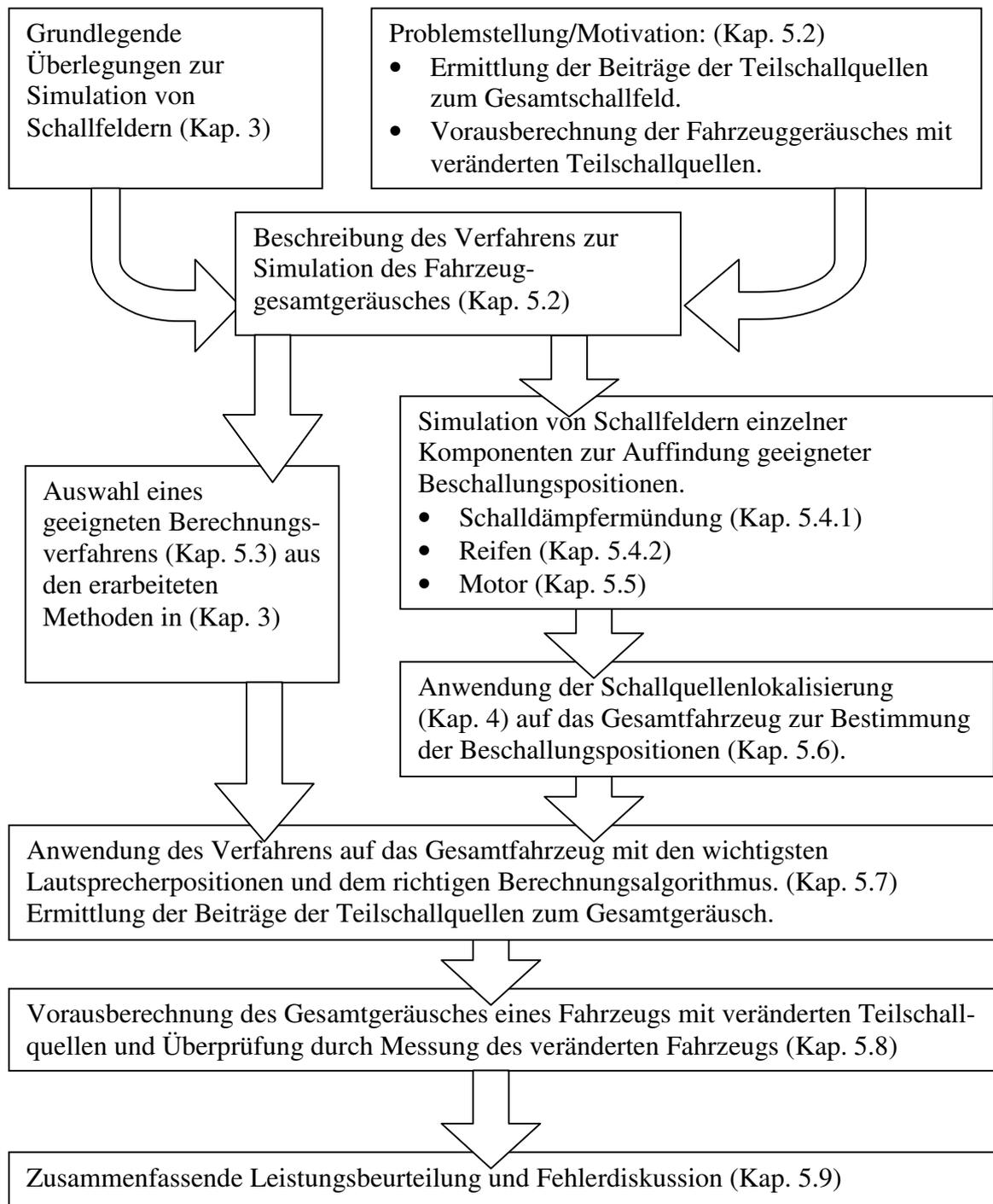


Abbildung 5.10-1: Zusammenfassung der Verfahrensentwicklung im Kapitel 5.

6. Schallfeldsimulation für das Fahrzeuginnengeräusch

Das Innengeräusch eines Fahrzeugs unterliegt keinen gesetzlichen Vorgaben. Dennoch wird bei den Fahrzeugherstellern wesentlich mehr Entwicklungsarbeit zur Reduzierung und zur Schaffung einer angenehmen Geräuschfärbung im Innenraum aufgebracht als z.B. beim Außengeräusch. Häufig spricht man sogar vom Klang oder Sound eines Fahrzeugs, während man mit dem Außengeräusch in erster Linie die gesetzlichen Vorgaben erfüllen möchte. Jeder Hersteller versucht sein Fahrzeug im Innenraum leiser und besser klingender zu machen als das der Konkurrenten. Der aus dieser Konkurrenz entstandene hohe Entwicklungsaufwand ist ein fruchtbarer Nährboden für die Forschung und Entwicklung neuer Verfahren zur Analyse, Berechnung und schließlich Verbesserung des Innengeräusches. In diesem motivierenden Umfeld wurde das Prinzip der Schallfeldsimulation auf Fragestellungen zum Innengeräusch angewandt, was in diesem Kapitel dokumentiert ist.

Analog wie beim Außengeräusch werden als Einführung die Einrichtungen zur Innengeräuschanalyse beschrieben. Danach wird das Verfahren in seinen Grundzügen vorgestellt und neben dem notwendigen experimentellen Aufbau die Datenverarbeitung skizziert. Nach der Diskussion geeigneter Berechnungsmethoden und der Dokumentation mehrere Entwicklungsschritte folgt eine Leistungsbeurteilung und letztlich eine Zusammenfassung des Kapitels.

6.1 Die Entstehung des Fahrzeuginnengeräusches

Das Geräusch eines Kraftfahrzeugs setzt sich im Wesentlichen aus folgenden Anteilen zusammen: [KLI88]

- Geräusch des Aggregats (Motor, Getriebe, Lüfter etc.)
- Geräusch der Abgasanlage
- Geräusch des Ansaugsystems
- Rollgeräusch
- Windgeräusch

die je nach Betriebszustand mit unterschiedlichen Gewichten zum Gesamtgeräusch beitragen. Im ruhenden Zustand fallen z.B. die letzten beiden Geräuschquellen ganz weg. Das in der vorliegenden Arbeit entwickelte Verfahren zum Innengeräusch hat jedoch nicht den Anspruch, die Anteile der Geräuschquellen am Gesamtinnengeräusch ausfindig zu machen, wie z.B. beim Verfahren zum Außengeräusch. Da die primären Geräuschverursacher außerhalb der Fahrgastzelle liegen, müssen die Geräusche auf irgendeine Art in die Fahrgastzelle eindringen. Das Verfahren macht sich daher zur Aufgabe, das Gesamtinnengeräusch nach Art (Körper- oder Luftschall) und Ort (Scheibe, Frontwand,...) der Geräuscheindringung aufzuschlüsseln.

6.1.1 Luft- und Körperschall

Im zweiten Kapitel dieser Arbeit wurde bereits der Begriff des Luftschalls und des Körperschalls allgemein eingeführt. Wichtig war dabei, dass man Körperschall beim Empfänger letztendlich auch als Luftschall wahrnimmt, der Ausbreitungsweg von der Quelle zum Empfänger jedoch über eine Körperschallbrücke führt. Diese Definition lässt sich wie folgt auf die Situation des Innengeräusches interpretieren:

Das Innengeräusch wird mit Mikrofonen an genormten Standardmesspunkten gemessen [ISO84], die im Wesentlichen den Positionen der Ohren der Fahrgäste entsprechen. Es werden also keine Beschleunigungsaufnehmer montiert, um Schwingungen eines Körpers zu messen. Das Innengeräusch muss also zumindest auf dem letzten Wegstück zum Empfängermikrofon über die Luft transportiert werden.

Körperschall:

Unter Körperschall versteht man im Innengeräusch den Schall, der sich von den Schallquellen aus zunächst über Körperschalltransferpfade ausbreitet. Beim Motor z.B. werden die Schwingungen des Motors über die Getriebelager auf die Karosserie übertragen. Die so schwingende Karosserie kann an manchen Stellen wie ein Lautsprecher wirken und strahlt Luftschall in die Umgebung ab. Vor allem große Blechteile können zu Schwingungen mit großer Amplitude angeregt werden und strahlen bevorzugt Schall ab. Dieser sekundäre Luftschall wird dann unter anderem als Innengeräusch wahrgenommen, soll aber als Körperschall definiert sein.

Luftschall:

Als Luftschall wird das Geräusch bezeichnet, das von den primären Geräuschquellen des Fahrzeugs direkt abgestrahlt wird. Am einfachsten ist dies zu verstehen, wenn z.B. das Schiebedach geöffnet wird und daraufhin der Geräuschpegel im Inneren des Fahrzeugs ansteigt. Dieser Anstieg ist auf den Luftschall zurückzuführen, der im Außenbereich des Fahrzeugs pegelbestimmend ist. Der Luftschall dringt durch Löcher und über Leitungen in das Fahrzeug ein und trägt so zum Innengeräusch bei. Ein besonderer Fall von Luftschall sei hier noch angesprochen: Angenommen, die Fahrgastzelle besitzt keine Löcher und Leckagen und auch das Schiebedach sei geschlossen. Dann gäbe es dennoch Luftschall im Inneren der Fahrgastzelle: Der von den primären Schallquellen abgestrahlte Luftschall regt seinerseits von außen Blechteile der Karosserie zu Schwingungen an. Diese strahlen wiederum Schallwellen in das Fahrzeuginnere ab. Das so entstehende Geräusch wertet man auch als Luftschall, da es von der primären Quelle zunächst als Luftschall emittiert worden ist. (vgl. dazu Kap. 2.1)

Gängige Methoden zur Analyse des Gesamtgeräusches bezüglich Luft- und Körperschall (gemäß der gegebenen Definitionen) wurden bereits im zweiten Kapitel vorgestellt. In diesem Kapitel wird ein neues Verfahren zur Analyse des Luft- und Körperschallanteils am Gesamtinnengeräusch vorgestellt.

6.1.2 Der Hallraum zur Messung der Fahrzeugdämmung

Die Verwendung des Hallraums zur Messung von Dämmungen wurde bereits in Kapitel 2 (Abb.2.2-2) vorgestellt. Um die Dämmungseigenschaft eines Bauteils zu messen wird dieses zwischen zwei Räumen eingespannt. In einem Raum wird ein Schallfeld erzeugt und im anderen Raum wird gemessen, was davon noch zu „hören“ ist. Um hierfür geeignete Messbedingungen zu haben, sind Hallräume notwendig. Außerdem kann in einem Hallraum auch die Gesamtfahrzeugdämmung gemessen werden, aber zunächst erst einmal zum Aufbau eines Hallraums:

Der Hallraum ist das physikalische Gegenstück zu einem Freifeldraum. Anstelle schallabsorbierender Wände versucht man die Wände schallhart zu gestalten. Decke, Boden und Wände sollen also extrem reflektierend sein – ähnlich wie in einer Garage. Damit soll ein im Raum erzeugtes Schallfeld so lange wie möglich aufrecht erhalten werden. Im Gegensatz zur Garage sind die Wände schiefwinklig zueinander angeordnet. Dadurch wird eine große Schalldiffusität erreicht. Die typischen Eigenfrequenzen, die aus der Länge und der Breite eines rechtwinkligen Raumes resultieren, treten im Hallraum nicht auf. Man kann auch von einer wesentlich vergrößerten Eigenfrequenzdichte sprechen, da eine Schallwelle erst nach vielen Reflexionen wieder am Ausgangspunkt angelangt ist. Nachfolgend sind die typischen Eigenschaften eines Hallraums noch einmal zusammengefasst: [KLI88]

- große Nachhallzeit
- große Schalldiffusität
- große Eigenfrequenzdichte

Der Hallraum bietet viele Möglichkeiten zur Messung physikalischer Größen. Die bekannteste ist die Schallleistungsmessung einer Schallquelle. Nach der Definition der Schallleistung P (6.1-1) [KLI88]

$$P = \int_A \vec{I} d\vec{A} \quad (6.1-1)$$

müsste die Intensität I einer Schallquelle an jedem Flächenstück dA einer gedachten kugelförmigen Hülle unter Freifeldbedingungen gemessen werden. Im Hallraum geht aufgrund der reflektierenden Wände nichts von der abgestrahlten Schallleistung verloren. Zudem ist die Messung im Hallraum aufgrund der Schalldiffusität ortsunabhängig. Der Schalldruckpegel L_p muss also nur an einem Punkt im Raum gemessen werden und kann über die raumspezifische Nachhallzeit T und das Volumen des Raumes V den Schallleistungspegel L_p bestimmt werden. [KLI88]

$$L_p = L_p - \underbrace{10 \lg\left(\frac{T}{1s}\right) dB - 10 \lg\left(\frac{V}{1m^3}\right) dB}_{\text{konst.}} + f_{kt}(V) \quad (6.1-2)$$

Eine etwas speziellere, aber für diese Arbeit wichtigere Anwendung des Hallraums, ist die Messung der Dämmung⁴¹ des Gesamtfahrzeugs. Die Schalldiffusität des Raumes wird dabei auf eine andere Art ausgenutzt: Ein Lautsprecher erzeugt im Hallraum ein Schallfeld, das idealerweise überall gleich ist. Ein im Hallraum stehendes, ruhendes Fahrzeug ist mit Mikrofonen an den Standardmesspunkten in der Fahrgastzelle ausgestattet und erfährt so eine homogene Geräuschbelastung rund um das Fahrzeug herum. An allen Punkten der Fahrgastzelle liegt der gleiche Geräuschpegel an. Der Geräuschpegel wird dann sowohl im Außenbereich als auch im Innenbereich des ruhenden Fahrzeugs gemessen. Die Pegeldifferenz ist ein Maß für die Dämmungseigenschaft des gesamten Fahrzeugs. Der Nachteil dieser Messung ist, dass man die tatsächliche Geräuschbelastung im Betrieb nicht nachstellen kann. So werden die Scheiben bei dieser Art der Messung genauso belastet wie die Frontwand, also die Trennung zwischen Motor und Fahrgastzelle. Ein Vorteil dieser Messung besteht aber in der Gesamtheit des Messobjektes: die Messung der einzelnen Bauteile, wie z.B. in Abb. 2.2-2 dargestellt, kann nicht immer auf das Gesamtfahrzeug übertragen werden. Es besteht nämlich ein Unterschied, ob ein Fenster in eine Betonwand eingebaut ist, oder ob es sich am Fahrzeug befindet. Hier können aufgrund der veränderten Randbedingungen andere Eigenschwingformen auftreten, die das Dämmungsverhalten verändern können. Außerdem kann es bei der Verbindung der einzelnen Bauteile zu Leckagen kommen, die nur im Gesamtfahrzeug festgestellt werden können.

In Abbildung 6.1-1 ist der Messaufbau für eine Dämmungsmessung im Hallraum abgebildet.

⁴¹ Der Begriff Dämmung wird hier nicht korrekt verwendet. Man misst einen Pegelunterschied zwischen Außen- und Innenbereich. Diese Pegeldifferenz resultiert aus der Dämmung der Karosserie und der Absorption in der Fahrgastzelle. Da diese beiden Komponenten in dieser Arbeit jedoch nicht getrennt untersucht werden, oder sonst irgendwie in Erscheinung treten, beinhaltet hier der Begriff Dämmung auch die Absorption.

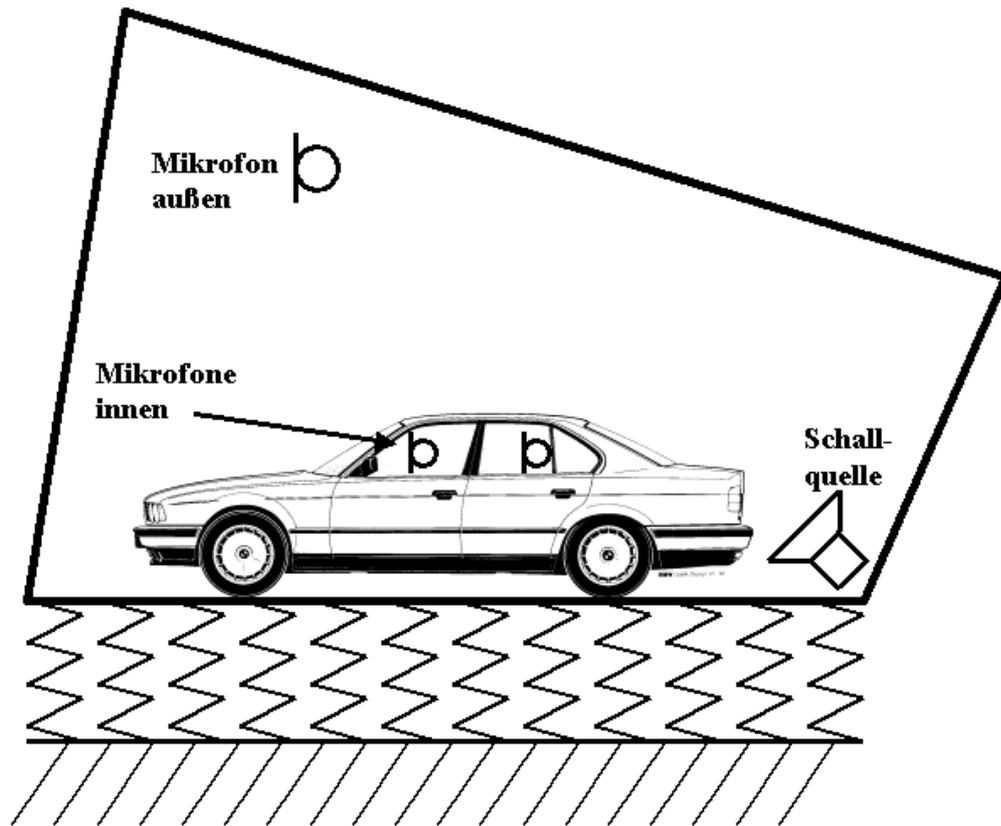


Abbildung 6.1-1 Hallraummessung einer Fahrzeugdämmung. Eine Schallquelle erzeugt ein homogenes, diffuses Schallfeld im Hallraum. Die Pegeldifferenz zwischen Außenmikrofon und Innenmikrofon ist ein Maß für die Dämmungseigenschaft des Fahrzeugs.

Sollen dennoch die Dämmungseigenschaften der einzelnen Karosseriebauteile im verbauten Zustand gemessen werden, so wendet man die sog. **Fenstermethode** an. Hier wird zwar wieder das Gesamtfahrzeug im Hallraum beschallt, jedoch wird das Fahrzeug komplett in schalldämmendes Material eingepackt. Lediglich an dem interessierenden Bauteil wird auf den Schallschutz verzichtet. An diesem Fenster in der Schallschutzschicht erfährt das Fahrzeug eine wesentlich höhere Geräuschbelastung als an den zugedeckten Stellen. Im Idealfall kommt das Geräusch im Inneren des Fahrzeugs dann ausschließlich von dieser Stelle. Abbildung 6.1-2 zeigt den Messaufbau der Scheibendämmung am Gesamtfahrzeug.

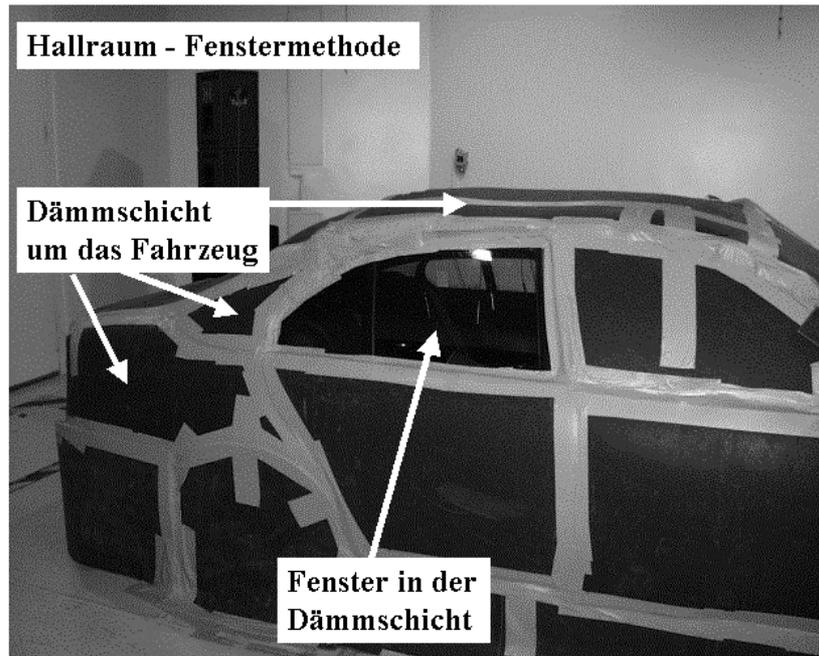


Abbildung 6.1-2 Fenstermethode im Hallraum an einem Gesamtfahrzeug. In der schalldämmenden Schicht wurde ein Fenster an den hinteren Seitenscheiben geöffnet. Im Idealfall kommt das Innengeräusch nun ausschließlich von den hinteren Seitenscheiben.

Neben der fehlenden Information über die tatsächliche Geräuschbelastung im Betrieb, weist die Fenstermethode zwei Hauptfehlerquellen auf:

1. Man muss sicherstellen, dass die verbaute Schalldämmung an jeder Stelle besser ist als die Fahrzeugdämmung an der Fensterstelle. Möchte man z.B. die Dämmung der Frontwand vermessen, so muss man auch die Scheiben so gut abdichten, dass die Gesamtdämmung aus Scheiben + Dämmmaterial größer ist als die sehr hohe Dämmung der Frontwand.
2. Einerseits muss viel Material am Fahrzeug montiert werden, andererseits verändert man so die Eigenschaften des Fahrzeugs, was zu Fehlern in der Auswertung führt. Das Bauteil am offenen Schallschutzfenster erfährt zwar keine Veränderung, jedoch die umliegenden Bauteile, die mit dem Prüfling verbunden sind. Da die dämmende Eigenschaft immer mit dem Schwingverhalten des Bauteils zusammenhängt, dieses jedoch erheblich von der Lagerung desselben abhängt, verändert man somit auch die Dämmungseigenschaft des zu messenden Bauteils.

Für die vorliegende Arbeit dienen die Hallraummessungen am Gesamtfahrzeug und Messungen mit der Fenstermethode als Vergleich und Kontrolle der Ergebnisse des entwickelten Verfahrens.

6.2 Schallfeldsimulation für das Fahrzeuginnengeräusch

Wie schon in Kapitel 2.2.2 angesprochen, wurde das Zustandekommen der gesamten vorliegenden Arbeit durch Voruntersuchungen im Hause BMW in München motiviert. Hierbei wurde ein experimentell-rechnerisches Verfahren skizziert, das eine Analyse der Transferpfade für das Fahrzeuginnengeräusch vorsieht [STR98]. Diese Ideen wurden in der vorliegenden Arbeit zunächst allgemeiner formuliert, überprüft und verbessert. Darauf aufbauend

wurde ein Verfahren zur Außengeräuschanalyse abgeleitet. Schließlich wurde das ursprüngliche Verfahren zur Innengeräuschanalyse überprüft, mit den verbesserten Berechnungsalgorithmen versehen und mit gravierenden Entwicklungsschritten entscheidend verbessert, so dass es dem ursprünglichen Verfahren von [STR98] kaum mehr gleicht.

Nach der detaillierten Formulierung des Verfahrens nach [STR98], der Darlegung der Ziele des Verfahrens und der experimentellen Aufbauten, werden die Entwicklungsschritte aufgezeigt und bewertet. Schließlich folgt eine zusammenfassende Leistungsbeurteilung zur Aussagekraft des Verfahrens.

6.2.1 Motivation des Verfahrens

Zwei Aspekte des Innengeräuschs werden mit dem Verfahren beurteilt:

1. Trennung von Luft- und Körperschall.
2. Ermittlung der räumlichen Dämmungseigenschaft und der Schalleintrittsverteilung im Betrieb.

Das Fahrzeuginnengeräusch setzt sich aus zwei Komponenten zusammen: Dem Luft- und dem Körperschallanteil. Die Trennung dieser beiden Anteile, also die Bestimmung der Geräuschzusammensetzung am Ohrpunkt der Fahrzeuginsassen, ist bisher nur experimentell mit Hilfe der Fremdlagerung ermittelbar (vgl. Kap.2). Diese äußerst aufwendige Methode birgt aufgrund der meist unvollständigen Durchführung einige Fehlerquellen. Man muss sich vorstellen, dass die komplette Abkoppelung der Karosserie vom Antriebsstrang und den Aggregaten so bausicher durchgeführt werden muss, dass das Fahrzeug dabei noch unter Last in Betrieb genommen werden kann. Da das Fahrzeug hierbei auch noch genau das gleiche Geräusch produzieren soll, ist dies fast nicht zu erreichen.

