

Moritz Späh, Lutz Weber, Benjamin Hanisch

Verbesserter baulicher Schallschutz durch aktive Körperschallisolation haustechnischer Anlagen



F 2746

Bei dieser Veröffentlichung handelt es sich um die Kopie des Abschlußberichtes einer vom Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung -BMVBS- im Rahmen der Forschungsinitiative »Zukunft Bau« geförderten Forschungsarbeit. Die in dieser Forschungsarbeit enthaltenen Darstellungen und Empfehlungen geben die fachlichen Auffassungen der Verfasser wieder. Diese werden hier unverändert wiedergegeben, sie geben nicht unbedingt die Meinung des Zuwendungsgebers oder des Herausgebers wieder.

Dieser Forschungsbericht wurde mit modernsten Hochleistungskopierern auf Einzelanfrage hergestellt.

Die Originalmanuskripte wurden reprototechnisch, jedoch nicht inhaltlich überarbeitet. Die Druckqualität hängt von der reprototechnischen Eignung des Originalmanuskriptes ab, das uns vom Autor bzw. von der Forschungsstelle zur Verfügung gestellt wurde.

© by Fraunhofer IRB Verlag

2010

ISBN 978-3-8167-8434-0

Vervielfältigung, auch auszugsweise,
nur mit ausdrücklicher Zustimmung des Verlages.

Fraunhofer IRB Verlag

Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau

Postfach 80 04 69

70504 Stuttgart

Nobelstraße 12

70569 Stuttgart

Telefon 07 11 9 70 - 25 00

Telefax 07 11 9 70 - 25 08

E-Mail irb@irb.fraunhofer.de

www.baufachinformation.de

www.irb.fraunhofer.de/tauforschung

IBP-Bericht B-BA 2/2010

Verbesserter baulicher Schallschutz durch aktive Körperschallisolation haustechnischer Anlagen

Der Forschungsbericht wurde mit Mitteln der
Forschungsinitiative Zukunft Bau des Bundesamt für
Bauwesen und Raumordnung gefördert
(Aktenzeichen: Z6-10.08.18.7-07.34 / II 2-F20-07-44)

Die Verantwortung für den Inhalt des Berichts liegt
bei den Autoren.

Projektleiter: M. Späh

Bearbeiter: M. Späh, L. Weber, B. Hanisch

Fraunhofer-Institut für Bauphysik IBP

Forschung, Entwicklung,
Demonstration und Beratung auf
den Gebieten der Bauphysik

Zulassung neuer Baustoffe,
Bauteile und Bauarten

Bauaufsichtlich anerkannte Stelle für
Prüfung, Überwachung und Zertifizierung

Institutsleitung

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Gerd Hauser

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Sedlbauer

IBP-Bericht B-BA 2/2010

Verbesserter baulicher Schallschutz durch aktive Körperschallisolation haustechnischer Anlagen

Durchgeführt im Auftrag des
Bundesamt für Bauwesen und Raumordnung
Aktenzeichen: Z6-10.08.18.7-07.34 / II 2-F20-07-44