Das in dieser Arbeit entwickelte Verfahren geht hingegen einen anderen Weg. Man versucht hier das Luftschallfeld, das im Betrieb an der Karosserie anliegt, mittels Schallfeldsimulation zu erzeugen. Während das Fahrzeug mit diesem simulierten Luftschallfeld beaufschlagt wird, bleibt es selbst in Ruhe, so dass der Körperschallanteil eliminiert ist. Das so im Innenbereich ermittelte Schallfeld entspricht also dem Luftschallanteil im Betrieb. Bildet man die Differenz aus dem Gesamtbetriebsgeräusch und dem Luftschallanteil, so kann man auch noch auf den Körperschallanteil schließen. Diese Art der Analyse betrachtet das Fahrzeug immer im Originalzustand. Keinerlei Umbaumaßnahmen sind erforderlich, die den Betrieb des Fahrzeugs und damit verbunden das Betriebsgeräusch auf irgendeine Art beeinträchtigen könnten. Der zweite Anspruch der Analyse bezieht sich auf einen Teil des Transferpfads. Die Frage ist: woher kommt das Geräusch, das der Fahrer (oder Beifahrer...) hört? Auch hier beschränkt man sich auf den Luftschallanteil. Körperschallanteile werden mit anderen Verfahren ermittelt. Man möchte also wissen, wie groß die lokale Dämmung der Karosserie ist, bzw. wie empfindlich der Fahrer bezüglich eines Geräusches an einer lokalen Stelle der Karosserie ist. Die Grafik 6.2-1 zeigt schematisch die Transferpfadanteile, die hier analysiert werden sollen:

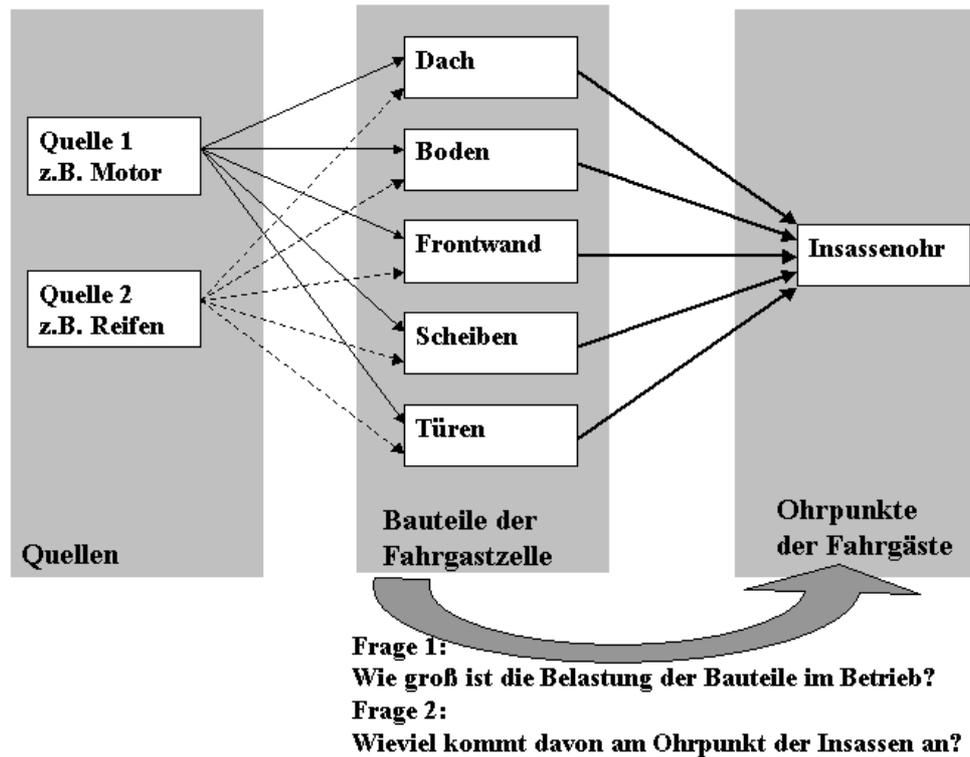


Abbildung 6.2-1 Schematischer Luftschall-Geräuschfluss von den Quellen zum Ohr der Insassen. Das Geräusch der Quellen dringt durch die einzelnen Komponenten der Karosserie in die Fahrgastzelle ein und wird vom Fahrzeuginsassen wahrgenommen. Nur der rechte Teil des Transferverhaltens wird mit dem Verfahren analysiert, also die Frage: „Wieviel kommt von jedem Bauteil beim Fahrgast an?“

6.2.2 Die erste Idee des Verfahrens

Ein Verfahren zur Bewältigung der vorgestellten Aufgaben wurde bei BMW von R. Stryczek et al. skizziert und erste Messungen dazu durchgeführt [STR98]. Das Ziel dieses Unterkapitels ist die Darlegung der Ideen von Stryczek, übertragen in die Notation dieser Arbeit. Im darauffolgenden Kapitel 6.2.3 werden eigene Gedanken dazu erörtert, wie das Verfahren verstanden werden kann und wo eventuelle Fehlerquellen liegen können. Im weiteren Verlauf wird das Verfahren genauer untersucht, die Schwachstellen aufgespürt und durch Verbesserungen in ein funktionsfähiges Verfahren umgewandelt.

Ein Teil der Überlegungen wurde bereits in Kapitel 3.1 dargelegt, in dem es darum ging, ein beliebiges Schallfeld zu simulieren. Nachfolgend wurden Verbesserungen zum Berechnungsalgorithmus in allgemeiner Form dargestellt und anhand eines Prinzipversuchs demonstriert. All diese Dinge werden hier nicht mehr in aller Ausführlichkeit wiederholt, lediglich der Bezug auf die Anwendung wird hier hergestellt. Aber nun zum Verfahren:

Um die Fahrgastzelle herum wird ein Netz von K ($k=1..K$) Mikrofonen aufgebaut, an denen im ersten Schritt das Betriebsschallfeld $p_k^{Betrieb,aussen}$ aufgenommen wird. Zusätzlich werden an den Standardmesspunkten im Fahrzeuginneren Mikrofone installiert, um auch hier das Fahrgeräusch aufzunehmen $p_m^{Betrieb,innen}$ ($m=1..M$). Das Fahrzeug wird mit dem Messaufbau in einem Akustikprüfstand betrieben, der ähnlich wie der Außengeräuschprüfstand (Kap. 5.1.3) über eine Rolle und schallabsorbierende Wände verfügt, jedoch wesentlich kleiner ist und der keine Vorbeifahrtmikrofone besitzt.

Nachdem im ersten Schritt das Betriebsgeräusch sowohl an den Außen- als auch an den Innenmikrofonen aufgenommen wird, werden im zweiten Schritt Beschallungsmessungen

durchgeführt. Dazu werden mehrere (L etwa 10-20) Beschallungspositionen rund um das Fahrzeug herum willkürlich ausgewählt, wovon aus das Fahrzeug mit einem Lautsprecher beschallt wird. Als Lautsprecheranregung $a_l^{Beschallung}$ wird bei [STR98] die Beschleunigung der Lautsprechermembrane mit einem Beschleunigungsaufnehmer aufgezeichnet. Es werden die Transferfunktionen sowohl zu den Außenmikrofonen als auch zu den Innenmikrofonen gebildet:

$$T_{k,l}^{ausсен}(f) = \frac{p_k^{ausсен}(f)}{a_l^{Beschallung}(f)} \quad (6.2-1)$$

$$T_{m,l}^{ausсен}(f) = \frac{p_k^{ausсен}(f)}{a_m^{Beschallung}(f)} \quad (6.2-2)$$

Im dritten Schritt, dem Schritt der virtuellen Schallfeldsimulation, wird nun versucht das Außengeräusch des Fahrzeugs im Betrieb zu simulieren. Die Innenmikrofone werden zunächst nicht berücksichtigt. Da Stryczek hier alles mit der Pseudoinversen berechnet, ist somit das Gleichungssystem (3.1-3) mit den entsprechenden Indizes auszustatten und zu lösen:

$$\begin{cases} p_1^{Betrieb,ausсен}(f) = T_{1,1}^{ausсен}(f) \cdot a_1(f) + T_{1,2}^{ausсен}(f) \cdot a_2(f) + \dots + T_{1,L}^{ausсен}(f) \cdot a_L(f) \\ p_2^{Betrieb,ausсен}(f) = T_{2,1}^{ausсен}(f) \cdot a_1(f) + T_{2,2}^{ausсен}(f) \cdot a_2(f) + \dots + T_{2,L}^{ausсен}(f) \cdot a_L(f) \\ \vdots \\ p_K^{Betrieb,ausсен}(f) = T_{K,1}^{ausсен}(f) \cdot a_1(f) + T_{K,2}^{ausсен}(f) \cdot a_2(f) + \dots + T_{K,L}^{ausсен}(f) \cdot a_L(f) \end{cases} \quad (6.2-3)$$

Nach Umformung in Vektorschreibweise wird das Gleichungssystem, wie in Kapitel 3, mit der Methode der Pseudoinversen gelöst. Für die Unbekannten $\mathbf{a}(f)$ gilt dann:

$$\mathbf{a}(f) = \mathit{pinv}(\mathbf{T}^{ausсен}(f)) \cdot \mathbf{p}^{Betrieb,ausсен}(f) \quad (6.2-4)$$

Das simulierte Geräusch $\mathbf{p}^{Simu,ausсен}(f)$ ist dann das Produkt aus Lautsprecheranregungen $\mathbf{a}(f)$ und Transferfunktionen $\mathbf{T}^{ausсен}(f)$:

$$\mathbf{p}^{Simu,ausсен}(f) = \mathbf{T}^{ausсен}(f) \cdot \mathbf{a}(f) \quad (6.2-5)$$

Was man bis hierher getan hat, ist die virtuelle Reproduktion des Außenbetriebsschallfeldes. Mit den ermittelten Membranbeschleunigungen $\mathbf{a}(f)$ hat man also die Lautsprecheranregungen gefunden, die dazu notwendig sind.

Das im ersten Schritt gemessene Betriebsschallfeld im Innenbereich kommt sowohl durch Körperschall als auch durch Luftschall zustande. Mit den Lautsprechern hat man nun das Körperschallfeld ausgeschaltet. Lediglich das Luftschallfeld liegt nun an der Karosserie an. Das simulierte Innengeräusch $\mathbf{p}^{Simu,innen}(f)$ berechnet sich mit den zuvor gemessenen Transferfunktionen zu den Innenmikrofonen $\mathbf{T}^{innen}(f)$.

$$\mathbf{p}^{Simu,innen}(f) = \mathbf{T}^{innen}(f) \cdot \mathbf{a}(f) \quad (6.2-6)$$

$\mathbf{p}^{Simu,innen}(f)$ ist somit der Luftschallanteil am Gesamtinnengeräusch $\mathbf{p}^{Betrieb,innen}(f)$. Der Körperschallanteil $\mathbf{p}^{Simu,innen,KS}(f)$ berechnet sich dann aus der energetischen Differenz der beiden Größen:

$$|\mathbf{p}^{Simu,innen,KS}(f)| = \sqrt{|\mathbf{p}^{Betrieb,innen}(f)|^2 - |\mathbf{p}^{Simu,innen}(f)|^2} \quad (6.2-7)$$

Neben der Trennung von Luft- und Körperschall am Innengeräusch wird das Verfahren wie folgt dem zweiten Anspruch, der Lokalisierung des Schalleintritts, gerecht. Dazu wird in Gleichung (6.2-6) der Vektor der Lautsprecheranregungen durch die Gleichung (6.2-4) ersetzt:

$$\mathbf{p}^{Simu,innen}(f) = \underbrace{\mathbf{T}^{innen}(f) \cdot \mathit{pinv}(\mathbf{T}^{ausse}(f))}_{\text{Empfindlichkeitsmatrix}} \cdot \mathbf{p}^{Betrieb,ausse}(f) \quad (6.2-8)$$

Der so geschaffenen Ausdruck liefert einen Zusammenhang zwischen dem an der Karosserie anliegenden Außengeräusch $\mathbf{p}^{Betrieb,ausse}(f)$ und dem Geräusch an den Standardmesspunkten in der Fahrgastzelle $\mathbf{p}^{Simu,innen}(f)$. Dieser Zusammenhang wird durch das Produkt der beiden Transfermatrizen hergestellt und mündet in einer Matrix $\mathbf{T}^{ges}(f)$, die als Empfindlichkeitsmatrix bezeichnet werden kann:

$$\mathbf{T}^{ges}(f) = \mathbf{T}^{innen}(f) \cdot \mathit{pinv}(\mathbf{T}^{ausse}(f)) \quad (6.2-9)$$

Diese Matrix, mit der Dimension (M,K) liefert also das Transferverhalten eines Schallfeldes $\mathbf{p}^{Betrieb,ausse}(f)$, das an den einzelnen Mikrofonpositionen im Außenbereich der Fahrgastzelle anliegt. Jedem Flächenelement um die Mikrofonposition $k=1..K$ wird also ein Transferverhalten zu jeder Position im Fahrzeug $m=1..M$ zugewiesen. Beaufschlagt man dieses Transferverhalten mit dem gemessenen Betriebsschallfeld, so kann sogar der Geräuscheintritt im Betrieb an jedem Flächenstück der Fahrgastzelle ermittelt werden.

6.2.3 Anmerkungen zum Verfahren

Das von Stryczek skizzierte Verfahren ist sehr elegant formuliert, da man mit wenigen Matrixoperationen zu interessanten Ergebnissen kommt. Das Gleichungssystem und vor allem der Lösungsweg mit der Methode der Pseudoinversen birgt jedoch einige Tücken in sich, die bereits in Kapitel 3 ausführlich besprochen wurden. Um die dort verbesserten Berechnungsmethoden auch auf das Innengeräuschverfahren anwenden zu können, muss man sich noch Gedanken zum Berechnungsablauf machen.

Die Schallfeldsimulation, also die Reproduktion des im Außenbereich aufgenommenen Schallfeldes, ist im vorliegenden Fall etwas komplizierter, da die Aufnahme des Geräusches in unmittelbarer Nähe der Quellen erfolgt. Während beim Außengeräuschverfahren (Kap. 5) viele Mikrofone im Fernfeld stehen und die Nahfeldmikrofone, von einigen Ausnahmen abgesehen, nicht direkt neben den Quellen stationiert sind, liegen hier die meisten Mikrofonpositionen nur wenige Zentimeter neben den Quellen. So hat man viele Mikrofone entlang des Abgasstrangs unter dem Fahrzeug und man findet sogar Mikrofone im Motorraum zwischen Motor und Stirnwand. Um geeignete Beschallungspositionen zur Reproduktion des Schallfeldes in einer solch komplexen Umgebung finden zu können, sind erhebliche Anstrengungen notwendig. Stryczek verteilt die Beschallungspositionen gleichmäßig um das Fahrzeug herum. Es wird nicht darauf geachtet, dass das Schallfeld am besten dann reproduziert wird, wenn die Positionen der Beschallungsquellen mit den realen Quellen

übereinstimmen. Eine kohärente Berechnungsmethode kann zwar immer schöne Ergebnisse liefern, vor allem bei vielen Beschallungspositionen kann jedoch nicht von der Richtigkeit des gesamten Schallfeldes ausgegangen werden (vgl. dazu Kap. 3.5).

Die Anwendung verbesserter Modelle zur Schallfeldsimulation, z.B. die Verwendung inkohärenter Berechnungsverfahren zur Reproduktion des äußeren Schallfeldes, ist prinzipiell kein Problem und funktioniert genauso wie im dritten Kapitel in allgemeiner Form vorgestellt. Daher ist auch die Trennung von Luft- und Körperschall auch mit anderen Berechnungsalgorithmen möglich. Für die Berechnung der Empfindlichkeitsmatrix ist folgende Überlegung notwendig: Beim Betrachten von Gleichung (6.2-8) stellt man fest, dass man das Transferverhalten eines Flächenelementes A_k der Karosserie um das Mikrofon k so ermittelt, in dem man den Vektor für das Betriebschallfeld wie folgt verändert:

$$\mathbf{p}^{\text{Betrieb,aussen}}(f) = \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6.2-10)$$

Man setzt also $p_k^{\text{Betrieb,aussen}}(f) = 1$ und $p_{1,\dots,k-1,k+1,\dots,K}^{\text{Betrieb,aussen}}(f) = 0$. Dann bekommt man für das simulierte Innengeräusch den Eintrag der Empfindlichkeitsmatrix $\mathbf{T}^{\text{ges}}(f)$ für das entsprechende Flächenelement A_k bezüglich der Innenraummikrofone. Die Empfindlichkeitsmatrix wird also bei all den Matrixumformungen durch Bildung eines Geräuschspots, wie ihn (6.2-10) beschreibt ermittelt. Die Abweichung des simulierten vom vorgegebenen Spot sollte also ein Maß für die Richtigkeit des Ergebnisses sein. Mit den Erfahrungen, die man aus dem Prinzipversuch in Kapitel 3.5 gewonnen hat, kann man aber davon ausgehen, dass zwischen den Mikrofonpositionen der vorgegebene Geräuschspot nicht realisiert wird (Kap. 6.4.2). Hier steckt eine verborgene Fehlerquelle, die in den folgenden Kapiteln weiter analysiert wird. Wie die Empfindlichkeitsmatrix mit den anderen Berechnungsverfahren aus Kapitel 3 ermittelt werden kann, wird im nächsten Unterkapitel dargelegt.

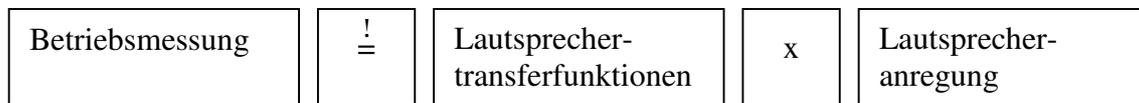
6.2.4 Allgemeine Berechnung der lokalen Empfindlichkeit

Die Berechnung der Schallfeldsimulation, also die Reproduktion des Betriebsschallfeldes mit inkohärenten oder anderen nichtlinearen Methoden, wurde bereits in Kapitel 3 ausführlich dargelegt. Das Gleichungssystem (6.2-3) wird dabei durch das entsprechende Gleichungssystem (z.B. energetische Addition der Lautsprecher und Gleichsetzung mit dem Betrag der Schalldrücke) ersetzt. Danach wird eine Zielfunktion erstellt, die numerisch minimiert wird.

Während bei der Trennung von Luft- und Körperschall die Methode der Pseudoinversen auf einfache Art ersetzt werden kann, muss zur Ermittlung der Empfindlichkeitsmatrix ein zeitraubendes Verfahren angewandt werden. Wie schon weiter oben angedeutet, muss man für jede Mikrofonposition einen 0-1-0-Spot als Betriebsgeräusch vorgeben. Für jeden Spot werden dann die entsprechenden Lautsprecheranregungen berechnet, die notwendig sind um diesen Spot virtuell zu realisieren. Das dabei resultierende Innengeräusch $\mathbf{p}^{\text{Simu,innen}}(f)$ entspricht dann gemäß (6.2-8) genau den Einträgen der Empfindlichkeitsmatrix $\mathbf{T}^{\text{ges}}(f)$. Die Berechnung der Schallfeldsimulation, also die Ermittlung eines Satzes von Lautsprecheranregungen, muss also $K+1$ mal durchgeführt werden. Einmal für das Betriebsgeräusch und

dann noch für jede Mikrofonposition $k=1..K$. In der folgenden Darstellung ist der Ablauf des Verfahrens noch einmal schematisch dargestellt: (Abb. 6.2-2)

Simulation des Betriebsgeräusches:



Ermittlung der Empfindlichkeitsmatrix:

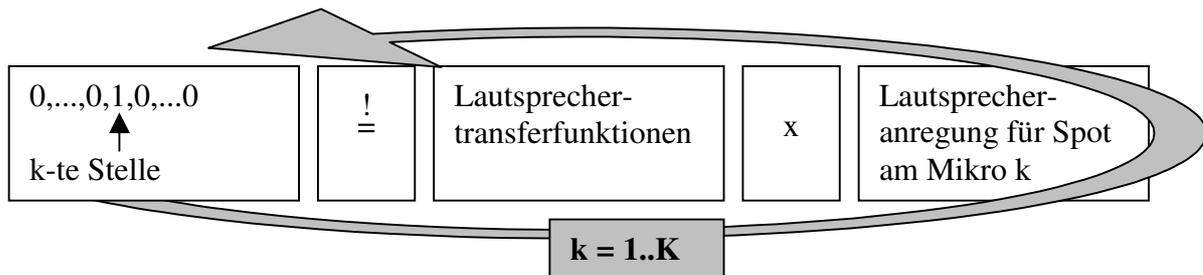


Abbildung 6.2-2 Schematischer Ablauf der Schallfeldsimulation zum Innengeräuschverfahren. (vgl. Text)

Die Simulation des Betriebsgeräusches kann mit allen Berechnungsmethoden geschehen. Hier handelt es sich um eine ganz normale Schallfeldsimulation, wie sie in allgemeiner Form im dritten Kapitel dargelegt wurde. Selbst die Bestimmung des Innengeräusches kann mit allen Verfahren erfolgen, da hier nur die berechneten Lautsprecheranregungen mit den Transferfunktionen in den Innenraum multipliziert werden. Die Berechnung der Empfindlichkeitsmatrix kann hingegen nur mit der Differenzenmethode berechnet werden. Da zur Erzeugung der Geräuschspots für das Betriebsgeräusch an fast allen Mikrofonen Nullen vorgegeben werden, kommt es bei den Quotientenmethoden zur Division durch Null, was nicht zulässig ist. Selbst wenn man anstelle der Null den sehr geringen Ruhepegel einsetzt, kommt es zu sehr großen Zahlenwerten, was den Berechnungsalgorithmus instabil werden lässt. Die Verwendung der Differenzenmethode ist jedoch zur Bestimmung der Empfindlichkeitsmatrix auch nicht weiter schlimm. Der Vorteil der Quotientenmethode ist ja die Gleichgewichtung von leisen und lauten Mikrofonpositionen. Im Fall des Geräuschspots sind jedoch sowieso fast alle Mikrofone gleich. Daher liefert auch die Differenzenmethode ein brauchbares Ergebnis.

6.3 Versuchsdurchführung

Das Verfahren ist wiederum ein experimentell-rechnerisches Verfahren. Zum einen ist ein experimenteller Versuchsaufbau zur Messung des Betriebsgeräusches und der Lautsprechertransferfunktionen notwendig, zum anderen wurde eine umfangreiche Berechnungs- und Auswertungssoftware erstellt, die das Verfahren zu einer anwendbaren und einsetzbaren Methode in der Serienentwicklung macht.

6.3.1 Experimenteller Aufbau

Das Fahrzeug befindet sich in einem typischen akustischen Schallmessraum mit schallabsorbierenden Wänden und schallabsorbierender Decke. Der Boden ist hingegen schallhart, was der Situation einer Landstraße auf freiem Felde nachempfunden ist. Wie beim Außen-geräuschprüfstand spricht man auch hier von einem Semi-Freifeldraum. Die angetriebenen Räder des Fahrzeugs, bei BMW meist die Hinterräder, sind auf einer Rolle gelagert, die sowohl gebremst als auch angetrieben werden kann (vgl. Kap. 5.1.3). An den nichtangetriebenen Rädern wird das Fahrzeug fixiert.

92 Mikrofone sind an einem Gestell befestigt und im Abstand von 10 cm von der Fahrzeugoberfläche rund um die Fahrgastzelle angebracht (Abb. 6.3-1). Nicht nur am Dach, an den Scheiben und Türen und am Fahrzeugboden sind Mikrofone platziert, sondern auch im Motorraum zwischen Motor und Fahrgastzelle. Da es in der Nähe des Motors besonders heiß wird, werden hier spezielle hitzebeständige Mikrofone verwendet.

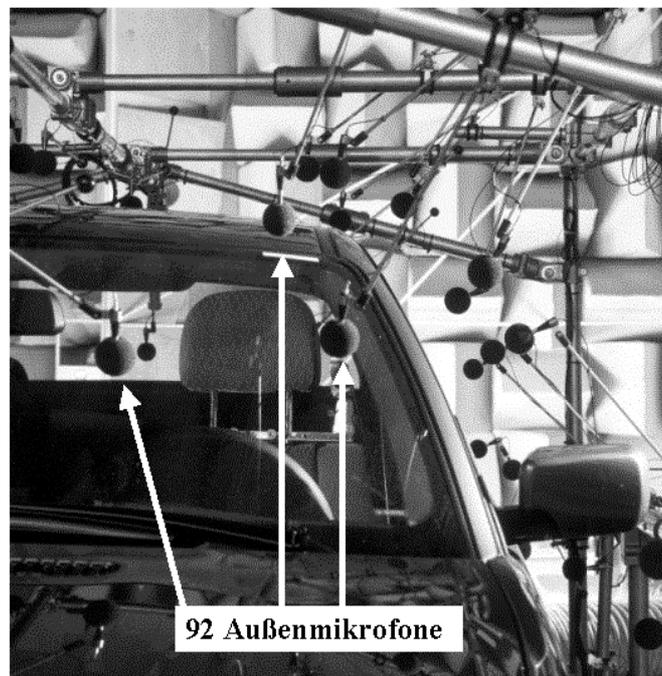


Abbildung 6.3-1 Mikrofone im Außenbereich der Fahrgastzelle. Alle Mikrofone sind an einem speziellen Gestell befestigt und befinden sich etwa 10 cm von der Fahrzeugoberfläche entfernt.

Neben den Außenmikrofonen werden im Fahrzeuginnern vier Mikrofone installiert um das Innengeräusch aufzunehmen. Alle insgesamt 96 Mikrofone werden im add-on-System zusammengeführt. Dieses Gerät, das schon im Außengeräuschverfahren Verwendung findet, ist ein vorgelagerter Zwischenspeicher für das PAK-System⁴², das in allen Prüfständen bei BMW als Mess- und Auswertprogramm installiert ist. Der Lautsprecher wird wie beim Außengeräuschverfahren über einen Vorverstärker an einen Rauschgenerator angeschlossen. Die gesamte Messkette ist in Abbildung 6.3-2 schematisch aufgezeichnet.

⁴² Nähere Erläuterungen dazu findet man unter Kapitel 5.1.3 und 5.2.3.

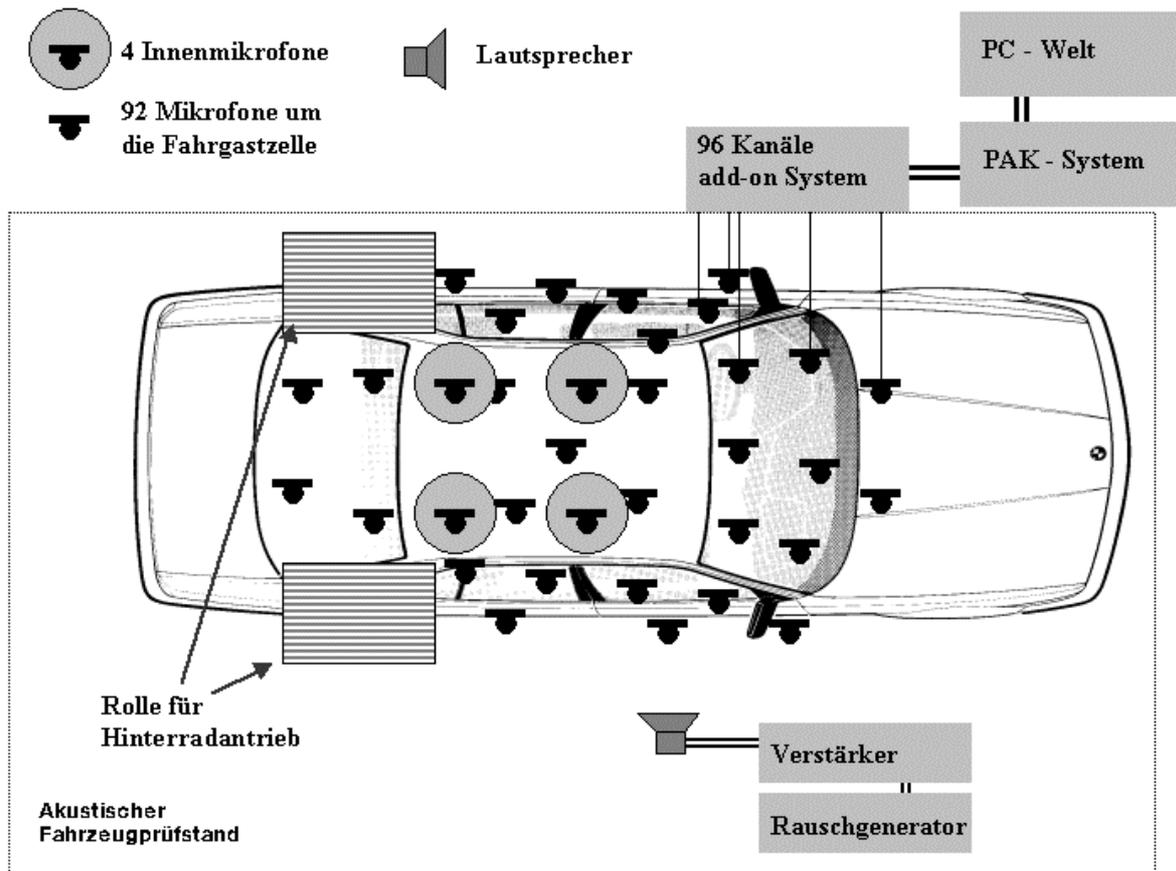


Abbildung 6.3-2 Messkette zum experimentellen Teil des Innengeräuschverfahrens. Weitere Mikrofonpositionen befinden sich unter dem Fahrzeug und im Motorraum.

6.3.2 Software zur Berechnung und Auswertung

Nachdem im PAK-System alle Daten mittels FFT in eine spektrale Form gebracht wurden, werden sie, wie im Kapitel 5.2.4 beschrieben, in die PC-Welt transferiert und dort in das MATLAB-Format konvertiert und geeignet zusammengefasst (Abb. 5.2-4). Die Berechnung erfolgt nach dem Schema der Abbildung 6.2-2, wobei die hierfür geeignetste Berechnungsmethode im weiteren Verlauf des Kapitels erarbeitet wird. Da das Verfahren einzigartig in der Fahrzeugakustik ist und die herkömmlichen Untersuchungsmethoden ergänzt, wenn nicht sogar ersetzt, ist es notwendig, dass das Verfahren bei den Ingenieuren eingesetzt werden kann. Dazu wurde ein oberflächenorientiertes Programm zur Steuerung der Berechnung und Auswertung entwickelt. In Abbildung 6.3-3 ist die Dialogebene dargestellt, von der aus die einzelnen Konvertierungs- und Berechnungsschritte durchgeführt werden können. Außerdem kann im Anschluss das Ergebnis der Simulation im Auswertemodus auf verschiedene Arten betrachtet werden. Dieser Auswertemodus wird ebenfalls von der Dialogbox aus aufgerufen. Die gewünschte Darstellungsart der Ergebnisse wird dann über die Menuleiste angewählt. Im Hintergrund liegt eine Datenstruktur, die alle Informationen in sich gespeichert trägt. So können mehrere Auswertefenster gleichzeitig geöffnet sein, die alle auf denselben Datensatz zurückgreifen. Dies ist besonders für die intensive Auswertung der Ergebnisse von Vorteil, denn häufig möchte man verschiedene Frequenzbänder genauer untersuchen oder das Ergebnis für den Innenraum betrachten und gleichzeitig die Güte der Simulation in einer Fahrzeugaußenansicht kontrollieren.

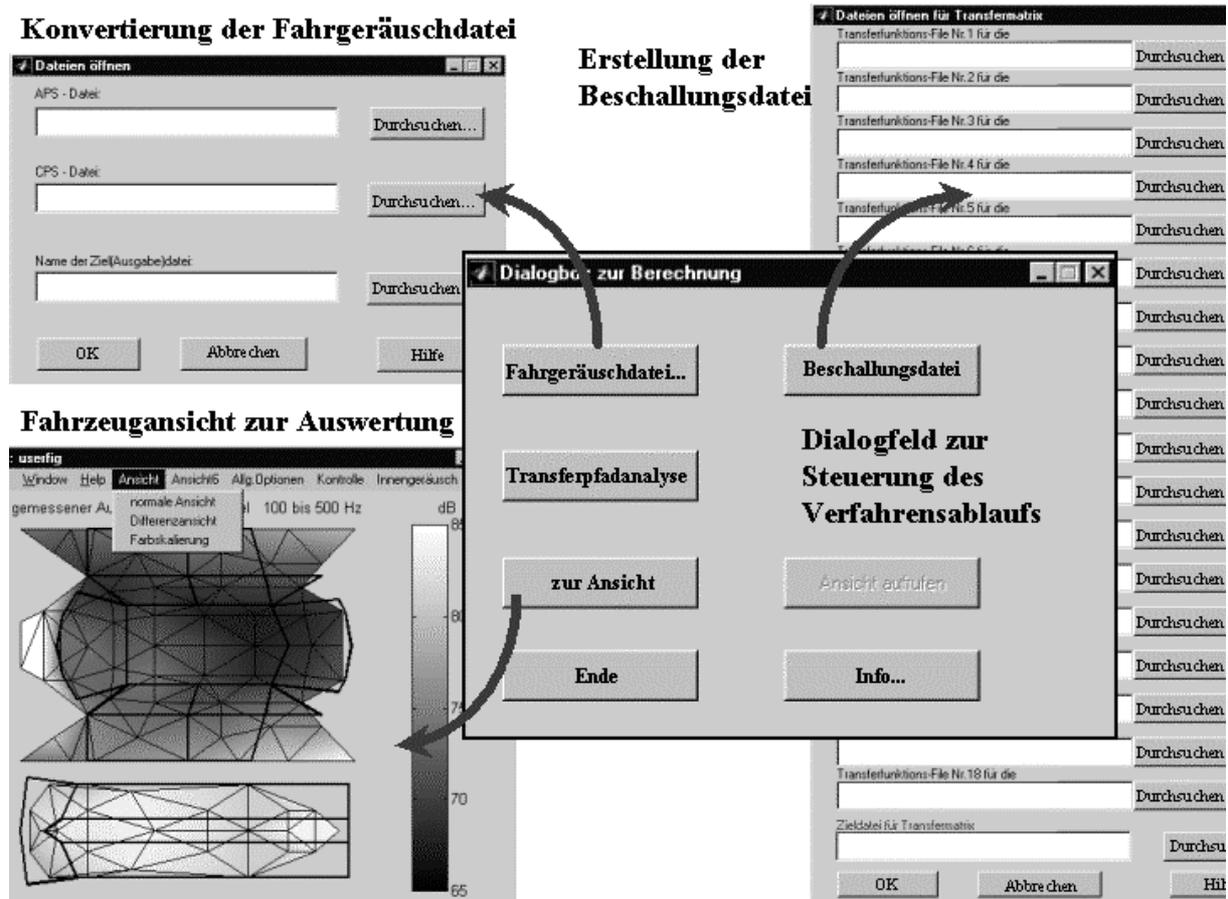


Abbildung 6.3-3 Oberflächenorientierte Software zur visuellen Steuerung der Schallfeldsimulation für das Innengeräuschverfahren. Links oben wird die Fahrgeräuschdatei aus APS und CPS Daten erstellt (vgl. Kap. 5.2.4). Rechts wird aus allen Beschallungsdateien die Transfermatrix der Lautsprecherbeschallungen zusammengefügt. Links unten wird im Auswertemodus das Betriebsgeräusch in der Fahrzeugansicht dargestellt. Ähnlich wie in Abb. 5.2-5 befinden sich die Mikrofonpositionen an den Knotenpunkten des Gitters. Das Fahrzeug ist nach allen Seiten hin aufgeklappt. In der Mitte ist also das Dach zu erkennen, daran schließen sich die Scheiben und darunter die Türen bzw. links die Stirnwand des Motorraumes an. Separat darunter ist der Unterboden abgebildet. Wie zu erwarten ist es im Motorraum mit Abstand am lautesten, während auf dem Dach und an der Heckscheibe kaum Geräusche auftreten. Dies gilt jedoch nur im Prüfstand, denn hier sind die Windgeräusche eliminiert.

6.4 Diskussion geeigneter Berechnungsverfahren

Es gibt mehrere Aspekte, um aus den in Kapitel 3 erarbeiteten Berechnungsverfahren das für diese Anwendung geeignetste auszuwählen. In diesem Unterkapitel werden die Verfahren nach den drei wichtigsten Kriterien untersucht. Die Verfahren wurden bereits in Kapitel 3 bezüglich der Gleichheit zwischen Betrieb und Simulation, sowie dem ermittelten Schallfeld an einem nicht simulierten Mikrofon anhand eines Prinzipversuchs verglichen. Dieser Vergleich wird nun noch einmal in der Anwendung am Fahrzeug durchgeführt. Zudem wird das ermittelte Innengeräusch als Vergleichsfaktor hinzugezogen. Am Schluss wird aufgrund der dann vorliegenden Ergebnisse das beste Berechnungsverfahren ausgewählt.

6.4.1 Vergleich der Schallfeldsimulation

Der naheliegendste und erste Kontrollmechanismus ist immer der Vergleich zwischen Betrieb und Simulation. Dies sollte hier bei den Mikrofonen im Außenbereich übereinstimmen. Je größer die Abweichung, desto schlechter wurde das Betriebsschallfeld reproduziert. In Abbildung 6.4-1 ist die Abweichung der Schallfelder im Betrieb und in der Simulation aufgezeigt.

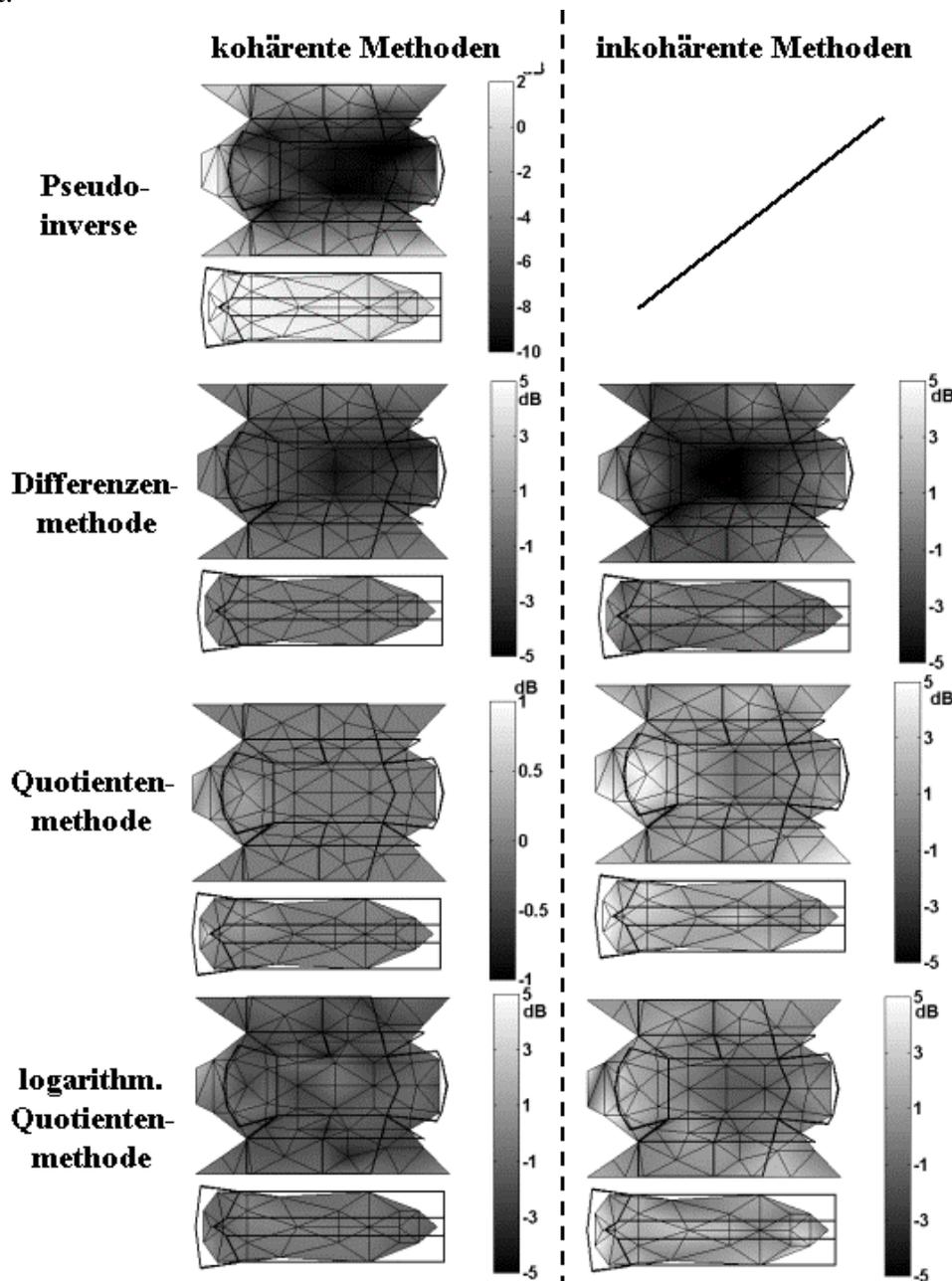


Abbildung 6.4-1 Betrieb – Simulation in dB. Abgesehen von der Pseudoinversen sind die kohärenten Methoden hier besser. Die Optimierung der Differenzen berücksichtigt die leisen Stellen am Fahrzeug kaum, die Quotientenmethoden beheben diesen Fehler (vgl. dazu Kap. 3).

Die Ergebnisse spiegeln das eindrucksvoll wieder, was in Kapitel 3 anhand des Prinzipversuchs schon erörtert wurde. Die Methode der Pseudoinversen, wie in [STR98] vorgeschlagen, liefert hier das mit Abstand schlechteste Ergebnis. Lediglich die schnelle

Berechnung, die nur auf Matrizenumformungen beruht, spricht für die Pseudoinverse. Auch die anderen Differenzenmethoden simulieren die Pegel auf dem relativ leisen Dach zu laut. An den lauten Stellen, wie Boden oder Frontwand, stimmen die simulierten mit den gemessenen Werten überein.

Die kohärente Quotientenmethode ist mit Abstand die beste. Man beachte, dass die Skalierung hier um einen Faktor 5 gegenüber den anderen Darstellungen verfeinert wurde, um überhaupt eine kleine Abweichung vom Betrieb sehen zu können. Auch die logarithmische Methode kann hier bei weitem nicht mithalten. Die liefert zwar eine Normalverteilung des Fehlers um Null, die Absolutwerte der Abweichung sind jedoch weitaus höher, was mit dem in Kapitel 3.4.3 Besprochenen erklärbar ist. Wie aber auch schon in Kapitel 3 dargelegt wurde, stimmen die Ergebnisse leider nur an den Mikrofonpunkten überein. Dazwischen werden oft große Fehler simuliert, wie im folgenden Unterkapitel schön zu sehen ist.

6.4.2 Schallfeld zwischen den Mikrofonpositionen

Das Ziel der Schallfeldsimulation ist es, das simulierte Schallfeld um das Fahrzeug herum möglichst dem gemessenen Betriebsschallfeld anzugleichen. Dazu wird das Schallfeld an vielen Positionen gemessen und formal auch nur an diese Positionen reproduziert. Man geht dann davon aus, dass das Schallfeld auch zwischen den Mikrofonpositionen in ähnlicher Weise reproduziert ist. Um dies herauszufinden wurden bei der Simulation einige Mikrofone nicht berücksichtigt. Man hat also einfach einige Gleichungen des Gleichungssystems weggelassen. Die Lautsprechertransferfunktionen wurden dennoch auch zu diesen Mikrofonen gemessen. Die ermittelten Lautsprecheranregungen, zur Reproduktion des Betriebsgeräusches an der reduzierten Anzahl von Mikrofonen, wurde aber dennoch im Nachhinein mit den Transferfunktionen multipliziert und somit ein simuliertes Geräusch an den nicht-optimierten Mikrofonen ermittelt. Dies entspricht dem Fall, dass an ein paar Stellen mit zusätzlichen Mikrofonen das simulierte Schallfeld ausgemessen wird um zu überprüfen, ob es auch an anderen Punkten mit dem Betriebsfeld übereinstimmt. In Abbildung 6.4-2 ist das Ergebnis eines solchen Versuchs abgebildet.

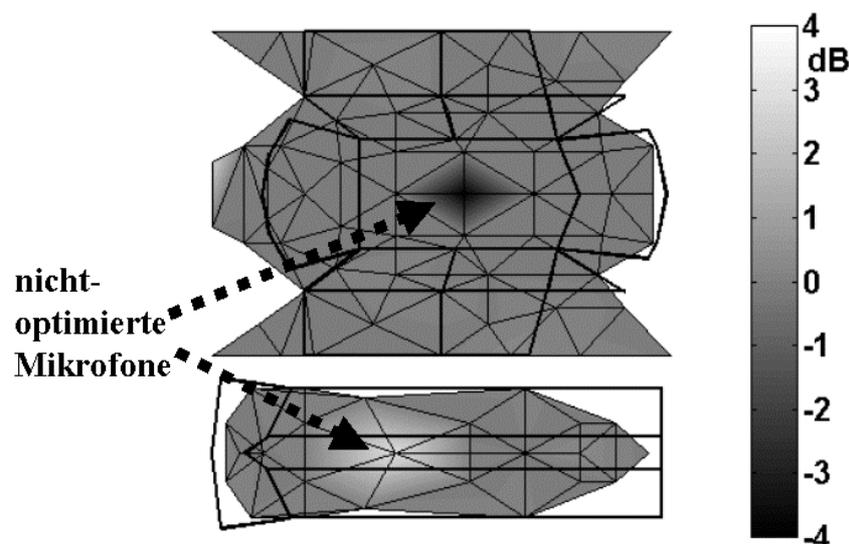


Abbildung 6.4-2 Betrieb – Simulation, wobei die Schallfeldsimulation mit einer reduzierten Anzahl von Mikrofonen (89 statt 91) und der kohärenten Quotientenmethode durchgeführt wurde. Die nicht berücksichtigten Mikrofonpositionen weisen große Fehler auf. (vgl. Text)

Mit der kohärenten Quotientenmethode und 54 Lautsprecherpositionen wurde die Schallfeldsimulation mit einer reduzierten Zahl von Mikrofonen durchgeführt. Wie schon in Kapitel 3.5 gezeigt wurde, sind diese mit einem hohen Fehler belastet. Das Ergebnis ist also, dass das Schallfeld mit kohärenten Methoden nur an den Mikrofonpositionen richtig simuliert wird. An den Orten dazwischen entstehen hohe Fehler. Bei inkohärenten Methoden können sich hingegen die Geräusche der einzelnen Beschallungsquellen nicht auslöschen und somit keine große räumliche Inhomogenität erzeugen.

Neben der Erkenntnis aus Abbildung 6.4-2, dass zwischen den optimierten Mikrofonpositionen das Schallfeld nicht richtig simuliert wird, ist noch ein Aspekt zum Mechanismus des Optimierungsalgorithmus zu erkennen: Abgesehen von den optimierten Mikrofonen ist die Simulation an den lauten Stellen des Fahrzeugs zu leise, während sie an den leisen Stellen tendenziell zu laut ist. Dies ist nicht weiter verwunderlich, wenn man bedenkt, dass die Quellen direkt am Fahrzeug und somit in unmittelbarer Nähe der Mikrofone sind. Die Beschallungspositionen liegen dagegen etwa 0,5 bis 1 Meter weg. Dadurch ist es den Lautsprechern prinzipiell nicht möglich, den großen räumlichen Pegelgradienten, der im Betrieb an den Mikrofonen anliegt, nachzubilden. Werden die Lautsprecher an den lauten Stellen, wie z.B. am Unterboden, so stark angeregt, dass die Betriebspegel dort erreicht werden, so zieht dies unweigerlich eine Pegelüberhöhung an den leisen Stellen z.B. am Dach gegenüber der Betriebsmessung nach sich. Dies erkennt man anhand einer kleinen Abschätzung, wenn man bedenkt, dass bei einer Kugelquelle der Schalldruck p mit $p \sim 1/r$ abfällt [GÜN82], so reduziert sich der Pegel um 6 dB pro Abstandsverdoppelung⁴³. Die reale Quelle am Unterboden ist etwa 10 cm vom Mikrofon und 1,6 m vom Dachbereich entfernt. Der Abstand ist also 16 mal so groß, was eine Pegelreduzierung um 24 dB entspricht. Befindet sich der Lautsprecher im Bodenbereich nur 40 cm vom Mikrofon, also 50 cm vom Fahrzeug entfernt, so reduziert sich der durch ihn hervorgerufene Pegel auf dem Dach nur um 12 dB. Deshalb ist es schwierig, den Geräuschgradienten der Betriebsmessung durch Lautsprecher nachzubilden.