Der Bericht umfasst

137 Seiten Text

3 Tabellen

135 Bilder

Dr. Moritz Späh, Dr. Lutz Weber, Benjamin Hanisch

Stuttgart, 20. Juli 2010

Institutsleitung



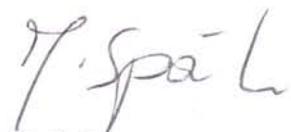
Univ.-Prof. Dr.-Ing.
K. Sedlbauer

Abteilungsleiter



Dr.-Ing. P. Leistner

Bearbeiter



Dr. M. Späh

Fraunhofer-Institut für Bauphysik IBP

Nobelstraße 12 | 70569 Stuttgart

Telefon +49 711 970-00

Telefax +49 711 970-3395

www.ibp.fraunhofer.de

Institutsteil Holzkirchen

Fraunhoferstr. 10 | 83626 Valley

Telefon +49 8024 643-0

Telefax +49 8024 643-366

Projektgruppe Kassel

Gottschalkstr. 28a | 34127 Kassel

Telefon +49 561 804-1870

Telefax +49 561 804-3187

Inhalt

1	Einleitung	6
1.1	Überblick über diesen Bericht	7
2	Übersicht über bestehende Literatur	7
3	Grundlagen der aktiven Körperschall-Isolation	8
3.1	Körperschall	8
3.2	Körperschall-Leistung	9
3.3	Empfangsplatte	9
3.4	Verlustfaktor	10
3.5	Passive Körperschall-Isolation	10
3.6	Wirkungsweise und prinzipieller Aufbau der aktiven Körperschall-Isolation	11
3.7	Kontroll-Methode: Signal Vor- oder Rückspeisung (Feed forward oder Feedback)	14
3.8	Steife oder flexible Bodenplatte	15
3.9	Signal-Rückspeisung (Feedback)	15
3.9.1	Passives Masse-Feder-Masse-System	16
3.9.2	Masse-Feder-Masse-System mit Signal-Rückspeisung (Feedback)	17
3.9.3	Masse-Feder-Masse-System mit Beschleunigungs-Rückspeisung (Feedback)	19
3.9.4	Masse-Feder-Masse-System mit Auslenkungs-Rückspeisung (Feedback)	20
3.9.5	Masse-Feder-Masse-System mit Schnelle-Rückspeisung (Feedback)	21
3.9.6	Stabilität bei Signal-Rückspeisung (Feedback)	22
3.10	Signal-Vorspeisung (Feedforward)	24
3.10.1	Masse-Feder-Masse-System mit Kraftvorspeisung (Feed forward)	25
3.11	Zusammenfassung	27
4	Aktive Körperschallisolierung – Aufbau und Komponenten	27
4.1	Prüfstand	27
4.2	Akustik-Mess-System	28
4.3	Messaufbau	29
4.4	Komponenten des Modellaufbaus	30
4.4.1	Beschreibung des Aktors	30
4.4.2	Zusatzmasse für den Aktor	31
4.4.3	Dynamische Eigenschaften des Aktors	32
4.5	Elastische Zwischenlage als passive Körperschall-Isolation	33

4.5.1	Beschreibung der elastischen Zwischenlage	33
4.5.2	E-Modul der elastischen Zwischenlage	35
4.6	Sensoren	36
4.6.1	Anforderungen an Sensoren	36
4.6.2	Piezo-elektrische Sensoren	37
4.6.3	Kraft-Sensoren auf Dehnungsmessstreifen-Prinzip (DMS)	38
4.6.4	Elektro-dynamische Sensoren	40
4.6.5	MEMS – Sensoren	40
4.7	Zusammenfassung	41
5	Voruntersuchungen	41
5.1	Admittanz von Quelle und Struktur	41
5.2	Admittanz des Aktors	43
5.3	Einfluss des Aluminium-Drahts und der Spannfutter	44
5.4	Zusammenfassung	48
6	Aktive Körperschallisolierung - Modellmessungen	48
6.1	Starrer Modellaufbau	49
6.1.1	Signal-Rückspeisung (Feedback)	49
6.1.2	Schnelle-Rückspeisung (velocity-Feedback)	51
6.1.3	Auslenkungs-Rückspeisung (displacement-Feedback)	54
6.1.4	Beschleunigungs-Rückspeisung (acceleration-Feedback)	55
6.1.5	Kraft-Rückspeisung (force-Feedback)	56
6.1.6	Kraft-Vorspeisung (force-feed forward)	58
6.1.7	Zusammenfassung starrer Aufbau	60
6.2	Modellaufbau mit elastischer Zwischenlage (aktive mit passiver KSI kombiniert)	61
6.2.1	Schnelle-Rückspeisung im Aufbau mit elastischer Zwischenlage	62
6.2.2	Kraft-Vorspeisung im Aufbau mit elastischer Zwischenlage	64
6.2.3	Zusammenfassung aktive mit passiver KSI kombiniert	65
7	Weitere Versuche am Modellaufbau	66
7.1	Verwendung einer Zusatzmasse am Aktor	66
7.2	Aufzeichnung eines realitätsnahen Anregesignals	67
7.3	Kombination von aktiver und passiver KSI mit praxisnahem Anregesignal	68
7.3.1	Einfügungsdämm-Maß	70
7.3.2	Eingeleitete Körperschall-Leistung	72
7.3.3	A-bewertete eingeleitete Körperschall-Leistung	75
7.4	Veränderungen des Modellaufbaus zu einem realen Befestigungselement	76
7.4.1	Starrer Modellaufbau ohne Aluminiumdraht und Spannfutter	77
7.4.2	Aktive Körperschall-Isolierung an einem Duschwannenfuß	80
7.4.3	Aktive Körperschall-Isolierung an zwei Duschwannenfüßen	83
7.5	Untersuchungen zur Verwendung alternativer Sensoren	87