6.4.3 Vergleich der ermittelten Innengeräusche

Wie im Falle der nicht optimierten Mikrofone, wird das Innengeräusch bei der Schallfeldsimulation nicht berücksichtigt. Dies ist ja auch gar nicht möglich, da im Betrieb sowohl Körper- als auch Luftschall gemessen wird. Simuliert wird hingegen nur der Luftschall. Die Betriebsmessung soll also hier nicht reproduziert werden, was die Überprüfung der Richtigkeit der Ergebnisse etwas erschwert. Nachfolgend sind die ermittelten Innengeräusche dargestellt, die mit verschiedenen Berechnungsmethoden ermittelt wurden (Abb. 6.4-3). Abgebildet ist das Betriebsgeräusch und das simulierte Geräusch. Dabei ist zu beachten, dass das simulierte Geräusch leiser sein sollte, denn hier handelt es sich ja nur um den Luftschallanteil.

Auffallend ist, dass die kohärenten Methoden sehr starke Streuungen entlang der Frequenzachse aufweisen. Außerdem ist das simulierte Geräusch lauter als das Betriebsgeräusch, was aus den genannten Gründen unphysikalisch ist⁴⁴. Das zu laute kohärente Innengeräusch ist durch die überhöhten Pegel an den leisen und somit auch schlecht isolierten Stellen des Fahrzeugs zwischen den Mikrofonen zu erklären (Kap. 6.4.2). Dadurch dass das Dach im Betrieb nur mit wenig Geräuschbelastung beaufschlagt wird, ist hier eine gute Isolation nicht notwendig und entsprechend schlecht. Da aber das simulierte Geräusch hier überhöht ist, führt dies zu einer Überhöhung des simulierten Innengeräuschpegels.

Im Gegensatz dazu berechnet man mit den inkohärenten Methoden Luftschallanteile, die kleiner sind als das Betriebsgeräusch. Dies lässt darauf schließen, dass das Ergebnis richtig

⁴³ Diese Näherung gilt genau genommen nur für das Fernfeld. Für $r \rightarrow 0$ würde sonst $p \rightarrow \infty$ gehen.

⁴⁴ Es sei denn, dass sich der Körperschall und der Luftschall auslöschen, so dass die im Betrieb gemessene Summe kleiner ist als das einzelne Teilgeräusch. Dies ist aber nur für einzelne Frequenzen möglich und ist für den ganzen Frequenzbereich äußerst unwahrscheinlich.

sein könnte. Interessant ist auch der geringe Unterschied zwischen den Ergebnissen der einzelnen inkohärenten Methoden. Die inkohärenten Methoden haben ja nicht die Möglichkeit durch Überlagerung räumliche Geräuschspots zu realisieren. Deshalb kann es zwischen den Mikrofonpositionen auch nicht zu übermäßigen Pegelüberhöhungen kommen. Der dadurch auftretende Fehler beim kohärenten Innengeräusch kann also bei den inkohärenten Methoden nicht auftreten.

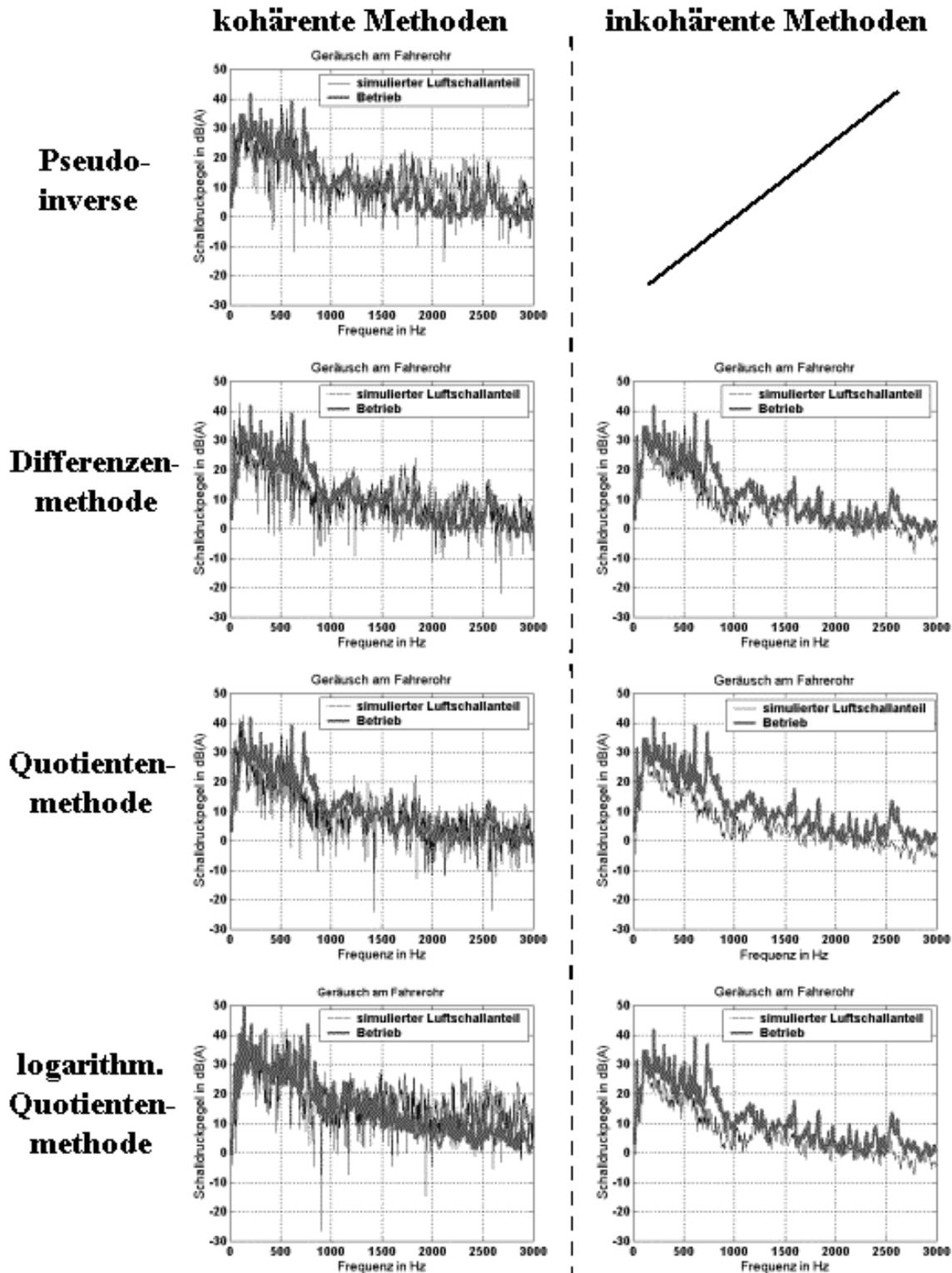


Abbildung 6.4-3 Gemessenes Betriebsgeräusch und simulierter Luftschallanteil im Innenraum berechnet mit verschiedenen Berechnungsverfahren. Die inkohärenten Methoden liefern hier die besten Ergebnisse.

6.4.4 Ergebnis

Mit den in Kapitel 3 erarbeiteten Berechnungsverfahren wurde das Innengeräusch simuliert und folgendes festgestellt: Bei der Simulation des Schallfeldes im Außenbereich erzielt man mit der kohärenten Quotientenmethode erstaunlich gute Ergebnisse. Wie sich jedoch bei genauerem Hinsehen herausstellt, ist das Schallfeld nur an den einzelnen Mikrofonpositionen richtig reproduziert. Zwischen den Positionen können hingegen große Fehler auftreten. Diese Fehler sind dann auch dafür verantwortlich, dass der Luftschallanteil am Innengeräusch falsch berechnet wird.

Mit den hier erarbeiteten Ergebnissen kommt man zum selben Ergebnis wie beim Verfahren für das Fahrzeugaußengeräusch. Die inkohärente Quotientenmethode ist die geeignetste Methode zur Simulation der Schallfelder. Zur Ermittlung der Empfindlichkeitsmatrix ist die inkohärente Differenzenmethode die geeignetste.

6.5 Auffindung geeigneter Beschallungspositionen

Ein Verfahren zur Lokalisierung von Schallquellen wurde in Kapitel 4 entwickelt und an einem Prinzipversuch erfolgreich getestet. Im Außengeräuschverfahren fand dieses Verfahren Anwendung in der Auffindung von Schallquellen am Gesamtfahrzeug. Wie schon angesprochen, ist es hier jedoch schwierig, die Beschallungsquellen so genau bei den realen Quellen zu platzieren, dass das Schallfeld exakt nachgebildet werden könnte. Deshalb versucht man die Beschallungspositionen statistisch um das Fahrzeug herum zu verteilen. Im vorliegenden Fall wurde von 54 Positionen aus das Fahrzeug beschallt. Nun hat man wieder das Verfahren zur Schallquellenlokalisierung angewendet, um die geeignetsten Positionen auszuwählen. Das Ergebnis bestätigt nur die Vermutung, dass die Positionen in der Nähe des Motors und unter dem Fahrzeug an der Abgasanlage am Wichtigsten sind. Die Positionen am Dach, an den Scheiben und an den Seiten spielen dagegen nur eine untergeordnete Rolle.

Möchte man den Messaufwand klein halten und mit wenigen Lautsprecherpositionen beschallen, so liefert dieses Ergebnis die Positionen, die dafür notwendig wären. Das Ziel des Verfahrens ist es jedoch nicht alleine, das an der Karosserie anliegende Luftschallfeld zu reproduzieren. Damit kann man zwar das gesamte Luftschallinnengeräusch simulieren, jedoch können die lokalen Dämmungseigenschaften nicht richtig ermittelt werden. Dazu müssten nacheinander Geräuschspots auf jedem Flächenstück der Fahrzeugoberfläche erzeugt werden. Wenn man sich vorstellt, dass die Dämmung am Dach ermittelt werden soll und dazu mit den Lautsprechern am Motor und am Unterboden einen Spot auf dem Dach erzeugt werden muss, dann ist dies praktisch nicht möglich. Vor allem mit einer inkohärenten Berechnungsmethode müssen zur Erzeugung der Spots auf jeden Fall überall um das Fahrzeug herum Lautsprecherpositionen vorgesehen werden. Die Methode der Lokalisierung von Schallquellen hilft hier also nicht weiter.

Diese Überlegung und die im nächsten Unterkapitel dargelegte Schwierigkeit der Reproduzierbarkeit von Untersuchungen führen dazu, in der Nähe jedes Mikrofons eine Lautsprecherposition vorzusehen. In den nächsten Kapiteln werden weitere Vorteile einer solchen Vorgehensweise dargelegt.

6.6 Methode vieler Beschallungspositionen

Ein weiterer, für die Anwendung äußerst wichtiger Aspekt, ist die Reproduzierbarkeit zweier Untersuchungen. In der Praxis ist es z.B. so, dass zwei Fahrzeuge untersucht und verglichen werden sollen. Man könnte sich vorstellen, dass an einem Auto eine Maßnahme durchgeführt wird, z.B. der Einsatz dickerer Scheiben. Die Untersuchung müsste vor und nach der Maßnahme durchgeführt werden, um zu kontrollieren, ob der erwünschte Effekt tatsächlich

eingetreten ist. Solch ein Variantenvergleich wurde auch in der vorliegenden Arbeit durchgeführt und ist im Kapitel 6.8 dokumentiert. Zum Gelingen eines Variantenvergleichs ist jedoch die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse eine wesentliche Voraussetzung. An allen nicht veränderten Stellen der Karosserie sollten die gleichen Ergebnisse bei einem Wiederholungsversuch ermittelt werden. Im Folgenden wird dies untersucht, analysiert und Lösungen gefunden.

6.6.1 Reproduzierbarkeit

Zunächst wurden an einem Fahrzeug zwei Analysen durchgeführt. Um die Reproduzierbarkeit bezüglich der Beschallungspositionen zu ermitteln, wurde das Fahrzeug mit den Mikrofonen um die Fahrgastzelle herum im Prüfstand aufgebaut und während der gesamten Messung nicht verändert. Die Mikrofonpositionen sind bezüglich des Fahrzeugs sehr gut definiert, so dass man nach einem Ab- und Wiederaufbau kaum Veränderungen erwartet. Die Beschallungspositionen sind in der Luft schwebend und werden jedes Mal nur bis etwas auf einen halben Meter genau wiedergefunden. Zur Überprüfung dieses Einflusses wurde von jeder Beschallungsposition aus zweimal beschallt, wobei die Position nach jeder Beschallung wieder neu eingestellt wurde. Das Ergebnis ist in Abbildung 6.6-1 dargestellt. Man erkennt, dass die Reproduzierbarkeit zweier Analysen im Bereich von ± 4 dB liegt.

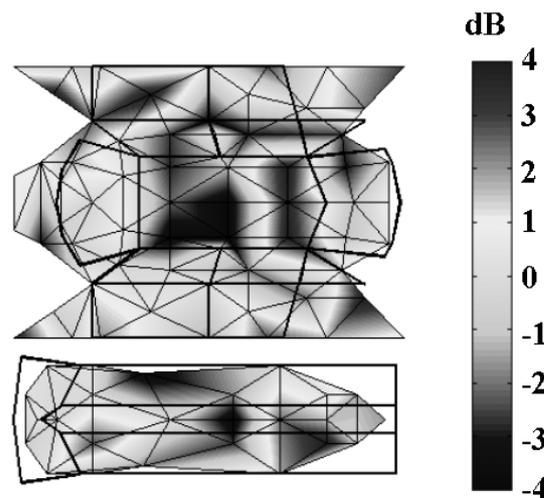


Abbildung 6.6-1 Dargestellt ist die Differenz der Empfindlichkeiten bezüglich des Fahrersitzes. Die Empfindlichkeit ist ein Maß für die lokale Dämmungseigenschaft jedes Flächenelements der Fahrgastzelle. Die Darstellung zeigt die Differenz der Ergebnisse zweier Untersuchungen in dB. Da das Vorzeichen der Abweichung hier einerlei ist, verdunkelt sich die Grauskalierung zu beiden Seiten hin.

Für dieses unbefriedigende Ergebnis gibt es folgende Erklärung: Zur Ermittlung der lokalen Dämmungseigenschaften werden Geräuschspots auf der Fahrzeugoberfläche simuliert. Mit der inkohärenten Methode ist die Realisierung dieser Spots nur sehr bedingt möglich. Am günstigsten ist es, wenn nur ein Lautsprecher in Betrieb ist und alle anderen Lautsprecher vom Optimierungsalgorithmus ruhig gestellt werden. Dies wird auch so berechnet, wie in Abbildung 6.6-2 zu sehen ist. Nun gibt es jedoch einige Mikrofonpositionen, die nicht unmittelbar eine entsprechende Lautsprecherbeschallungsposition in ihrer Nähe haben, so dass ein zu berechnender Spot nicht an der Stelle des Mikrofons, sondern an einer benachbarten Stelle

erzeugt wird. Dies führt dann zwar zu einem falschen Ergebnis, sollte aber in der Reproduzierbarkeit kein Problem darstellen, denn der Fehler wird bei beiden Untersuchungen gemacht. Tatsache ist aber, dass das System so labil ist, dass nicht immer die gleiche Lautsprecherposition ausgewählt wird um den Spot zu erzeugen. Wenn die Lautsprecher nur einige Zentimeter verschoben werden, was bei einer Wiederholungsmessung durchaus der Fall sein kann, dann wird zur Spoterzeugung ein anderer Lautsprecher ausgewählt. Abbildung 6.6-2 zeigt diesen Fall: Ein Spot soll an der Mikrofonposition auf der Dachmitte erzeugt werden. Es gibt jedoch keine Lautsprecherposition direkt über dem Dach, nur etwas davor, dahinter und seitlich davon. Die Lautsprecheranregungen zeigen, dass, wie zu erwarten war, nur eine Lautsprecherposition vom Berechnungsalgorithmus ausgewählt wurde. Bei der Wiederholungsmessung handelt es sich jedoch um eine andere Position.

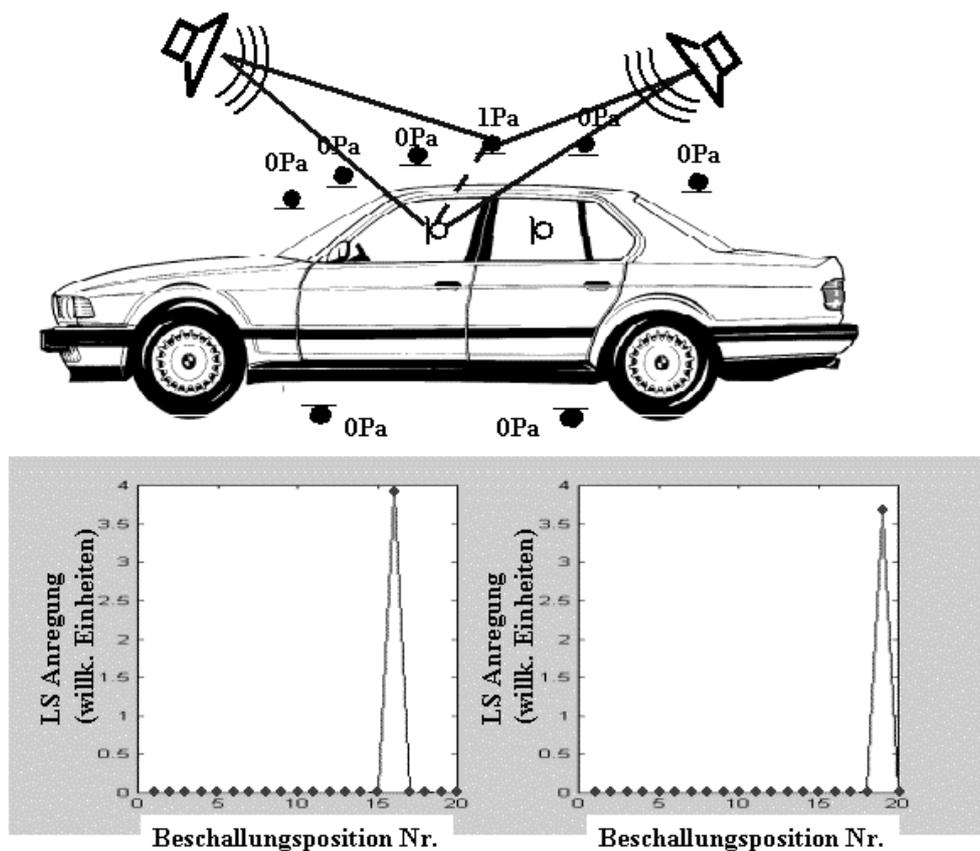


Abbildung 6.6-2 oben: In der Mitte des Dachs soll ein Geräuschspot, also ein 0-1-0 Pa Feld erzeugt werden. Dazu wird einmal die linke und einmal die rechte Lautsprecherposition ausgewählt.

Unten: Berechnete Lautsprecheranregungen für zwei verschiedene Analysen. Beim ersten Versuch wird nur der linke Lautsprecher ausgewählt, bei der Wiederholungsmessung wird hingegen die rechte Position angeregt. (vgl. Text)

Da mit keiner Beschallungsposition ein Spot auf der Mitte des Dachs erzeugt werden kann, erhält man in beiden Fällen ein falsches Ergebnis. Ist der rechte Lautsprecher aktiv, so wird eher die Verbindung zwischen Windschutzscheibe und Dach analysiert, im Wiederholungsfall ermittelt der rechte Lautsprecher die Dämmeigenschaften der Heckpartie des Daches. Da diese beiden Ergebnisse nicht nur falsch, sondern auch noch sehr unterschiedlich sind, ist dies der Grund für die schlechte Reproduzierbarkeit.

6.6.2 Abänderung des Verfahrens

Es gibt zwei Möglichkeiten der Erzeugung eines Geräuschspots. Im ersten Fall benutzt man wenige Lautsprecher und erlaubt eine kohärente Überlagerung. Hierbei kommt es aber nur scheinbar zu Geräuschspots, da sich zwischen den Mikrofonpositionen falsche Pegel einstellen (vgl. Kap. 6.4.2). Um diesem Umstand abzuwehren, muss eine inkohärente Berechnungsmethode verwendet werden. Hierbei kann man Geräuschspots aber nur mit Hilfe eines geeigneten Abstrahlverhaltens realisieren. Möchte man es an einer Stelle laut und an der anderen leise haben, so muss mit einem Lautsprecher so nah wie möglich an dieser Stelle beschallt werden. Alle anderen Lautsprecher müssen dabei in Ruhe sein. Um dies zu erreichen benötigt man also gleich viel Beschallungspositionen wie Mikrofone, was den Messaufwand etwas erhöht. Die in Kapitel 6.6.1 aufgezeigte Ursache für die mangelhafte Reproduzierbarkeit der Ergebnisse sollte somit behoben sein, denn jetzt ist für jeden Geräuschspot eine Lautsprecherposition prädestiniert. Eine weitere Verbesserung der Reproduzierbarkeit leitet sich zudem aus der veränderten Durchführung ab: Die Beschallungspositionen sind nun exakt definiert. Genau 40 cm über jedem Mikrofon wird beschallt. Da zuvor irgendwo im Raum die Beschallungsposition festgelegt wurde, konnte diese nicht so gut wiedergefunden werden. Dadurch erzielt man eine zusätzliche Verbesserung der Reproduzierbarkeit. In der Abbildung 6.6-3 ist die Reproduzierbarkeit der lokalen Empfindlichkeit mit dieser Verbesserung dargestellt. Zum Vergleich wurde Abbildung 6.6-1 auch noch einmal abgebildet.

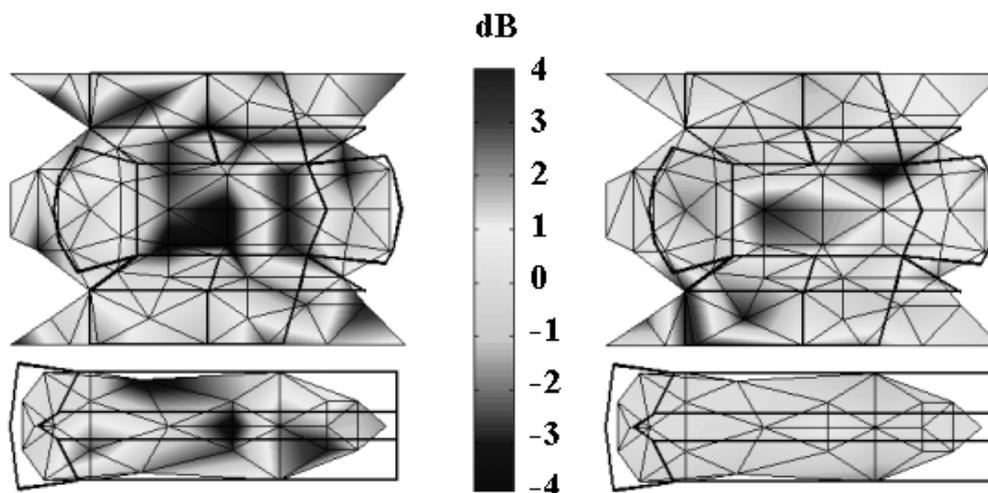
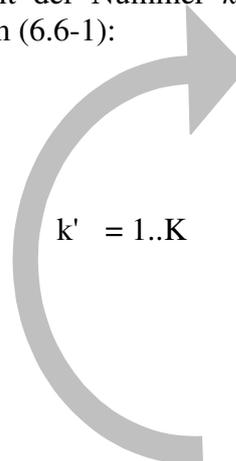


Abbildung 6.6-3 Reproduzierbarkeit der lokalen Empfindlichkeit bezogen auf den Fahrersitz. Links ist das Ergebnis aus Abb. 6.6-1 mit 20 Lautsprechern, rechts das Ergebnis mit 91 Lautsprechern dargestellt. Hier ist bei jeder Mikrofonposition eine Beschallungsposition vorgesehen. Die Veränderungen bei einer Wiederholungsmessung nehmen dadurch erheblich ab.

Am Ergebnis kann man erkennen, dass die Beschallung an jeder Mikrofonposition einen erheblichen Fortschritt bezüglich der Reproduzierbarkeit herbeiführt. Leider entstehen durch die Messung mit nunmehr 91 Beschallungspositionen auch Nachteile: Eine Beschallungsmessung dauert zwar nur etwa 10 Sekunden, aber mit Auf- und Abbau muss pro Position mit zwei bis fünf Minuten gerechnet werden. So vergeht mindestens ein Arbeitstag mit der Aufnahme von Beschallungsmessungen. Danach muss die große Datenflut konvertiert und in einer Matrix zusammengefasst werden. Schließlich benötigt man für die Berechnung erheblich länger, denn die erhöhte Zahl der Unbekannten im Gleichungssystem zieht eine Berechnungsdauer von heutzutage etwa 36 Stunden nach sich.

Eine weitere Idee reduziert den Berechnungsaufwand ungemein und schafft zusätzlich eine kleine Verbesserung der Reproduzierbarkeit: Da nun jedes Mikrofon sozusagen seinen eigenen Lautsprecher hat, muss zur Berechnung des Geräuschspots eigentlich nicht das komplette Gleichungssystem gelöst werden. Wir wissen ja, dass alle Lautsprecher vom Berechnungsalgorithmus abgeschaltet werden und nur ein Lautsprecher den Geräuschspot realisieren soll. Deshalb wird nur eine Unbekannte in das Gleichungssystem gesteckt. Dies reduziert die Berechnungsdauer von insgesamt 36 auf zwei Stunden. Ausgehend von der inkohärenten Aufstellung des Gleichungssystems (3.3-6) wird zur Geräuschspotberechnung der 0-1-0 Vektor (6.2-10) vorgegeben. Sei die zu berechnende Empfindlichkeit an der Stelle des Mikrofons mit der Nummer k' , so reduziert sich das Gleichungssystem (3.3-6) auf die folgende Form (6.6-1):



$$\begin{array}{l}
 0 = |T_{1,k'}^{ausssen}(f) \cdot a_{k'}(f)| \\
 \vdots \\
 0 = |T_{k'-1,k'}^{ausssen}(f) \cdot a_{k'}(f)| \\
 1 = |T_{k',k'}^{ausssen}(f) \cdot a_{k'}(f)| \\
 0 = |T_{k'+1,k'}^{ausssen}(f) \cdot a_{k'}(f)| \\
 \vdots \\
 1 = |T_{K,k'}^{ausssen}(f) \cdot a_{k'}(f)|
 \end{array} \quad (6.6-1)$$

und muss mit der Differenzenmethode unter Minimierung der quadratischen Fehlersumme gelöst werden.

In der Praxis wird im Abstand von 40 cm von den Mikrofonen beschallt. Einerseits möchte man so nah wie möglich an die Mikrofone heran, um einen großen Pegelgradienten zu erzeugen, andererseits sollte man nicht zu nah am Lautsprecher messen, denn im Nahfeld messen, denn man möchte ja davon ausgehen können, dass die gemessenen Werte auch die tatsächliche Abstrahlung widerspiegeln. Es ist nicht gewährleistet, dass man von den im Nahfeld gemessenen Größen auf die tatsächliche Abstrahlung schließen kann.

Ein weiteres Problem ist die Beschallung im Motorraum. Hier kann man, ohne den Motor auszubauen, nicht im gewünschten Abstand beschallen, da der Lautsprecher eine gewisse Größe hat und die Motorräume meist voll verbaut sind. Oft hat man sogar Probleme die Mikrofone dort unterzubringen. Um jedoch eine Beschallung derart durchzuführen, dass die Motormikrofone lauter sind als die restlichen Mikrofone – was ja eine abgeschwächte Definition eines Geräuschspots ist – wurde für die Beschallung ein zusätzlicher Schallschutz angefertigt (Abb. 6.6-4). Die Motorhaube wird bei der Motorraumbeschallung geöffnet und seitlich mit diesem Schutz abgedichtet. Die Beschallung des Motorraums bewirkt auf diese Art eine dem Motorgeräusch ähnliche räumliche Pegelverteilung.

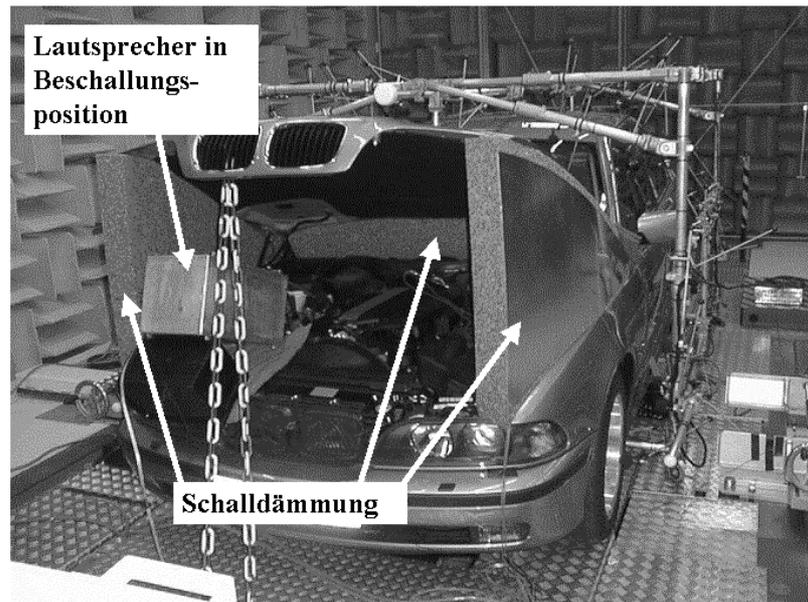


Abbildung 6.6-4 Motorraumbeschallung: Die Motorhaube ist geöffnet und an den Seiten sind schalldämmende Teile angebracht. Das Geräusch ähnelt so einer Beschallung im Motorraum mit geschlossener Motorhaube, was aber aufgrund von Platzproblemen meist nicht realisierbar ist.

6.7 Normierungsmethode

Im vorherigen Unterkapitel wurde das Verfahren in der Form abgeändert, dass nun mit dem Lautsprecher sehr nahe an der Fahrzeugoberfläche beschallt wird. Dabei konnte man das Problem der Reproduzierbarkeit deutlich verbessern. Den höheren Messaufwand hebt man mit einer Vereinfachung des Berechnungsalgorithmus wieder auf, so dass die Gesamtzeit der Verfahrensdurchführung in etwa gleich bleibt. Die Position der Beschallungslautsprecher ist nun fest an die Mikrofonpositionen gekoppelt. Dadurch findet der Experimentator die Position auch leicht wieder. Bei einer Wiederholungsmessung gibt es dann nur noch Abweichungen im Zentimeterbereich. Der daraus resultierende restliche Fehler in der Reproduzierbarkeit wird im Folgenden weiter verringert.

Ein weiterer großer Fehler entsteht bei der Ermittlung des Absolutwertes der lokalen Empfindlichkeit. Dies wird anhand eines Vergleichs mit einem Fenstermethodenversuch im Hallraum dargelegt. Mit einer Normierungsmessung werden beide Probleme beseitigt: einerseits wird die Reproduzierbarkeit weiter verbessert, andererseits wird der richtige Wert berechnet.

6.7.1 Problem der stehenden Wellen

Die Lautsprecherbeschallung findet in unmittelbarer Nähe der Fahrzeugoberfläche statt. Die Schallwelle breitet sich nicht nur in Richtung der Fahrgastzelle aus, ein Teil wird auch wieder von der Oberfläche reflektiert und propagiert in die entgegengesetzte Richtung. Die vom Lautsprecher emittierte Welle überlagert sich dabei mit der reflektierten Welle, wobei eine stehende Welle mit Bauch- und Knotenstellen entsteht. Diese Bauch- und Knotenstellen sind räumlich fest, weshalb man von einer stehenden Welle spricht [GER93]. Befindet sich nun ein Mikrofon in der stehenden Welle, so ist der Messwert an dieser Stelle sehr empfindlich von der Position des Lautsprechers abhängig. Während bei einer Messung das Mikrofon z.B. in einem Knoten steht und fast keinen Schalldruckpegel misst, kann bei einer Wiederholungs-

messung die Beschallungsquelle oder das Mikrofon wenige Zentimeter verschoben sein, was dazu führen kann, dass sich das Mikrofon nun im Bauch der stehenden Welle befindet. Die Verhältnisse sind in Abbildung 6.7-1 skizziert:

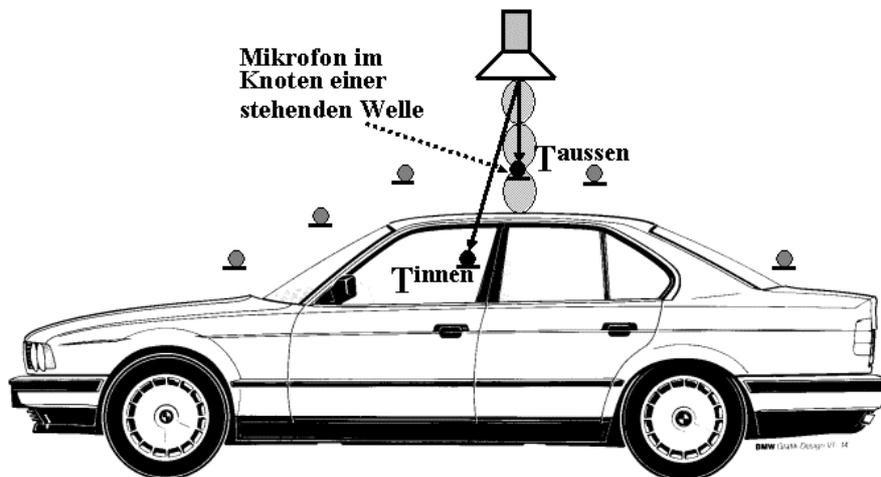


Abbildung 6.7-1 Entstehung einer stehenden Welle bei der Beschallung am Fahrzeug. (vgl. Text)

Im Innenraum wird man hingegen kaum einen Unterschied messen, da sich hier keine stehenden Wellen zwischen Lautsprecher und Mikrofon bilden können. Dieses Problem nimmt vor allem für Frequenzen oberhalb von 800 Hz Einfluss auf die Messergebnisse: Der maximale Unterschied zwischen zwei Messungen ist dann gegeben, wenn zuerst im Bauch und danach im Knoten gemessen wird. Dabei ändert sich die Position der stehenden Welle relativ zum Mikrofon um $\lambda/4$. Wenn man von einer Positionsreproduzierbarkeit des Mikrofons und des Lautsprechers von etwa 10 cm ausgeht, dann tritt das Problem für Wellenlängen unter 40 cm auf. Dies entspricht dem angegebenen Frequenzbereich.

Selbst wenn man die Position exakt reproduzieren könnte, ist das Messergebnis sowieso nicht zu gebrauchen. Im Betrieb wird sich hier keine stehende Welle bilden und das Geräusch an diesem Mikrofon wird bei gleichem Innengeräusch ein ganz anderes sein. Um diesem Zustand Abhilfe zu verschaffen, wird eine zusätzliche Messung eingeführt, wie im Folgenden beschrieben wird.

6.7.2 Einführung einer Normierungsmessung

Die Beschallungspositionen liegen in der Nähe der Mikrofone. An jedem Mikrofon möchte man einen Wert messen, der das Beschallungsfeld bzw. das Betriebsfeld an dieser Stelle repräsentiert und der in einem physikalisch verwertbaren Zusammenhang mit anderen Mikrofonpositionen steht. Das unmittelbar beschallte Mikrofon sollte also den größten Messwert liefern. Je weiter entfernt sich die Mikrofone von der Beschallungsposition befinden, desto kleiner sollte der gemessene Schalldruckpegel sein. Aufgrund des Zustandekommens der stehenden Welle ist dies häufig nicht der Fall. Während an allen Mikrofonen ein sinnvoller Wert gemessen wird, liefert das unmittelbar beschallte Mikrofon einen unbrauchbaren Pegel. Deshalb geht man im Folgenden etwas anders vor: Gedanklich beschallt man mit einer Normschallquelle, die immer die gleiche Schallleistung abstrahlt. Das mit stehenden Wellen behaftete Mikrofon wird hingegen nicht mehr gemessen. Zur Berechnung des Verfahrens ist jedoch gerade dieser Wert essenziell wichtig. Deshalb wird der Wert in einer gesonderten Normierungsmessung ermittelt. Dabei wird das Mikrofon im üblichen Beschallungsabstand

von 40 cm vor dem Lautsprecher platziert. Im Gegensatz zur Beschallung am Fahrzeug wird eine Freifeldbedingung gewählt. Hier treten keine stehenden Wellen auf (Abb. 6.7-2).

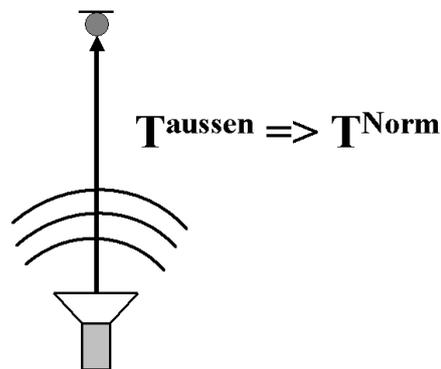


Abbildung 6.7-2 Normierungsmessung: Bestimmung der Transferfunktion zu einem 40 cm entfernten Mikrofon unter Freifeldbedingungen.

Mit genau derselben Lautsprecheranregung wie bei der Normierungsmessung wird dann wie üblich das Fahrzeug an allen Positionen beschallt. Im Nachhinein ersetzt man bei jeder Beschallungsmessung die gemessene Transferfunktion zum beschallten Mikrofon durch die Normierungsmessung. Im Gleichungssystem (6.6-1) wird also der entsprechende Wert durch die Normierungsmessung T^{Norm} ersetzt: (6.7-1)

$$\begin{array}{l}
 \curvearrowright k' = 1..K \\
 \left| \begin{array}{l}
 0 = |T_{1,k'}^{ausssen}(f) \cdot a_{k'}(f)| \\
 \vdots \\
 0 = |T_{k'-1,k'}^{ausssen}(f) \cdot a_{k'}(f)| \\
 1 = |T^{Norm}(f) \cdot a_{k'}(f)| \\
 0 = |T_{k'+1,k'}^{ausssen}(f) \cdot a_{k'}(f)| \\
 \vdots \\
 1 = |T_{K,k'}^{ausssen}(f) \cdot a_{k'}(f)|
 \end{array} \right. \quad (6.7-1)
 \end{array}$$

6.7.3 Rechnerische Schalldrucknormierung

Bei der virtuellen Realisierung des Geräuschspots wird, wie in Kapitel 6.2.4 beschrieben, ein 0-1-0 Schallfeld als Betriebsschallfeld vorgegeben. Die anschließende Berechnung ermittelt Lautsprecheranregungen, mit denen man solch einen Geräuschspot realisieren könnte. Da wir aus diversen, in Kapitel 6.4 diskutierten Gründen, mit einer inkohärenten Berechnungsmethode optimieren, wird lediglich ein Lautsprecher mit einer Anregung beaufschlagt, während alle anderen Lautsprecher in Ruhe bleiben (Kap. 6.6). Das Gleichungssystem (6.6-1) wurde durch (6.7-1) ersetzt und soll nun unter Minimierung des quadratischen Fehlers gelöst werden. Da an etwa 90 Mikrofonen der Schalldruck 0 Pa und an nur einem Mikrofon der Schalldruck 1 Pa erzielt werden soll, wird als Optimierungsergebnis der Kompromiss eines 0,01-0,3-0,01 Feldes eingegangen (Abb. 6.7-3)

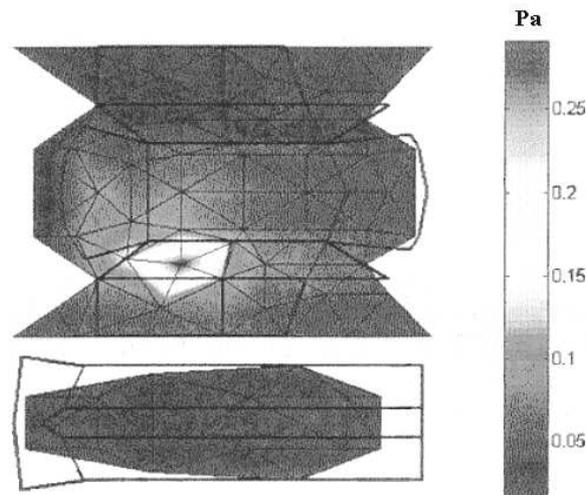


Abbildung 6.7-3 Simulierte Schalldruckverteilung bei der Berechnung eines Geräusch-spots auf der Fahrerseitenscheibe. Der maximale Schalldruck beträgt dort etwa 0,3 Pa an allen anderen Mikrofonen liegt er zwischen 0 und 0,1 Pa.

Wie in Kapitel 6.2.4 ausführlich erläutert, ergibt das so simulierte Ergebnis im Innenraum die Einträge der Empfindlichkeitsmatrix. Hier stehen also die resultierenden Schalldrücke beim Fahrer, Beifahrer und auf den hinteren Fahrgastplätzen, wenn man die Flächenelemente der Fahrgastzelle mit einem 0-1-0 Feld, also dem Schalldruck 1 Pa am entsprechenden Flächenelement beaufschlagt. Die Empfindlichkeit, salopp gesagt die lokale Dämmung, berechnet sich aus der Pegeldifferenz des entsprechenden Außenmikrofons und dem Innenmikrofon. Dabei wird für $p^{ausßen}$ eine 1 vorgegeben:

$$Dämmung = 20 \cdot \log_{10} \left(\frac{|p^{ausßen}|}{|p^{innen}|} \right) \xrightarrow{p^{ausßen}=1} 20 \cdot \log_{10} \left(\frac{1}{|p^{innen}|} \right) \quad (6.7-2)$$

Tatsächlich wird hingegen ein 0,01-0,3-0,01 Feld simuliert. Das anliegende Geräusch ist also wesentlich leiser und zieht so ein leiseres Innenraumgeräusch nach sich, was fälschlicherweise als zu hohe Dämmung angesehen wird:

$$Dämmung = 20 \cdot \log_{10} \left(\frac{1}{0,3 \cdot |p^{innen}|} \right) = \underbrace{20 \cdot \log_{10} \left(\frac{1}{|p^{innen}|} \right)}_{\text{tatsächlicher Wert}} + \underbrace{20 \cdot \log_{10} \left(\frac{1}{0,3} \right)}_{\text{Fehler}=10\text{dB}} \quad (6.7-3)$$

Geht man von diesen 0,3 Pa anstelle von 1 Pa aus, so kommt man auf einen Fehler von etwa 10 dB (6.7-3). Dieser Fehler wird im folgenden Unterkapitel beim Vergleich mit Messungen im Hallraum bestätigt.

Das Verfahren muss also weiter umgebaut werden, um auch diesem Problem Herr zu werden. Anstelle der Optimierung des gesamten Gleichungssystems (6.7-1) tritt nun eine Reduzierung auf eine Gleichung ein. Aufgrund der inkohärenten Berechnung wird ja sowieso nur noch mit einem Lautsprecher ein Geräuschspot erzeugt. Der Pegelgradient ist also schon aufgrund der gemessenen Transferfunktionen vorgegeben. Da die Priorität aber auf der Schaffung des Geräuschspots mit dem Schalldruck 1 Pa am entsprechenden Mikrofon liegt, soll nun nicht

mehr ein Kompromiss zwischen allen Mikrofonen gefunden werden. Vielmehr soll auf jeden Fall der Schalldruck 1 Pa am Beschallungsmikrofon eingestellt werden. Die Gleichung (6.7-1) reduziert sich also auf die Gleichung (6.7-4)

$$1 = |T^{Norm}(f)| \cdot |a_{k'}(f)| \quad (6.7-4)$$

$$\Rightarrow |a_{k'}(f)| = |T^{Norm}(f)|^{-1} \text{ für } k' = 1..K \quad (6.7-5)$$

Man hebt also nur den Gesamtpegel des Geräuschspots an, während der Geräuschgradient, also die Form des Spots, dabei nicht verändert wird. Dies entspricht nun einer Beschallungsmessung mit einer Normschallquelle, die im Abstand von 40 cm einen Schalldruck von einem Pascal unter Freifeldbedingungen erzeugt. In Abbildung 6.7-4 ist die Wirkungsweise noch einmal aufskizziert.

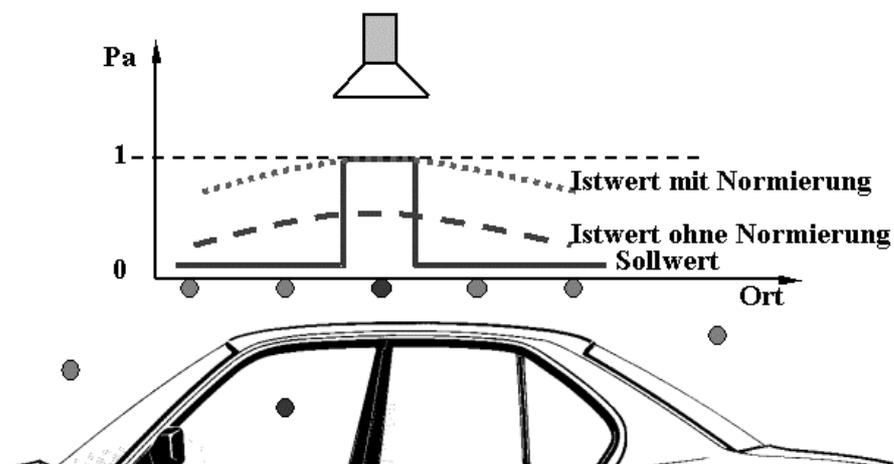


Abbildung 6.7-4 Der Sollwert des 0-1-0 Schallfeldes wird mit dem Normierungsverfahren im Maximum angepasst.

6.7.4 Ergebnisse

Das einzige Konkurrenzverfahren zu diesem Verfahren ist die Fenstermethode. Hierbei misst man im Hallraum die lokalen Dämmungseigenschaften der Fahrgastzelle, indem alle anderen Stellen mit einer schweren Schallschutzschicht überzogen werden (siehe Kap. 6.1.2). Zur Überprüfung dieses Verfahrens wurde eine solche Fenstermethode im Hallraum durchgeführt (Abb. 6.1-2). Nachfolgend sind die Ergebnisse der hinteren Scheibe und des Daches dargestellt. Hier findet man die Bestätigung der Richtigkeit obiger Überlegungen zum Normierungsverfahren. Der Fehler beläuft sich ohne die Normierung auf etwa 10 dB, wie in der Abschätzung (6.7-3) richtig herausgestellt wurde.

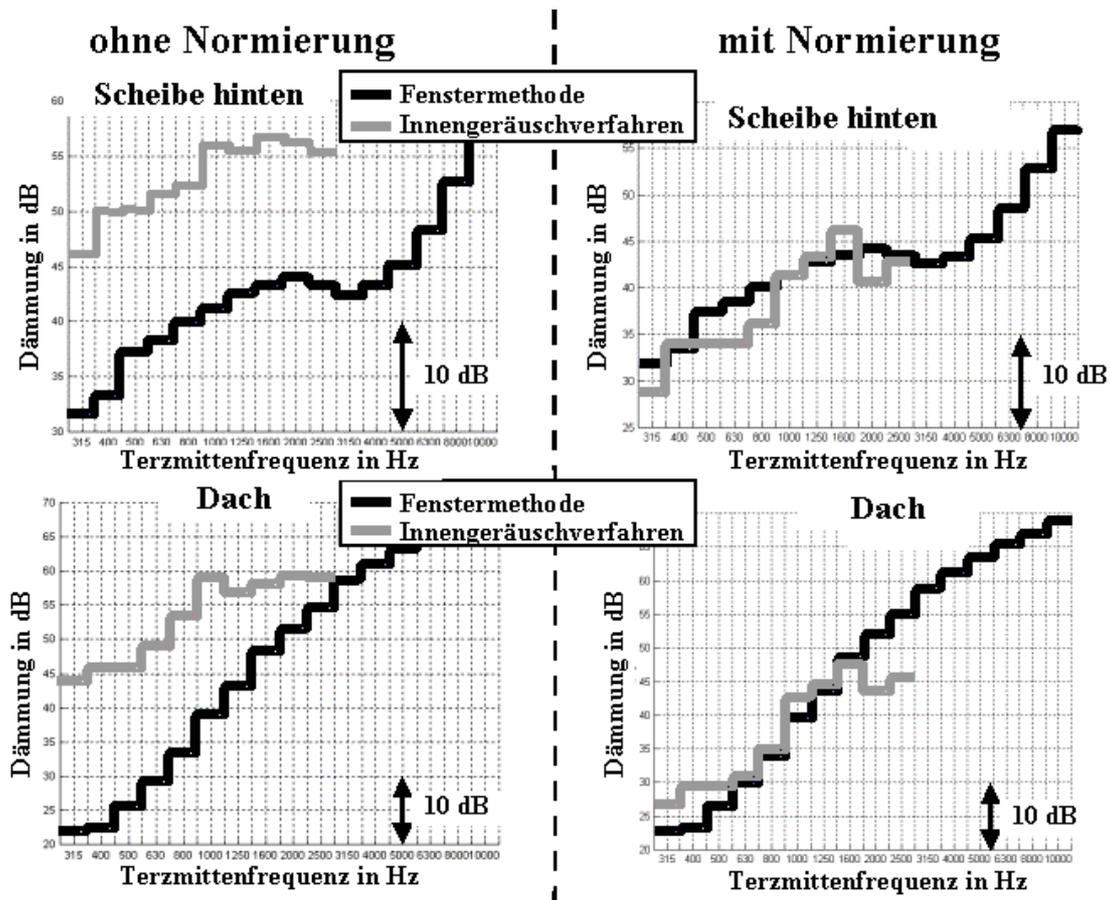


Abbildung 6.7-5 Dämmung in dB mit dem Innengeräuschverfahren und der Fenstermethode ermittelt. Die Dämmung ist dabei als Pegelreduzierung von Außenmikrofon zu Innenmikrofon zu verstehen, wobei über alle Mikrofone im Innenraum gemittelt und alle Mikrofone auf dem Dach bzw. an der Scheibe summiert wurde.