7.5.1	Geophon zur Schnelle-Rückspeisung	88
7.5.2	DMS-Kraftaufnehmer zur Kraft-Vorspeisung	90
7.5.3	MEMS-Beschleunigungssensor zur Schnelle-Rückspeisung	93
7.6	Zusammenfassung	94
8	Aktive Körperschallisolierung in bauähnlicher Situation	94
8.1	Modellaufbau im Installationsprüfstand	95
8.1.1	Modellaufbau mit starrer Verbindung zur Bodenplatte	95
8.1.2	Modellaufbau mit elastischer Zwischenschicht zur Bodenplatte	99
8.2	Messungen an der Duschwanne im Installationsprüfstand	103
8.2.1	Duschwanne mit einem Fuß und mit elastischer Zwischenschicht zur Bodenplatte	103
8.2.2	Duschwanne mit zwei Füßen und mit elastischer Zwischenschicht zur Bodenplatte	105
8.2.3	Duschwanne mit vier Füßen und mit elastischer Zwischenschicht zur Bodenplatte	107
8.3	Messungen an einer Whirlwanne aus Acryl (Hoesch)	110
8.3.1	Whirlwanne aus Acryl mit einem Fuß	111
8.3.2	Whirlwanne aus Acryl mit vier Füßen	114
8.4	Messungen an einer Whirlwanne aus Stahl-Email (Kaldewei)	116
8.5	Unterschiede in der Wannenkonstruktion und Folgerungen für die Wirksamkeit von aktiven Systemen	122
8.6	Zusammenfassung	125
9	Zusammenfassung	125
10	Literatur	128
11	Anhang	132

Danksagung

Die vorliegenden Untersuchungen wurden durch den Betreuerkreis dieses Projekts, Herrn Arens von der Firma Viega, Herrn Müller von Kaldewei, Herrn Hagel vom BBR, Professor Fischer von der Hochschule für Technik, Stuttgart und Professor Mehra von der Universität Stuttgart unterstützt. Für diese hilfreiche Mitarbeit seien allen herzlich gedankt. Weiterhin gilt unser Dank den Firmen Kaldewei und Viega für die finanzielle und materielle Unterstützung dieses Projekts. Dr. Yokho Aoki sei für die Unterstützung bei der Erarbeitung des Theorieteils dieses Berichts gedankt.

1 Einleitung

Lärm wird in unserer Gesellschaft zunehmend als eine der bedeutendsten Umweltbelastungen wahrgenommen. Lärm beeinträchtigt nicht nur die Konzentration und geistige Aufnahmefähigkeit, sondern verursacht darüber hinaus Schlafstörungen, die bis zur nachhaltigen Störung der Gesundheit gehen können [1]. Daher ist die Lärmbelastung in unserer Umwelt, vor allem aber auch in Gebäuden, möglichst gering zu halten, da wir uns zu einem Großteil unserer Zeit in Gebäuden aufhalten. Moderne Bauten bieten bei guter Planung in der Regel einen relativ guten Schutz vor Lärm aus der Umwelt, der z.B. durch den wachsenden Verkehr entsteht.

Durch technische Anforderungen, aber auch durch ein erhöhten Komfort-Anspruch an Büro- oder Wohngebäude, sind dagegen die Installationen in Gebäuden in ihrem Umfang steigend und die Verwendung von elektrischen Antrieben zunehmend. Dies sind z.B. elektrisch betriebene Rollläden, Verschattungseinrichtungen, Lüftungsanlagen, Aufzüge, Pumpen für Heizung, Kühlung und Solaranlagen, aber auch im Sanitärbereich z.B. Whirlwannen mit Pumpen und Gebläsen. Alle diesen Installationen können, wie auch die klassischen Installationen wie Frisch- und Abwasserinstallationen, Ursache von Lärm in Gebäuden sein. Dabei ist diese Art von Lärm meist als sehr störend anzusehen, da der Informationsgehalt groß ist. Vor allem in sensiblen Räumen wie Schlafräumen, und auch in Umgebungen mit geringem Störgeräuschpegel, sind Störungen durch Installationen immer wieder Ursache von Beschwerden.