Oben sind die Ergebnisse der hinteren Seitenscheibe, unten die Ergebnisse am Dach abgebildet. Im Vergleich zur linken Seite, zeigt die rechte Seite die Verbesserung durch die Normierungsmethode.

Um zum Ausgangspunkt zurückzukehren, betrachten wir noch einmal die Verbesserungen bezüglich der Reproduzierbarkeit. In Abbildung 6.6-3 ist bereits ein erstes Ergebnis präsentiert worden, durch die Normierungsmessung ergeben sich aber weitere Verbesserungen. Hier wird ja die Messung am unmittelbar beschallten Mikrofon ersetzt, so dass die Position bezüglich dieses Mikrofons nun eine untergeordnete Rolle spielt. Dies spiegelt sich auch in der Reproduzierbarkeit der Ergebnisse wider. Nachfolgend sind die Ergebnisse der Reproduzierbarkeit mit der Normierungsmethode im Vergleich zur Ausgangssituation mit 20 und mit 91 Lautsprechern aufgezeigt. Außerdem wurden zwei verschiedene Frequenzintervalle betrachtet, da wir ja gesagt haben, dass sich der Einfluss von stehenden Wellen vor allem im hochfrequenten Bereich bemerkbar machen sollte.

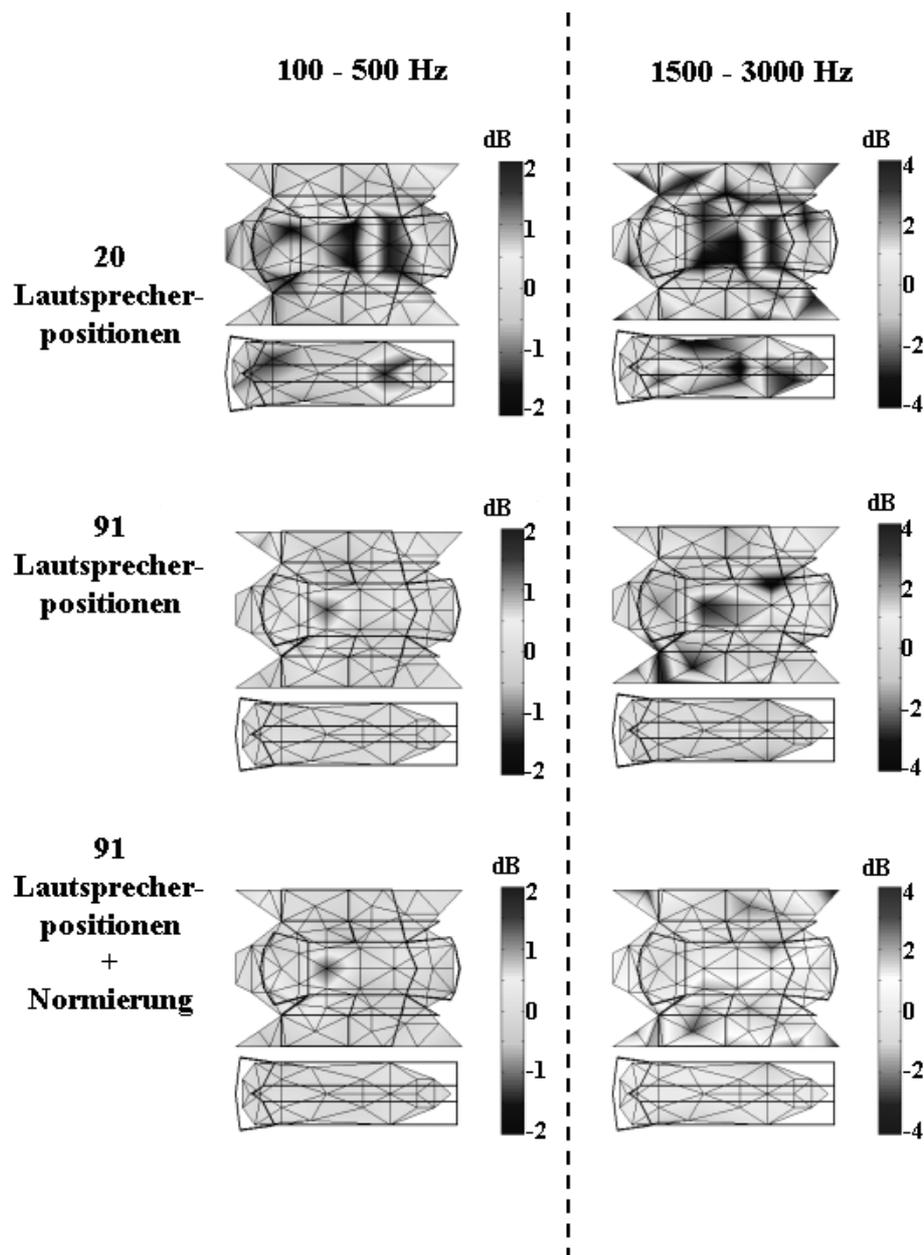


Abbildung 6.7-6 Differenz zwischen Erst- und Zweitversuch der Ermittlung von Empfindlichkeiten bezüglich des Fahrersitzes. (Vgl. Abb. 6.6-1)

Das Ergebnis bestätigt die Richtigkeit aller in diesem Kapitel gemachten Überlegungen. Im niederfrequenten Bereich ist die Reproduzierbarkeit grundsätzlich besser (Skalierung beachten). Im hochfrequenten Bereich kommt es zu stehenden Wellen, worunter die Reproduzierbarkeit leidet. Erst mit den 91 Lautsprecherpositionen und der Normierungsmessung mit anschließender Normierungsberechnung wird auch hier ein gutes Ergebnis erzielt. Die Reproduzierbarkeit liegt nun im Bereich von ± 2 dB. Alle Veränderungen mit größerer Auswirkung auf die lokale Dämmungseigenschaft könnten mit diesem Verfahren nun prinzipiell detektiert werden. Im folgenden Kapitel werden solche Veränderungen durchgenommen und abschließend das Leistungsvermögen des Verfahrens analysiert.

6.8 Leistungsbeurteilung und Fehlerdiskussion

Nachdem das Verfahren mittels mehrerer Änderungen zu einem finalen Stand hin optimiert wurde, soll nun die Leistungsfähigkeit überprüft werden. Die Reproduzierbarkeit zwischen Erst- und Zweitanalyse wurde bereits im vorherigen Kapitel untersucht und die Ergebnisse dargelegt. Hier wird anhand von drei weiteren Kriterien die Leistungsfähigkeit des Verfahrens beurteilt.

6.8.1 Innengeräusch und Hallraumtestgeräusch

Die im Kapitel 6.1.2 beschriebene Methode zur Messung der Gesamtfahrzeugdämmung (Abb. 6.1-1) kann hier ausgenutzt werden, um die Berechnung des Innengeräusches zu verifizieren. Bei der Beschallung des unveränderten, ruhenden Fahrzeugs im Hallraum entsteht ein Innengeräusch, das an den Standardmikrofonpositionen aufgenommen wird. Der Hallraum ist prinzipiell so konzipiert, dass überall an der Karosserie der gleiche Pegel anliegt. Daher ist eine Messung des Geräusches im Außenbereich des Fahrzeugs nur an wenigen Punkten notwendig. Auf das Gestell mit 91 Mikrofonen kann hier verzichtet werden.

Die Hallraummessung wird nun wie folgt in Beziehung zum Innengeräuschverfahren gesetzt: Das räumlich homogene Testgeräusch bei der Beschallung im Hallraum wird als Betriebsgeräusch dem Verfahren vorgegeben. Dabei erhalten alle Außenmikrofone genau den gleichen Hallraumpegel. Man spielt also ein Betriebsgeräusch vor, das dem Hallraumgeräusch entspricht, wobei kein Körperschall am Fahrzeug auftreten kann. Da es sich bei dem Beschallungsgeräusch also um reinen Luftschall handelt, sind die Messergebnisse im Innenraum in einfacher Weise mit den Berechnungsergebnissen vergleichbar. Das Ergebnis ist in Abbildung 6.8-1 dargestellt.

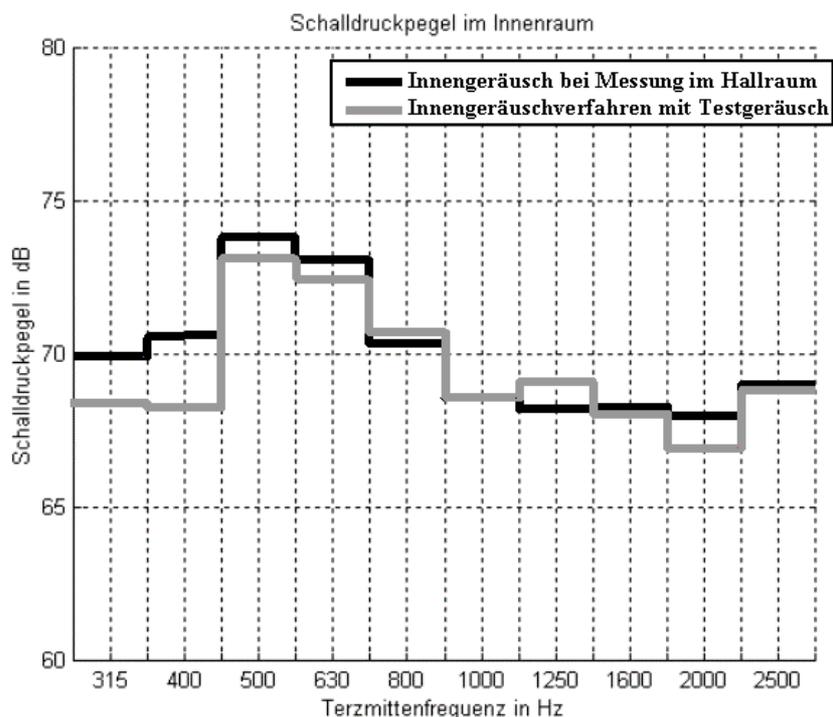


Abbildung 6.8-1 Innengeräusch gemittelt über alle 4 Standardsitzpositionen. Die Hallraumergebnisse wurden mittels einer Beschallung im Hallraum gemessen. Die Ergebnisse des Innengeräuschverfahrens wurden errechnet, wobei als Betriebsgeräusch das Hallraumtestgeräusch vorgegeben wurde.

Ergebnis:

Die Ergebnisse stimmen spektral auf 1-2 dB genau überein, was im Bereich der Messungenauigkeit liegt. Das Verfahren ist also in der Lage, für jedes am Fahrzeug anliegende Geräusch, das resultierende Innengeräusch zu berechnen. Dies ist ein erstaunliches Ergebnis, da es bisher kein vergleichbares Verfahren gibt, das für das Gesamtfahrzeug ähnliche Ergebnisse mit dieser Güte zu erzielen vermag.

6.8.2 Lokale Dämmung und Fenstermethode

Im vorherigen Vergleich wurde die Dämmungseigenschaft des Gesamtfahrzeugs zur Leistungsbeurteilung des Verfahrens herangezogen. Da im Hallraum mit der Fenstermethode auch die lokalen Dämmungseigenschaften des Gesamtfahrzeugs gemessen werden können, bietet sich hier ein weiteres Vergleichskriterium an. In Abbildung 6.7-5 wurden bereits Ergebnisse für das Dach und die Seitenscheibe gezeigt. Diese Ergebnisse wollen wir hier genauer betrachten und mit dem Ergebnis der Tür in Zusammenhang stellen. (Abb. 6.8-2)

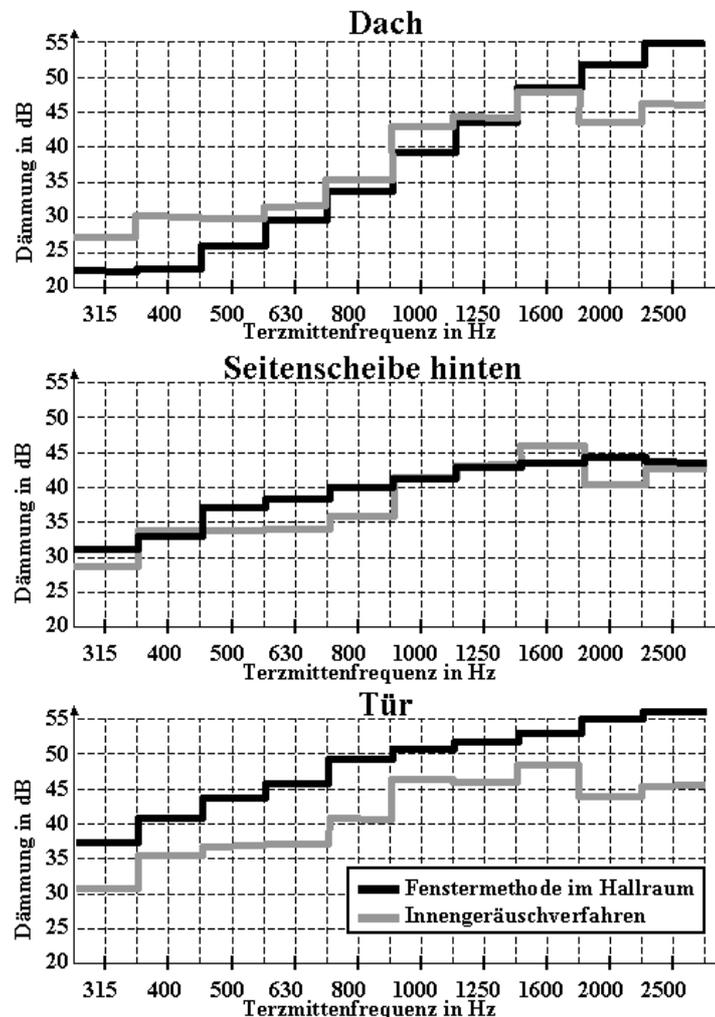


Abbildung 6.8-2 Lokale Dämmungseigenschaft als Pegeldifferenz zwischen Innen- und Außenraum betrachtet. Im Hallraum wurde mit der Fenstermethode gemessen während mit dem Innengeräuschverfahren die Empfindlichkeit über die entsprechenden Mikrofone der betroffenen Bauteile gemittelt wurde.

Dach: Aufgrund des Massegesetzes [KLI88] steigt die Dämmung mit wachsender Frequenz an. Abgesehen vom niederfrequenten Bereich, kann die Simulation diesen Verlauf fast exakt nachbilden. Für Frequenzen oberhalb 1600 Hz nimmt die Dämmung der Seitenscheiben gegenüber des Daches erheblich ab. Hier tritt ein Koinzidenzeffekt auf, d.h. die schrägeinfallende Schallwelle regt Resonanzen der Scheibe an, wodurch ihre dämmende Wirkung stark beeinträchtigt wird [RIE82]. Das Geräusch des beschallenden Lautsprechers am Dach dringt bei diesen Frequenzen durch die Seitenscheiben in den Innenraum ein. Der Verlust durch den längeren Weg ist immer noch kleiner, als der Verlust beim Durchtritt durch das Dach. Man kann auch sagen, dass der Anteil, der durch die Seitenscheibe kommt im Innenraum pegelbestimmend ist, da dieser Transferpfad weniger verlustreich ist.

Seitenscheibe: Bei der Seitenscheibe ist es genau umgekehrt. Die simulierte Dämmeigenschaft ist über einen breiten Frequenzbereich geringer als die gemessene. Das Beschallungsgeräusch dringt hier hauptsächlich über das Dach in den Innenraum ein. Erst im höherfrequenten Bereich, wenn die Dämmung einen deutlich geringeren Wert als das Dach annimmt, wird mit dem Innengeräuschverfahren die Eigenschaft der Scheibe bestimmt.

Tür: Die Tür befindet sich sehr nah an der Seitenscheibe, so dass die Tür nicht ohne die Seitenscheibe betrachtet werden kann. Da die Tür relativ zur Scheibe sehr gut gedämmt ist, kann die dämmende Eigenschaft somit nicht mit dem Innengeräuschverfahren bestimmt werden. Der simulierte Pegelverlauf gleicht hier fast exakt dem Verlauf der simulierten Scheibe, jedoch auf einem etwas höheren Niveau. Die Schallwelle muss ja von der Tür einen etwas größeren Weg zu den Innenraummikrofonen zurücklegen, wobei sie an Energie verliert, was eine Pegelreduzierung zur Folge hat.

Ergebnis:

Das Innengeräuschverfahren ermittelt sogenannte Empfindlichkeiten. Dies bedeutet die Antwort auf die Frage: „Wenn ein Flächenstück A mit einem normierten Schalldruckpegel beaufschlagt wird, dann nimmt der Fahrzeuginsasse dieses Geräusch mit einem um $x_A(f)$ dB verringerten Pegel wahr.“ Zusammen mit dem gemessenen Betriebsgeräusch kann man nun feststellen, von woher der Schall hauptsächlich in die Fahrgastzelle kommt. Dieses Ergebnis ist jedoch nur dann mit der lokalen Dämmeigenschaft gleichzusetzen, wenn der direkte Transferpfad pegelbestimmend im Innenraum ist. Dies ist nur dann gegeben, wenn es sich um Schwachstellen handelt. Die Eigenschaften von Bauteilen mit hoher Dämmwirkung kann man in der Nähe von Bauteilen mit geringer Dämmung nicht ermitteln. Im Betriebsfall sind solche Konstellationen aber sowieso unsinnig. Es würde ja auch kein Mensch seine Hauswand isolieren, wenn er noch nicht einmal Fensterscheiben eingesetzt hat.

6.8.3 Auffindung lokaler Veränderungen

Als letztes Kriterium wird ein Fahrzeug mit zwei Bauzuständen miteinander verglichen. Das Ziel ist es, die Veränderung am Fahrzeug herauszufinden und zu sagen, ob die dämmende Wirkung des Karosseriebauteils besser oder schlechter geworden ist. Hierbei ist die in Kapitel 6.6 besprochene Reproduzierbarkeit eine wesentliche Voraussetzung für das Gelingen dieser Aufgabe. Die Wirkung der Maßnahme muss also größer als die Schwankungen in der Reproduzierbarkeit sein.

Im Bereich des Fahrersitzes wurde eine 20 x 20 cm große Sandmatte mit etwa 10 kg Gewicht auf das Dach gelegt und mit dem Serienstand verglichen. Abbildung 6.8-3 zeigt das Ergebnis in zwei zu Abbildung 6.7-6 analogen Frequenzbereichen.

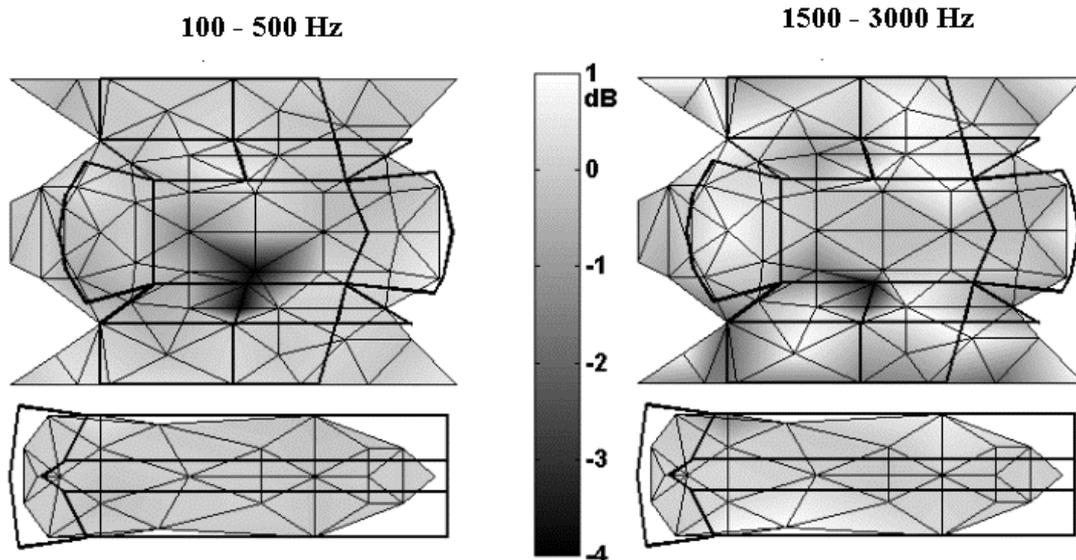


Abbildung 6.8-3 Differenz der Empfindlichkeiten bezogen auf den Fahrersitz. Im ersten Fall wurde das Fahrzeug im Serienzustand gemessen, während im Wiederholungsversuch eine Sandmatte auf dem Dach platziert wurde (vgl. Text). Die Dämmung wird in dieser Darstellung als negativer Wert gewertet. Negative Werte bedeuten also bessere Dämmung mit Sandmatte.

Die lokale Veränderung der Dämmung durch das Aufbringen einer Sandmatte ist sowohl im hochfrequenten als auch im tieffrequenten Bereich zu erkennen. Während im niederfrequenten Intervall eine Verbesserung der lokalen Dämmung von 4 dB detektiert wird, fällt dies bei den höheren Frequenzen nicht so deutlich aus. Dies liegt zum einen an der schlechteren Reproduzierbarkeit (vgl. Kap. 6.6), als auch am Einfluss der Seitenscheibe. Wie schon im vorherigen Abschnitt diskutiert wurde, wird in diesem Frequenzbereich die Scheibe so durchlässig, dass die Dämmung des relativ dichten Daches hier nicht richtig ermittelt wird.

Ergebnis:

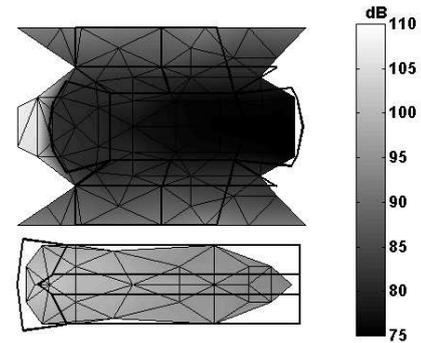
Mit dem Verfahren lassen sich Änderungen der Dämmungseigenschaften bis auf wenige 10 cm genau lokalisieren. Zudem kann man feststellen, ob eine Verbesserung oder eine Verschlechterung stattgefunden hat. Es ist möglich den Absolutwert abzuschätzen, für eine zahlenmäßig genaue Aussage müssen jedoch zusätzliche Dämmungsmessungen durchgeführt werden.

6.9 Zusammenfassung

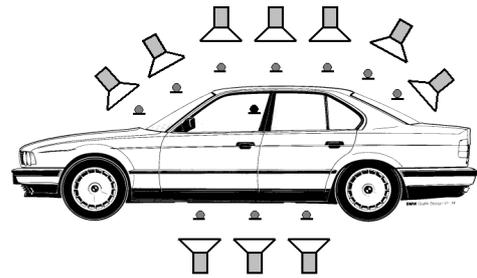
Im vorliegenden Kapitel wurde die Funktionsweise eines von Stryczek et al. [STR98] skizzierten Verfahrens genauestens untersucht und in allgemeiner Form formuliert. Aus den im dritten Kapitel erarbeiteten Berechnungsverfahren zur Simulation von Schallfeldern wurde dann das Innengeräuschverfahren konzipiert. Der Vergleich der Ergebnisse mit konventionellen Messungen gepaart mit Erfahrungen aus der Innenraumakustik ließen starke Mängel des Verfahrens zutage treten. Die anschließenden Überlegungen, sowohl auf berechnungsalgorithmischer Seite als auch in der Aufspürung prinzipieller messtechnischer Fehler, führten zu entscheidenden Veränderungen des Verfahrens. Da diese Veränderungen in einer aufeinander aufbauenden Form dargelegt wurden, wird zur besseren Übersicht das Verfahren hier noch einmal in der endgültigen Version beschrieben und mit entsprechenden Auswertungsansichten untermalt:

1.Schritt Messung des Betriebsgeräusches:

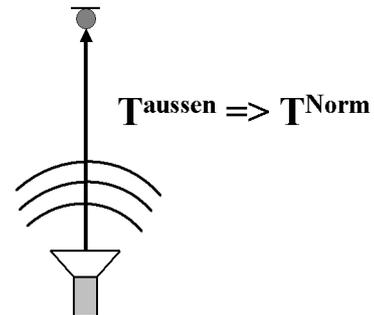
An allen $k=1..K$ Mikrofonen wird sowohl das Außengeräusch $p_k^{aussen}(f)$ als auch das Innengeräusch $p_k^{innen}(f)$ des Fahrzeugs im Betrieb aufgenommen.

2.Schritt Messung der Transferfunktion:

In unmittelbarer Nähe jedes Außenmikrofons werden mit einem festen Abstand und einer konstanten Rauschanregung Beschallungsmessungen durchgeführt. Dabei werden die Transferfunktionen sowohl zu den Außenmikrofonen $T_{k,l}^{aussen}(f)$ als auch zu den Innenmikrofonen $T_{k,l}^{innen}(f)$ gemessen. Das Fahrzeug ist dabei nicht in Betrieb.

3.Schritt Normierungsmessung:

Im selben Abstand und mit derselben Lautsprecheranregung wie bei der Fahrzeugbeschallung, wird ein Mikrofon vor dem Lautsprecher platziert und unter Freifeldbedingungen gemessen. Anschließend wird bei jeder Beschallungsmessung das direkt beschallte Mikrofon durch die Normierungsmessung ersetzt.

4.Schritt Berechnung der Schallfeldsimulation:

Virtuell werden nun alle Lautsprecherpositionen gleichzeitig betrieben. Zusammen sollen sie das Betriebsgeräusch reproduzieren. Durch Lösen des folgenden nichtlinearen, quadratischen Gleichungssystems mit der Quotientenmethode erhält man die dafür benötigten Lautsprecheranregungen a_k ($k=1..K$): →

$$\begin{cases} |p_1^{Betrieb}| &= \sqrt{|T_{1,1}^{aussen} a_1|^2 + \dots + |T_{1,K}^{aussen} a_K|^2} \\ |p_2^{Betrieb}| &= \sqrt{|T_{2,1}^{aussen} a_1|^2 + \dots + |T_{2,K}^{aussen} a_K|^2} \\ \vdots & \vdots \\ |p_K^{Betrieb}| &= \sqrt{|T_{K,1}^{aussen} a_1|^2 + \dots + |T_{K,K}^{aussen} a_K|^2} \end{cases}$$

5.Schritt Berechnung des Innengeräusches:

Mit den Transferfunktionen zu den Innenmikrofonen und den im 4.Schritt berechneten Lautsprecheranregungen kann man nun den Luftschallanteil am Innengeräusch berechnen:

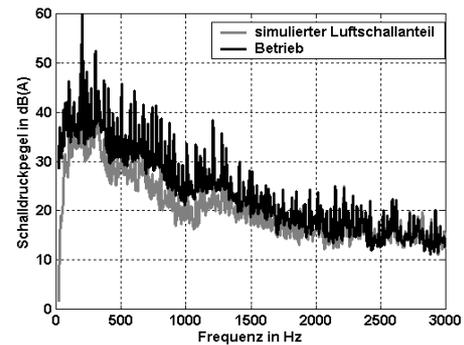
$$|p_m^{Simu,innen}| = \sqrt{\sum_{k=1}^K |T_{m,k}^{innen} \cdot a_k|^2} \quad m = 1..4$$

6.Schritt Berechnung der lokalen Empfindlichkeit:

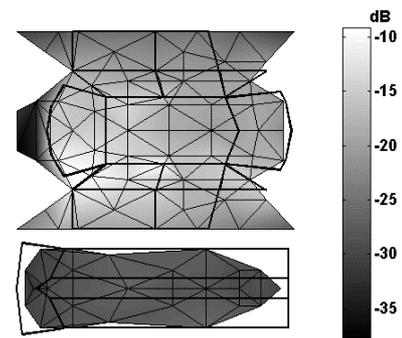
Die Berechnung der lokalen Empfindlichkeit erfolgt für jedes Flächenelement A separat. Der zu A gehörende Lautsprecher wird virtuell so angeregt, dass am Normierungsmikrofon der Schalldruck 1 Pa erzielt wird.

$$|a_k(f)| = |T^{Norm}(f)|^{-1}$$

Das mit diesen Anregungen zustande kommende Innengeräusch sind die Einträge der Empfindlichkeitsmatrix.



Empfindlichkeit bzgl. Fahrersitz:



Abschließend wurde das Verfahren auf verschiedene Kriterien hin überprüft. Dabei wurde festgestellt, dass der Luftschallanteil am Gesamtinnengeräusch mit sehr großer Sicherheit für beliebige, im Außenbereich anliegende Schallfelder bestimmt werden kann. Die lokalen Dämmungseigenschaften können nur unter bestimmten Umständen exakt wiedergegeben werden, jedoch kann man in einem A-B Vergleich die Veränderungen lokalisieren.

7. Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde eine experimentell-rechnerische Methode zur Simulation von Schallfeldern entwickelt. Diese umfasst zuerst die Aufnahme eines Betriebsgeräusches mit anschließenden Lautsprecherbeschallungen an verschiedenen Positionen. Danach werden virtuell alle Lautsprecherpositionen zusammen mit dem Ziel betrieben, das Betriebsgeräusch zu rekonstruieren. Ein Rechenalgorithmus ermittelt die dafür notwendigen Lautsprecheranregungen.

Zunächst wurden mehrere Berechnungsmethoden aus theoretisch-physikalischen Überlegungen abgeleitet. Zudem wurden verschiedene Kriterien entwickelt, um die Wirkungsweise der Methoden zu überprüfen. Neben theoretischen Überlegungen wurden die Kriterien anhand eines Prinzipversuchs nachvollzogen. Aus dem allgemeinen Verfahren zur Simulation von Schallfeldern heraus wurde dann eine Methode zur Lokalisierung von Schallquellen entworfen. Dabei macht man sich die Tatsache zunutze, dass die Schallfeldsimulation umso besser funktioniert, je näher sich die Beschallungspositionen an den realen Quellen befinden. Verzichtet man bei der Simulation auf eine Quellenposition, so tritt plötzlich ein relativ großer Fehler auf. Dieser Fehler offenbart die Position der realen Quellen.

Alle grundsätzlichen Überlegungen wurden in zwei Verfahren zur Anwendung gebracht. Zuerst wurde die Entwicklung eines Verfahrens zur Simulation des Fahrzeugaußengeräuschschallfeldes dokumentiert. Hier werden die realen Quellen eines Fahrzeugs durch Lautsprecher ersetzt. Nach einer rechnerischen Ermittlung der Lautsprecheranregungen kann man jede Teilgeräuschquelle des Fahrzeugs akustisch isoliert betreiben. Daraus lässt sich eine Quellenanalyse eines vorbeifahrenden Fahrzeugs gewinnen. Darauf aufbauend wurde in der Arbeit die Vorausberechnung von veränderten Bauzuständen eines Fahrzeugs demonstriert. Mit dieser Methode ist es nun möglich, das Geräusch eines baulich veränderten Fahrzeugs vorherzubestimmen.

Die zweite große Anwendung der Schallfeldsimulation wurde in der vorliegenden Arbeit an der Entwicklung eines Innengeräuschverfahrens demonstriert. Dabei wurde ein Verfahren entwickelt, das in der Lage ist, den Luft- und Körperschallanteil in der Fahrgastzelle im Betrieb des Fahrzeugs zu ermitteln. Dazu wurden zunächst mehrere Entwicklungsschritte aufgezeigt und später mit verschiedenen Methoden versucht, die Ergebnisse mit anderen Verfahren zu verifizieren. Zudem wurde die lokale Dämmungseigenschaft einerseits mit dem Verfahren und andererseits mittels konventioneller Methoden bestimmt. Schließlich wurde daraus eine umfassende Leistungsbeurteilung des Verfahrens erstellt.

7.2 Ausblick

Der Ausblick gliedert sich wie die gesamte Arbeit in zwei Bereiche. Im ersten Teil wird ein Ausblick zur Außengeräuschanalyse und Berechnung gegeben. Im zweiten Teil werden Möglichkeiten zur Weiterentwicklung des Innengeräuschverfahrens aufgezeigt.

7.2.1 Außengeräuschanalyse und Berechnung

In der vorliegenden Arbeit sind die physikalischen Grundlagen, sowie die technischen Voraussetzungen zur Analyse und Vorausberechnung des Schallfeldes im Außenbereich von Fahrzeugen geschaffen worden. Damit ist es nun möglich, das Schallfeld bis auf wenige dB genau zu bestimmen und den Beitrag jeder Teilschallquelle zum Gesamtgeräusch zu determinieren. Übrig bleiben nun noch Arbeiten, die keine physikalisch-technischen Aspekte beinhalten und deshalb in dieser Arbeit keinen Platz mehr gefunden haben. Hierzu gehört die

technische Überarbeitung der gesamten Prozesskette. Das Messsystem und die Software befinden sich noch in einem Experimentierzustand, so dass zur professionellen Anwendung einerseits eine sogenannte „Plug-and-Play“-Messkette geschaffen werden muss, die weniger stör anfällig ist und einfacher gehandhabt werden kann. Ebenso muss die Software zu einer oberflächenorientierten Anwendung umgestaltet werden, mit der dann auch die Vorbeifahrt automatisch zusammengesetzt werden kann. Dazu sind für jeden Ortspunkt gesonderte Schallfeldsimulationen zu berechnen und die Ergebnisse entsprechend zusammenzufügen. Schließlich kann man versuchen den Unterschied zwischen Prüfstand und tatsächlicher Fahrbahn zu bestimmen und eventuell auftretende Abweichungen in die Vorausberechnung mit einzubauen.

Neben der Anwendung der Schallfeldsimulation in Bezug auf die Lokalisierung der Schallquellen, kann man sich Anwendungen in anderen, von der Fahrzeugakustik entfernteren Gebieten denken. Z.B. wäre es denkbar, das Verfahren zur Schaffung von Schallschutzmaßnahmen einzusetzen. Dazu sei folgendes Problem betrachtet: Ein Hausbesitzer möchte wissen, an welchen Stellen seines Grundstücks er eine Schallschutzmaßnahme anbringen soll, damit ihn die an seinem Grundstück angrenzende stark befahrene Zugstrecke oder Straße nicht mehr so sehr belästigt. Dazu werden innerhalb des Grundstücks und des Hauses Mikrofone aufgestellt, das Betriebsgeräusch aufgenommen und entlang der Grundstücksgrenzen Beschallungsmessungen durchgeführt (Abb. 7.2-1). Dies muss dann entweder nachts, wenn der Verkehr ruht, oder mit wesentlich höherem Pegel als das Betriebsgeräusch durchgeführt werden. Anschließend wird virtuell versucht, das Betriebsgeräusch mit den Lautsprechern nachzubilden. Das Ergebnis ist, ähnlich wie die Komponentenanalyse am Fahrzeug, der Geräuschanteil jedes Teilstücks der Grundstücksgrenze zum Gesamtgeräusch. An den pegelbestimmenden Bereichen wird eine Schallschutzmaßnahme am wirksamsten sein. Mit entsprechenden Daten über die dämmende Wirkung solcher Maßnahmen, könnte man sogar den resultierenden Pegel nach Anbringung verschiedener Maßnahmen vorausberechnen.

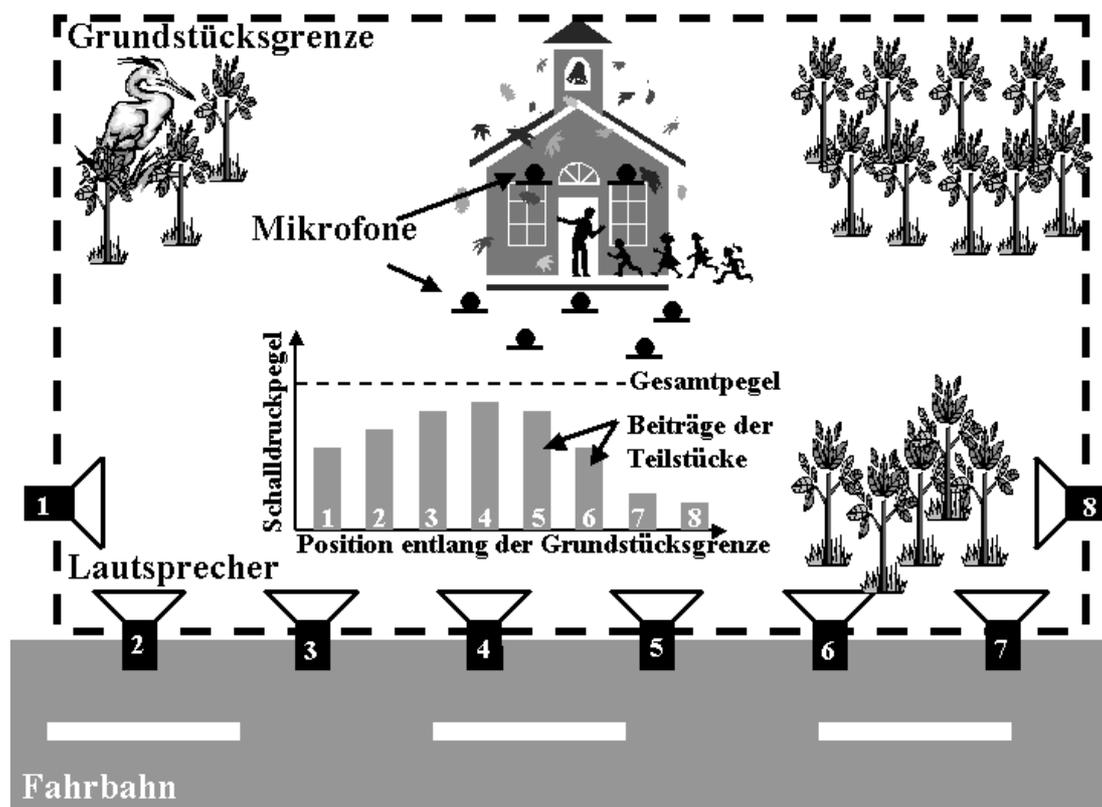


Abbildung 7.2-1 Lärmanalyse eines Grundstücks zur Auffindung optimaler Positionen von Lärmschutzmaßnahmen (vgl. Text).

7.2.2 Innengeräuschanalyse und Berechnung

Das Innengeräuschverfahren ist mit dem oberflächenorientierten Programm und der optimierten Messkette bereits zu einem anwendungsfreundlichen Verfahren gereift, das keine detaillierten Kenntnisse zum inneren Ablauf der Simulation mehr voraussetzt. Der Luftschallanteil wird exakt bestimmt, was die aufwendige und fehlerbehaftete Fremdlagerungsmethode überflüssig werden lässt.

Zur Auswertung der lokalen Dämmungseigenschaften ist weiterhin Spezialwissen erforderlich, denn die Ergebnisse müssen richtig interpretiert werden, um eine Abschätzung über die Genauigkeit der Analyse machen zu können. Um hier noch eine Verbesserung erzielen zu können, sollte man eine gerichtete Schallquelle bauen, die in der Lage ist, Geräuschspots auf dem Fahrzeug zu realisieren, so dass an allen anderen Stellen um das Fahrzeug herum Ruhe herrscht. Wie mit einem Laserpointer sollte man dann die Oberfläche der Fahrgastzelle abrastern um die lokalen Übertragungsfunktionen vom Außenbereich in den Innenraum der Fahrgastzelle ermitteln zu können. Die Realisierung solch einer Richtcharakteristik ist für hohe Frequenzen näherungsweise möglich, je tiefer die Frequenzen jedoch sind, desto kugelförmiger wird die Ausbreitungscharakteristik bei allen Schallquellen. Vielleicht könnte man trotzdem mit geeigneten Schallschutzmaßnahmen und Trichtern die Ausbreitung zu den Seiten hin etwas mehr eindämmen, um einen höheren Pegelgradienten auf der Oberfläche zu realisieren.

Neben der Weiterentwicklung des Verfahrens sollte man nach anderen Anwendungen Ausschau halten. Überall, wo eine Mischung aus Luft- und Körperschall vorherrscht, könnte man das Verfahren prinzipiell einsetzen. Dies ist z.B. bei Schiffen, Flugzeugen und Eisenbahnwagons denkbar. Aber auch bei stationären Objekten wie Gebäuden treten Luft- und Körperschallprobleme auf. Um im Beispiel von Abb. 7.1-1 zu bleiben, könnte man z.B. eine Innenraumgeräuschanalyse durchführen und den von einer Straßenbahn erzeugten Körperschall vom Luftschall, der durch die Fenster ins Haus eindringt, trennen. Hier würde sich dann herausstellen, ob der Luft- oder der Körperschall pegelbestimmend ist und ob sich das Geräuschproblem mit besseren Fenstern oder einer Schwingungsisolierung des kompletten Hauses beheben lassen könnte.

8.Literatur

- [ABC89] *Fachlexikon ABC Physik*,
Verlag Harri Deutsch, 2.Auflage 1989 Band1 und 2
- [AUG95] F.Augusztinovicz, P.Sas, F.Penne,
Comparison and verification of experimental and numerical models for the prediction of the efficiency of engine noise shields,
SAE 1995 Transactions, Journal of Passenger cars, Section6, Vol.104 Part2, 1995, S.2422 - 2429
- [AUG96] F.Augusztinovicz, P.Sas, L.Cremers, R.M.J.Liebregts, M.Mantovani, C.Bertolini,
Prediction of insertion loss of engine enclosures by indirect BEM calculations, combined with a substitution monopole source description technique,
ISMA21 conf. Sept. 1996, S.55-68
- [B&K87] Brüel & Kjaer,
Schallintensität,
Brüel & Kjaer Informationsschrift (Dez 1987)
- [B&K97] Brüel & Kjaer,
An vorderster Front, B&K-Magazin **2**, 1997 S.20-22
- [BES94] Dieter Bestle,
Analyse und Optimierung von Mehrkörpersystemen,
Springer Verlag, Berlin Heidelberg 1994, ISBN 3-540-57735-1
- [BIE93] J.W.Biermann, M.Doerges, H.J.Kaiser,
Simulation und Analyse der Außengeräuschemission von Kraftfahrzeugen,
4.Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik 1993, S.665-683
- [BIN85] G.Binnig, H.Rohrer
Das Raster-Tunnelmikroskop,
Spektrum der Wissenschaft, Okt. 1985, S. 62-68
- [BLU01] K.U.Blumenstock,
Sound statt Lärm,
MOT **5** 17. Februar 2001, S.56 - 59
- [BRA99] H.Brandhoff, W.Pfau, F.J.Tögel,
Extrembelastungen im PKW-Antriebsstrang durch Missbrauch,
ATZ Automobiltechnische Zeitschrift Dezember 1999, S.1006 - 1015
- [BRO93] I.N.Bronstein, K.A.Semendjajew, G.Musiol, H.Mühlig,
Taschenbuch der Mathematik,
Verlag Harri Deutsch Thun, Frankfurt 1.Auflage 1993,
ISBN 3-8171-2001-X

-
- [BUS95] J.Buschmann,
Vorbeifahrtgeräuschmessung mit simultaner Erfassung von Drehmoment und Schlupf an einem geräuschisolierten PKW,
VDI-Berichte Nr. 1224, 1995, S. 15-26
- [COX00] P.E.Cox, W.Fliesser,
Exploring the limits of spatial resolution of noise sources using sound intensity visualization and laser doppler velocimetry,
ImechE Conf. Transactions, London May 2000, S.275-284
- [CRE67] L.Cremer, M.Heckl,
Körperschall, Physikalische Grundlagen und Technische Anwendungen,
Springer-Verlag Berlin 1967, ISBN 3-540-54631-6
- [CRE71] L.Cremer
Vorlesungen über Technische Akustik,
Springer-Verlag Berlin 1971 ISBN 3-540-05319-0
- [CRI92] D.G.Crighton, A.P.Dowling, M.Heckl, F.G.Leppington,
Modern methods in analytical acoustics,
Springer-Verlag Berlin 1992, ISBN 3-540-19737-0
- [DEM00] R.Freymann, R.Stryczek, M.Riess, S.Demmerer,
A new CAT-technique for the analysis and optimization of vehicle exterior noise characteristics
ImechE Conf. 2000, S. 305 - 317
- [DES00] G.Descornet,
Vehicle noise emission on wet road surfaces,
Inter noise 2000 Proceedings, S.3325 - 3330
- [EHI90] P.Ehinger, H.Großmann, R.Pilgrim,
Fahrzeug-Verkehrsgeräusche- Meß-, Analyse- und Prognoseverfahren bei Porsche,
ATZ Automobiltechnische Zeitschrift Juli/August 1990 (Sonderdruck)
- [EIL88] R.Eilker, R.Keiner,
Der BMW-Außengeräusch-Prüfstand und seine Einsatzmöglichkeiten zur Fahrzeug-Geräuschreduzierung,
Geräuschminderung bei Kraftfahrzeugen, Vieweg-Verlag, 1988 Braunschweig, S.219-241, ISBN 3-528-06238-6
- [GAD96] S.Gade, P.Rasmussen, N.Taylor,
Passby measurements vs. STSF passby simulations,
Proceedings of Internoise 96, 1996, S.3087 – 3092
- [GAD97] S.Gade, K.Gram-Hansen,
The analysis of nonstationary signals,
Sound and Vibration, Januar 1997, S.40 - 46

-
- [GEI98] W.Geib,
Einführung in die Fahrzeugakustik,
Haus der Technik Essen, Tagung N° E-30-016-056-8, Dezember 1998
- [GEN00] K.Genuit,
The future of sound quality of the interior noise of vehicles,
Inter noise 2000 Proceedings, S.427 – 432
- [GER93] C.Gerthsen, H.Vogel,
Physik,
Springer-Verlag Berlin, 17. Auflage, ISBN 3-540-56638-4
- [GUI00] P.Guisset, W.Hendricx, C.McCulloch,
Tyre noise models, analysis and prediction,
ISATA 2000, Automotive and Transportation, Vol NA (No.135 – 142),
Pp.0900, Sept. 2000, S.135 – 142
- [GÜN82] B.C.Günther, K.-H.Hansen, I.Veit
Technische Akustik- ausgewählte Kapitel
3. überarb. Auflage, Expert Verlag Grafenau, 1982, ISBN 3-88508-812-6
- [HAL95] J.Hald, B.Ginn,
Spatial transformation of sound fields moves into 4-D,
Noise & vibration worldwide, Nov. 1995, S.7 – 10
- [HAL96] J.Hald,
Microphone array technique for non-stationary truck noise measurements,
ISMA21 conf. Sept. 1996, S.1-12
- [HAL96b] J.Hald,
Mapping of truck noise using an incoherent aperture source model,
Proceedings of Internoise 96, S.3181-3186
- [HAS79] J.P.Hassall, K.Zaveri, M.Phil,
Acoustic noise measurement,
Brüel & Kjaer ISBN 87 87355302
- [HAS85] T.Hashimoto, T.Nogami, M.Nakata, M.Andou,
A method of predicting engine noise in vehicle pass-by noise,
JSAE Review, April 1995, S. 60-65
- [HIE88] K.Hieronimus,
Fahrzeuginnenakustik von PKW,
Geräuschminderung bei Kraftfahrzeugen, Vieweg-Verlag, 1988, S. 16 – 81,
ISBN 3-528-06338-6
- [HOF75] H.Hofmann, A.von Lüpke,
*0 Dezibel + 0 Dezibel = 3 Dezibel Einführung in die Grundbegriffe und die
quantitative Erfassung des Lärms*,
Erich Schmidt Verlag Berlin 1975, ISBN 3-503-01174-9

-
- [HÜS00] M.Hüser, S.Pischinger,
Mechanisch und akustisch optimierte Abgasanlagen – Neue Entwicklungsmethoden mittels CAE,
ATZ Automobiltechnische Zeitschrift September 2000, S. 738 - 745
- [ISH00] Y.Ishii, F.Brandl, S.Thomann,
Optimierung des Innenraumgeräusches von Sportwagen,
Konferenz: Motor und Umwelt 2000, S.211 – 223
- [ISO82] *Methode für die Messung des Standgeräusches von Straßenfahrzeugen*,
DIN ISO 5130, Mai 1982
- [ISO84] *Innengeräuschemessungen in Kraftfahrzeugen*,
DIN ISO 5128, November 1984
- [ISO97] *Messung des von beschleunigten Straßenfahrzeugen abgestrahlten Geräusches*,
DIN ISO 362, Januar 1997
- [JOR91] U.Jorasz, R.Makarewicz, J.Jarzecki,
The influence of atmospheric absorption on loudness and A-weighted sound-pressure level,
J. Acoust. Soc. AM. **90** (5), Nov. 1991 S.2517 - 2520
- [KEV95] J. Kevin,
Measuring vehicle pass-by-noise,
Automotive Engineering, März 1995
- [KLE00] B.Klein,
Grundlagen und Anwendungen der Finite-Elemente-Methode,
Vieweg-Verlag Wiesbaden, 4.Auflage 2000 ISBN 3-528-35125-x
- [KLI88] H.Klingenberg,
Automobil-Meßtechnik
Springer-Verlag Berlin, Band A: Akustik, 1988, ISBN 3-540-19318-9
- [LAM95] J.Lambert, P.Champelovier, B.Vincent,
Noise source analysis in real world traffic,
LEN report N° 9514/A, November 1995
- [LEE00] H.J.A. van der Leeuwen,
Computer prediction models and the systematics of determination of the noise propagation paths,
Inter noise 2000, Proceedings, S.3117 - 3122
- [LEN95] H.P.Lenz, E.Pucher, R.Schwarz, H.Stumpf, J.Sauerzapf,
Erste Ergebnisse des Forschungsschwerpunktes lärmarme Straßen,
VDI-Berichte Nr. 1224, 1995, S. 27 ff