Betrachtet man das Geräuschspektrum von Installationen in Gebäuden, so ist dieses meist tiefrequent dominiert, d.h. Frequenzen unterhalb von 1000 Hz werden in der Regel als störend empfunden. Bei elektrischen Antrieben können die störenden Frequenzen in Einzelfällen auch über 1000 Hz liegen, wenn die Drehzahl des entsprechenden Antriebs relativ hoch ist.

In der Regel werden zur Geräuschreduzierung passive Entkopplungsmaßnahmen zwischen der Installation und dem Gebäude ergriffen, die im höheren Frequenzbereich oberhalb der Resonanzfrequenz der Entkopplung eine deutliche Reduktion der Lärmbelastung bewirkt. Dagegen führen diese Maßnahmen bei der Resonanz zu einer Erhöhung der Anregung des Gebäudes, unterhalb der Resonanzfrequenz aber zu keiner nennenswerten Veränderung der Lärmsituation. Weiterhin ist aus statischen oder konstruktiven Gesichtspunkten die Entkopplung von Installationen nur begrenzt möglich. Z.B. werden Wannenfüße mit elastischen Zwischenlagen zur Entkopplung ausgestattet, diese Zwischenlagen sind aber relativ steif, da die zulässige Einsenkung bei Befüllen der Wanne begrenzt ist. Dies ist notwendig, da es sonst zu einem Abreißen der Randdichtung kommen könnte.

Als Alternative bzw. als Ergänzung von passiven Entkopplungsmaßnahmen bieten sich aktive Systeme an, die vor allem im tiefen Frequenzbereich eine deutliche Wirksamkeit erzielen können [2, 3]. Als aktives System wird hier der Einsatz eines elektrodynamischen Schwingerregers bezeichnet, der durch ein geeignetes Anregungssignal, das entgegen der primären Anregung wirkt, zu einer Reduktion des in den Baukörper eingeleiteten Lärms führt. Damit wird insgesamt der von der Installation verursachte Lärm in Gebäude verringert, was zu einer Reduktion der Störwirkung im Gebäude führt. Der in diesem Forschungsvorhaben verfolgte Ansatz ist die Reduktion der Körperschalleinleitung am Kontaktpunkt zwischen Installation und Gebäudestruktur. Dabei wird auch für Installationen mit mehreren Kontaktpunkten z.B. Duschwannen oder Whirlpools angenommen, dass sich solche Systeme unabhängig von einander betreiben lassen. Damit lassen sich

sehr einfache Systeme realisieren, die keine Steuerungs- oder Regelungsprozessoren benötigen. Dies reduziert zum einen den technischen Aufwand, zum anderen aber auch die Störanfälligkeit.

Ziel dieser Arbeit ist es, ein robustes und für den Bau anwendbares aktives Isolationselement aufzubauen und zu erproben. Dabei wird dieses System auch mit einem passiven Element kombiniert, da das aktive Element eher tieffrequent wirksam ist und sich mit der Wirksamkeit eines passiven Elements bei höheren Frequenzen gut ergänzt. Dieses Element wird an einem einfachen Modellaufbau untersucht, um festzustellen, ob solche Systeme prinzipiell zu einer Reduktion der Körperschalleinleitung von Installationen in der Lage sind und wie hoch diese Reduktion ausfällt. Weiterhin wird das System beispielhaft an Sanitärinstallationen in einer gebäudeähnlichen Situation getestet und auf seine prinzipielle Anwendbarkeit erprobt.

1.1 Überblick über diesen Bericht

Nach der Einleitung in Kapitel 1 wird in Kapitel 2 eine Übersicht der bestehenden Literatur gegeben. Hierbei wird auf die Entwicklung der aktiven Schall- und Schwingungsreduktion im Allgemeinen und die Anwendung der aktiven Körperschallisolation eingegangen. In Kapitel 3 werden die Grundlagen der passiven und aktiven Körperschallisolation erläutert. Dies geschieht anhand eines Masse-Feder-Masse Systems mit einem Freiheitsgrad. Weiterhin wird auf die verschiedenen Regelungs- und Steuerungsstrategien eingegangen und deren Unterschiede erklärt. In Kapitel 4 wird der verwendete Modellaufbau beschrieben und die Eigenschaften der Komponenten des Aufbaus beschrieben. In Kapitel 5 werden Voruntersuchungen an den verwendeten Quellen und der Empfangsstruktur sowie an Komponenten des Aufbaus beschrieben. Kapitel 6 zeigt die Ergebnisse der Messungen am Modellaufbau. Hier werden die Ergebnisse der verschiedenen Regelungs- und Steuerungsstrategien dargestellt, der Einfluss verschiedener Anregespektren dargestellt und der Modellaufbau in einer realen Anwendungssituation getestet. Weiterhin werden Untersuchungen mit alternativen Sensoren dargestellt. In Kapitel 7 werden Untersuchungen in einer bauähnlichen Situation dargestellt, in der mit dem Modellaufbau, aber auch mit 3 verschiedenen realen Quellen gearbeitet wurde. Hierbei wurde die Wirksamkeit der aktiven Systeme nicht nur für die Körperschalleinleitung in das Empfangsbauteil, sondern auch für die diagonale Übertragung in einen Empfangsraum aufgezeigt. In Kapitel 8 werden die Ergebnisse zusammengefasst und ein Ausblick auf weiteres Vorgehen gegeben. Kapitel 9 gibt die verwendete Literatur wieder, der Anhang ist in Kapitel 10 niedergelegt.