-
- [LIN96] P.J.G. van der Linden, M.Mantovani,
The validity of reciprocal acoustic transfer function measurements on trucks for pass-by noise,
Proceedings of Inter noise 1996, p 2661 - 2666
- [MAN96] M.Mantovani, C.Bertolini,
Evaluation of truck engine noise radiation and encapsulation insertion loss through the substitution monopole technique,
ISMA21 conf. Sept. 1996, S.13-24
- [MAR90] H.Marwitz,
Praxis der Holografie,
Expert Verlag, ISBN 3-8169-0493-9
- [MAR96] P.J.G. van der Linden, H.Defay, J.P.Martret,
Truck pass-by noise, detailed sources contribution identification during ISO R 362 pass-by,
ISMA21 conf. Sept. 1996, S.47-54
- [MAR98] T.martens, K.Myckaert,
Matrix inversion technology for vibro-acoustic modeling applications: practical examples of measurement noise reduction by SVD,
ISMA23 Proceedings, 1998, Vol1, S.177 - 183
- [MAS96] P.Mas, P.Delmotte, P.Sas,
Noise source identification based on measurements of cross-correlation functions,
Proceedings of internoise 96, 1996, S. 2559-2565
- [MAY85] J.D.Maynard, E.G.Wiliams, Y.Lee,
Nearfield acoustic holography: I. Theory of generalized holography and development of NAH,
J.Acoustic Soc. Am., **78** (4), S. 1395-1413, 1985
- [MÖL97] H.Möller,
Algorithmische Lineare Algebra,
Vieweg-Verlag 1997, ISBN 3-528-05528-6, S.154 ff.
- [MÖS95] M.Möser,
Akustische Messtechnik,
Springer-Verlag Berlin, Taschenbuch der Technischen Akustik, M.Heckl, H.A.Müller, 2.Auflage, 1995 ISBN 3-540-54473-9, S.26 - 47
- [NEU71] H.Neuber,
Technische Mechanik, zweiter Teil: Elastostatik und Festigkeitslehre,
Springer-Verlag Berlin 1971 ISBN 3-540-05220-8
- [NIS95] Y.Nishimura, K.Shimizu,
Analysis of acoustic radiation characteristics of engine compartment and application to reduction of vehicel pass-by-noise,
JSAE Review 17, 1996, S.133-137

- [OCH95] M.Ochmann, M.Heckl,
Numerische Methoden in der Technischen Akustik,
Springer Verlag Berlin, M.Heckl, H.A.Müller, Taschenbuch der
Technischen Akustik, 2. Auflage, 1995 ISBN 3-540-54473-9 S.48 - 68
- [OES99] E.Oesterschulze, I.Rangelow, R.Kassing
Maßgefertigte Sensoren für Rastersondenmikroskope,
Spektrum der Wissenschaft, Dezember 1999, S.102 - 104
- [OLI96] D.E.Oliver,
Scanning Laser Vibrometers,
Automotive Engineering, March 1996, S.71-75
- [PAS95] W.Passchier-Vermeer,
Road traffic and noise-induced annoyance,
TNO-report 95.078, November 1995
- [PEI93] L.Peizi, D.Genhua,
Noise radiation of a strongly pulsating tailpipe exhaust,
J. of Sound and Vibration **167**(3), 1993, S.385-400
- [PIA95] P.van der Linden,
PIANO helps heavy vehicles strike the right note,
Noise & vibration worldwide, Nov. 1995, S.11 – 12
- [PUR99] G.Purtul,
Autos könnten leiser rollen ...,
Süddeutsche Zeitung vom 17.8.1999 S. V2/9
- [RIE82] M.Rieländer
Reallexikon der Akustik,
Verlag Erwin Bochinsky, Frankfurt/M, 1982, ISBN 3 920 112 84 9
- [SAK93] I.Sakamoto, T.Tanaka,
*Application of acoustic holography to measurement of noise on an
operating vehicle*,
SAE Technical Paper series 930199, March 1-5, 1993
- [SAN91] U.Sandberg,
Standardization of the test track surface for use during vehicle noise testing,
SAE Paper 911048 /Conf. Proc. SAE Noise & Vibr. Conf. 1991 Traverse
City (MI), May 1991
- [SAP92] S.M.Sapsford, V.C.M.Richards, D.R.Amlee, T.Morel, M.T.Chappell,
Exhaust system evaluation and design by non-linear modeling,
SAE Technical Paper series 920686, Februar 24-28, 1992

-
- [SCH95] L.Schreiber,
Schallausbreitung im Freien,
Springer-Verlag Berlin, Taschenbuch der Technischen Akustik, M.Heckl,
H.A.Müller, 2.Auflage, 1995 ISBN 3-540-54473-9, S.440 - 453
- [SHI80] M.Shimizu, T.Abe,
A methode of estimationg exterior vehicle noise taking into account the reflection and diffraction effect of the body and the road surface,
JSAE Review Nov. 1980 S.65-72
- [SIL94] J.J.Silvestri, T.Morel, M.Costello,
Study of intake system wave dynamics and acoustics by simulation and experiment,
SAE Technical Paper series 940206, February 28 – March 3, 1994
- [SKA00] R.Skarics,
Der technologische Orchestergraben,
Auto Zeitung N°16, 2000, S. 68-70
- [SPE99] B.Spessert, H.Reddert,
Fortschritte in der Dieselmotorenakustik – ein kritisches Resümeee der letzten 30 Jahre,
Zeitschrift für Lärmbekämpfung **46**, (1999), Nr.1 Januar, S.23 - 27
- [STR00] R.Stryczek, R.Freymann,
Verfahren zur Bestimmung des Luftschallanteils eines im Fahrbetrieb entstehenden Schallfeldes im Fahrgastraum eines KFZ,
Patentschrift DE 197 10 414 C2, 2000
- [STR94] R.Stryczek, R.Freymann,
Ein experimentell-rechnerisches Verfahren zur Analyse und Optimierung von Körperschall-Übertragungspfaden,
VDI Berichte Nr. 1153, p. 207-220 (1994)
- [STR98] R.Stryczek, R.Freymann,
Airborne noise transfer path analysis,
ImechE 1998, p 321-333, (1998)
- [STV37] *Verordnung über die Zulassung von Personen und Fahrzeugen zum Straßenverkehr*,
STVZO, Dezember 1937
- [STV96] Steven, H.,
Analysis of the effectiveness of vehicle noise limits according to 70/157/EEC with respect to the reduction of noise in real traffic,
ACEA-report, Januar 1996
- [TAK00] H.Takata, T.Nishi, H.Kook, G.Moebis, P.Davis, J.Stuart-Bolton,
Visualization techniques to identify and quantify sources and paths of exterior noise radiated from stationary and nonstationary vehicles,
FISITA World Automotive Congress, June 12-15, 2000 Seoul, Korea

-
- [VAL95] M.Vallet, J.Lambert, M.Maurin, P.Champelovier, M.Vernet, C.Annequin, D.Baez,
Recherche d'un indice acoustique de gêne nocturne liée au trafic routier,
LEN report N°9503, Bron, 1995
- [VDL96] P.J.G. van der Linden, O.Jönsson, S.Goossens,
Correction of indoor pass-by noise measurements to estimate ISO R 362 outdoor noise using acoustic transfer functions,
ISMA21 conf. Sept. 1996, S.37-45
- [VEI85] I.Veit,
Technische Akustik, Grundlagen der physikalischen, physiologischen und Elektroakustik,
Vogel-Buchverlag Würzburg, 3.Auflage, 1985, ISBN 3-802-31707-6
- [VER01] G.Verfürth,
Systematik für das geräuschfreie Fahren,
ATZ Automobiltechnische Zeitschrift Feb. 2001, S.136 - 139
- [VER95] H. de Veer, S.Ullrich,
Konzeptionen lärmindernder Fahrbahndeckschichten von Autobahnen,
VDI-Berichte Nr. 1224, 1995, S.1-14
- [VER96] J.W.Verheij, L.J.M. hopmans, R.M.J.Liebregts,
Use of an new acoustical source descriptor for designing quieter heavy road vehicles,
ISMA21 conf. Sept. 1996, S.25-35

Anhang B Partielle Ableitungen zu allen Minimierungsaufgaben

Zu fast allen im Kapitel 3 vorgestellten Berechnungsmethoden wird die Herleitung der partiellen Ableitungen $\frac{\partial z(a_1, a_2, \dots, a_L)}{\partial a_l}$ einer Zielfunktion $z(a_1, a_2, \dots, a_L)$ skizziert. Lediglich die Methode der Pseudoinversen ist eine direkte Methode, bei der kein Optimierungsalgorithmus abläuft. Bei allen Optimierungsaufgaben werden jedoch die partiellen Ableitungen nach den Variablen a_l als Eingabeparameter benötigt. Es sind folgende Fälle zu behandeln, wobei die Variable p_k^{Simu} für die jeden Fall hier vordefiniert wird:

Gleichungssystem	kohärente Betragsmethode: $p_k^{Simu,koh} = \sum_l T_{kl} \cdot a_l$	inkohärente Methode: $p_k^{Simu,inkoh} = \sqrt{\sum_l T_{kl} ^2 \cdot a_l ^2}$	teilkohärente Methode $p_k^{Simu,teilkoh} = \sqrt{ p_k^{Simu,inkoh} ^2 + p_k^{Simu,koh} ^2}$
Lösungsweg			
Differenzen-Methode	Kap. B.1.1	Kap. B.1.2	Kap. B.1.3
Quotienten-Methode	Kap. B.2.1	Kap. B.2.2	Kap. B.2.3
Logarithmische Quotientenmethode	Kap. B.3.1	Kap. B.3.2	Kap. B.3.3

Alle Größen sind frequenzabhängig, so dass dies aus Gründen der Übersichtlichkeit in keiner Formel extra symbolisiert wird.

Achtung: In Zusammenhang mit der teilkohärenten Methode wird bei den Teilgeräuschen $p_k^{Simu,inkoh}$ und $p_k^{Simu,koh}$ nicht über alle Lautsprecher summiert, sondern nur über die inkohärenten, bzw. die kohärenten Positionen.

B.1.1 Kohärente Betragsmethode optimiert mit Differenzmethode

Zielfunktion:

$$z(a_1, a_2, \dots, a_L) = \sum_{k=1}^K |p_k^{Betrieb} - p_k^{Simu,koh}|^2$$

partielle Ableitung nach der Variablen a_m :

$$\frac{\partial z}{\partial a_m} = 2 \cdot \sum_{k=1}^K |p_k^{Betrieb} - p_k^{Simu,koh}| \cdot \frac{p_k^{Betrieb} - p_k^{Simu,koh}}{|p_k^{Betrieb} - p_k^{Simu,koh}|} \cdot (-1) \cdot T_{k,m} = -2 \cdot \sum_{k=1}^K (p_k^{Betrieb} - p_k^{Simu,koh}) \cdot T_{k,m}$$

B.1.2 Inkohärente Methode optimiert mit Differenzmethode

Zielfunktion:

$$z(a_1, a_2, \dots, a_L) = \sum_{k=1}^K \left| p_k^{\text{Betrieb}} - p_k^{\text{Simu,inkoh}} \right|^2$$

partielle Ableitung nach der Variablen a_n :

$$\begin{aligned} \frac{\partial z}{\partial a_n} &= 2 \cdot \sum_{k=1}^K \left| p_k^{\text{Betrieb}} - p_k^{\text{Simu,inkoh}} \right| \cdot \frac{p_k^{\text{Betrieb}} - p_k^{\text{Simu,inkoh}}}{\left| p_k^{\text{Betrieb}} - p_k^{\text{Simu,inkoh}} \right|} \cdot (-1) \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{p_k^{\text{Simu,inkoh}}} \cdot 2 \cdot |T_{k,n}|^2 \cdot |a_n| \cdot \frac{a_n}{|a_n|} \\ &= -2 \cdot \sum_{k=1}^K \frac{p_k^{\text{Betrieb}} - p_k^{\text{Simu,inkoh}}}{p_k^{\text{Simu,inkoh}}} \cdot |T_{k,n}|^2 \cdot a_n \end{aligned}$$

B.1.3 Teilkohärente Methode optimiert mit Differenzmethode

Zielfunktion:

$$z(a_1, a_2, \dots, a_L) = \sum_{k=1}^K \left| p_k^{\text{Betrieb}} - p_k^{\text{Simu,teilkoh}} \right|^2$$

partielle Ableitung nach einer inkohärenten Variablen a_n :

$$\begin{aligned} \frac{\partial z}{\partial a_n} &= 2 \cdot \sum_{k=1}^K \left| p_k^{\text{Betrieb}} - p_k^{\text{Simu,teilkoh}} \right| \cdot \frac{p_k^{\text{Betrieb}} - p_k^{\text{Simu,teilkoh}}}{\left| p_k^{\text{Betrieb}} - p_k^{\text{Simu,teilkoh}} \right|} \cdot (-1) \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{p_k^{\text{Simu,teilkoh}}} \cdot 2 \cdot |T_{k,n}|^2 \cdot |a_n| \cdot \frac{a_n}{|a_n|} \\ &= -2 \cdot \sum_{k=1}^K \frac{p_k^{\text{Betrieb}} - p_k^{\text{Simu,teilkoh}}}{p_k^{\text{Simu,teilkoh}}} \cdot |T_{k,n}|^2 \cdot a_n \end{aligned}$$

partielle Ableitung nach einer kohärenten Variablen a_m :

$$\frac{\partial z}{\partial a_m} = \sum_{k=1}^K \left(p_k^{\text{Betrieb}} - p_k^{\text{Simu,teilkoh}} \right) \cdot \frac{-1}{p_k^{\text{Simu,teilkoh}}} \cdot \left(\left(\sum_{l=1}^L T_{k,l} a_l \right) \cdot \frac{\partial \left(\sum_{l=1}^L T_{k,l} a_l \right)^*}{\partial a_m} + \frac{\partial \left(\sum_{l=1}^L T_{k,l} a_l \right)}{\partial a_m} \cdot \left(\sum_{l=1}^L T_{k,l} a_l \right)^* \right)$$

mit

$$\begin{aligned} T_{km} a_m &= \underbrace{\left(T_{km}^{RT} a_m^{RT} - T_{km}^{IT} a_m^{IT} \right)}_{u(a_m^{RT}, a_m^{IT})} + i \underbrace{\left(T_{km}^{RT} a_m^{IT} + T_{km}^{IT} a_m^{RT} \right)}_{v(a_m^{RT}, a_m^{IT})} \\ \frac{\partial (T_{km} a_m)}{\partial a_m} &\stackrel{\text{oBdA}}{=} \frac{\partial u(a_m^{RT}, a_m^{IT})}{a_m^{RT}} + i \frac{\partial v(a_m^{RT}, a_m^{IT})}{a_m^{RT}} = T_{km}^{RT} + iT_{km}^{IT} = T_{km} \end{aligned}$$

und

$$(T_{km} a_m)^* = \underbrace{(T_{km}^{RT} a_m^{RT} - T_{km}^{IT} a_m^{IT})}_{u(a_m^{RT}, a_m^{IT})} + i(-1) \underbrace{(T_{km}^{RT} a_m^{IT} + T_{km}^{IT} a_m^{RT})}_{v(a_m^{RT}, a_m^{IT})}$$

$$\frac{\partial (T_{km} a_m)^*}{\partial a_m} \stackrel{oBdA}{=} \frac{\partial u(a_m^{RT}, a_m^{IT})}{a_m^{RT}} + i \frac{\partial v(a_m^{RT}, a_m^{IT})}{a_m^{RT}} = T_{km}^{RT} - iT_{km}^{IT} = T_{km}^*$$

folgt

$$\frac{\partial z}{\partial a_m} = \sum_{k=1}^K (p_k^{Betrieb} - p_k^{Simu.teilkoh}) \cdot \frac{-\left(p_k^{Simu.koh} \cdot T_{k,m}^* + T_{k,m} \cdot (p_k^{Simu.koh})^*\right)}{p_k^{Simu.teilkoh}}$$

B.2.1 Kohärente Betragsmethode optimiert mit Quotientenmethode

Zielfunktion:

$$z(a_1, a_2, \dots, a_L) = \sum_{k=1}^K \left(\frac{|p_k^{Simu.koh}|}{|p_k^{Betrieb}|} - 1 \right)^2$$

partielle Ableitung nach der Variablen a_m :

$$\begin{aligned} \frac{\partial z}{\partial a_m} &= 2 \cdot \sum_{k=1}^K \left(\frac{|p_k^{Simu.koh}|}{|p_k^{Betrieb}|} - 1 \right) \cdot \frac{1}{|p_k^{Betrieb}|} \cdot \frac{2 \cdot p_k^{Simu.koh}}{2 \cdot |p_k^{Simu.koh}|} \cdot \left((p_k^{Simu.koh})^* \frac{\partial p_k^{Simu.koh}}{\partial a_m} + p_k^{Simu.koh} \frac{\partial (p_k^{Simu.koh})^*}{\partial a_m} \right) \\ &= 2 \cdot \sum_{k=1}^K \left(\frac{|p_k^{Simu.koh}|}{|p_k^{Betrieb}|} - 1 \right) \cdot \frac{p_k^{Simu.koh}}{|p_k^{Simu.koh}| \cdot |p_k^{Betrieb}|} \cdot \left((p_k^{Simu.koh})^* T_{km} + p_k^{Simu.koh} T_{km}^* \right) \end{aligned}$$

B.2.2 Inkohärente Methode optimiert mit Quotientenmethode

Zielfunktion:

$$z(a_1, a_2, \dots, a_L) = \sum_{k=1}^K \left(\frac{p_k^{Simu.inkoh}}{|p_k^{Betrieb}|} - 1 \right)^2$$

partielle Ableitung nach der Variablen a_n :

$$\frac{\partial z}{\partial a_n} = 2 \cdot \sum_{k=1}^K \left(\frac{p_k^{Simu.inkoh}}{|p_k^{Betrieb}|} - 1 \right) \cdot \frac{1}{|p_k^{Betrieb}|} \cdot \frac{|T_{kn}|^2 \cdot a_n}{p_k^{Simu.inkoh}}$$

B.2.3 Teilkohärente Methode optimiert mit Quotientenmethode

Zielfunktion:

$$z(a_1, a_2, \dots, a_L) = \sum_{k=1}^K \left(\frac{p_k^{Simu,teilkoh}}{|p_k^{Betrieb}|} - 1 \right)^2$$

partielle Ableitung nach einer inkohärenten Variablen a_n :

$$\frac{\partial z}{\partial a_n} = 2 \cdot \sum_{k=1}^K \left(\frac{p_k^{Simu,teilkoh}}{|p_k^{Betrieb}|} - 1 \right) \cdot \frac{1}{|p_k^{Betrieb}|} \cdot \frac{|T_{kn}|^2 \cdot a_n}{p_k^{Simu,teilkoh}}$$

partielle Ableitung nach einer kohärenten Variablen a_m :

$$\begin{aligned} \frac{\partial z}{\partial a_m} &= 2 \cdot \sum_{k=1}^K \left(\frac{p_k^{Simu,teilkoh}}{|p_k^{Betrieb}|} - 1 \right) \cdot \frac{1}{|p_k^{Betrieb}|} \cdot \frac{1}{2 \cdot p_k^{Simu,teilkoh}} \cdot \left((p_k^{Simu,koh})^* \frac{\partial p_k^{Simu,koh}}{\partial a_m} + p_k^{Simu,koh} \frac{\partial (p_k^{Simu,koh})^*}{\partial a_m} \right) \\ &= \sum_{k=1}^K \left(\frac{p_k^{Simu,teilkoh}}{|p_k^{Betrieb}|} - 1 \right) \cdot \frac{(p_k^{Simu,koh})^* T_{km} + p_k^{Simu,koh} T_{km}^*}{|p_k^{Betrieb}| \cdot p_k^{Simu,teilkoh}} \end{aligned}$$

B.3.1 Kohärente Betragsmethode optimiert mit log- Quotientenmethode

Zielfunktion:

$$z(a_1, a_2, \dots, a_L) = \sum_k \left(\log_{10} \frac{|p_k^{Simu,koh}|}{|p_k^{Betrieb}|} \right)^2$$

partielle Ableitung nach der Variablen a_m :

$$\frac{\partial z}{\partial a_m} = 2 \cdot \sum_k \log_{10} \left(\frac{|p_k^{Simu,koh}|}{|p_k^{Betrieb}|} \right) \cdot \frac{1}{\frac{|p_k^{Simu,koh}|}{|p_k^{Betrieb}|} \cdot \ln(10)} \cdot \frac{(p_k^{Simu,koh})^* \frac{\partial p_k^{Simu,koh}}{\partial a_m} + p_k^{Simu,koh} \frac{\partial (p_k^{Simu,koh})^*}{\partial a_m}}{|p_k^{Betrieb}| \cdot 2 \cdot |p_k^{Simu,koh}|}$$

$$\frac{\partial z}{\partial a_m} = \sum_k \log_{10} \left(\frac{|p_k^{Simu,koh}|}{|p_k^{Betrieb}|} \right) \cdot \frac{1}{\ln(10)} \cdot \frac{(p_k^{Simu,koh})^* T_{km} + (p_k^{Simu,koh}) T_{km}^*}{|p_k^{Simu,koh}|^2}$$

B.3.2 Inkohärente Methode optimiert mit log- Quotientenmethode

Zielfunktion:

$$z(a_1, a_2, \dots, a_L) = \sum_k \left(\log_{10} \frac{p_k^{Simu,inkoh}}{|p_k^{Betrieb}|} \right)^2$$

partielle Ableitung nach der Variablen a_n :

$$\frac{\partial z}{\partial a_n} = 2 \cdot \sum_k \log_{10} \left(\frac{p_k^{Simu,inkoh}}{|p_k^{Betrieb}|} \right) \cdot \frac{1}{\frac{p_k^{Simu,inkoh}}{|p_k^{Betrieb}|} \cdot \ln(10)} \cdot \frac{1}{|p_k^{Betrieb}|} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{p_k^{Simu,inkoh}} \cdot 2 \cdot |T_{kn}|^2 \cdot |a_n| \cdot \frac{a_n}{|a_n|}$$

$$\frac{\partial z}{\partial a_n} = 2 \cdot \sum_k \log_{10} \left(\frac{p_k^{Simu,inkoh}}{|p_k^{Betrieb}|} \right) \cdot \frac{1}{\ln(10)} \cdot \frac{|T_{kn}|^2 \cdot a_n}{(p_k^{Simu,inkoh})^2}$$

B.3.3 Teilkohärente Methode optimiert mit log- Quotientenmethode

Zielfunktion:

$$z(a_1, a_2, \dots, a_L) = \sum_k \left(\log_{10} \frac{p_k^{Simu,teilkoh}}{|p_k^{Betrieb}|} \right)^2$$

partielle Ableitung nach einer inkohärenten Variablen a_n :

$$\frac{\partial z}{\partial a_n} = 2 \cdot \sum_k \log_{10} \left(\frac{p_k^{Simu,teilkoh}}{|p_k^{Betrieb}|} \right) \cdot \frac{1}{\ln(10)} \cdot \frac{|T_{kn}|^2 \cdot a_n}{(p_k^{Simu,teilkoh})^2}$$

partielle Ableitung nach einer kohärenten Variablen a_m :

$$\frac{\partial z}{\partial a_m} = 2 \cdot \sum_k \log_{10} \left(\frac{p_k^{Simu,teilkoh}}{|p_k^{Betrieb}|} \right) \cdot \frac{1}{\ln(10)} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{(p_k^{Simu,teilkoh})^2} \cdot \left((p_k^{Simu,koh})^* T_{km} + p_k^{Simu,koh} T_{km}^* \right)$$

$$\frac{\partial z}{\partial a_m} = \sum_k \log_{10} \left(\frac{p_k^{Simu,teilkoh}}{|p_k^{Betrieb}|} \right) \cdot \frac{1}{\ln(10)} \cdot \frac{(p_k^{Simu,koh})^* T_{km} + p_k^{Simu,koh} T_{km}^*}{(p_k^{Simu,teilkoh})^2}$$