2 Übersicht über bestehende Literatur

Zu dem Themenkomplex der aktiven Schall- und Schwingungs-Reduktion (Active Sound and Vibration Control ASVC) wurden von Guicking über 14000 Literaturstellen gesammelt und in [4] veröffentlicht. Alle diese Arbeiten basieren auf dem Prinzip des Gegenschalls, das schon 1933 von Lueg in [5] beschrieben wurde und in [6] weiter ausgeführt wurde. In [7] gibt Guicking einen Überblick über Aktive Lärm- und Schwingungsminderung. Die Anwendung dieser Methode kann man in die aktive Lärminderung (Active Noise Control ANC), Aktive Schwingungsminderung (Active Vibration Control, AVC) und die Aktive Strömungsbeeinflussung grob unterteilen. Für alle drei Anwendungsfelder gibt es eine große Anzahl von Literatur, denn die eingesetzten Systeme

sind stark von der Anwendung abhängig. So sind in der Vergangenheit relativ einfache Systeme mit einfacher Sensor-Aktor Kombination, z.B. die sogenannten aktiven Schalldämpfer [8 bis 14] zur Reduktion der tieffrequenten Schallemissionen von Abgasanlagen entwickelt worden. Dagegen wurden auch sehr komplexe Systeme untersucht, z.B. zur Reduktion des Lärms in Flugzeugen [15 bis 17] oder Fahrzeugen [18]. Dabei handelt es sich um Systeme, die mit vielen Sensoren und Aktoren, bei Palumbo [15] zum Beispiel mit 21 Aktoren und 32 Sensoren, in diesem Falle Mikrofonen, arbeiten. In dieser Arbeit waren alle Sensoren und Aktoren miteinander vernetzt und über eine vielkanalige Regelungs- bzw. Steuerungseinheit verbunden. Diese Systeme bedürfen hoher rechentechnischer Anforderungen und sind entsprechend komplex. Daher haben sich viele der untersuchten Systeme bis heute nicht in der Praxis durchgesetzt, da hier weitere Anforderungen wie z.B. Robustheit, geringe Kosten und einfache Applikation zum Tragen kommen. Weitere Entwicklungen werden durch die Erforschung von adaptiven Strukturen vorangetrieben, bei denen nicht nur Sensor und Aktor, sondern auch die adaptive Regelung Bestandteil des Struktursystems werden soll [19]. Als einziges System haben sich bis jetzt allerdings erst aktive Kopfhörer in einem breiteren Markt durchgesetzt [23], bei denen durch aktive Lärmkontrolle der Umgebungslärm deutlich reduziert wird. Diese werden sowohl für den professionellen Einsatz z.B. bei Hubschrauberpiloten, als auch im Verbrauchermarkt z.B. von Sennheiser und Bose angeboten.

Der Bereich der aktiven Schwingungsminderung kann in drei wesentliche Anwendungsfelder gegliedert werden: die aktive Beeinflussung einer Struktur zur Reduktion der Schallabstrahlung [24 bis 29], der aktiven Beeinflussung der Schalldämmung (von mehrschichtigen Konstruktionen) [30, 31], sowie der aktiven Beeinflussung der Körperschallübertragung. Hierbei hat vor allem die aktive Schwingungsisolierung von empfindlichen Geräten [32] z.B. Satelliten und Mikroskopen, aber auch von Maschinen zu industriellen Anwendungen geführt [33 bis 35]. Die aktive Schwingungsisolierung hat inzwischen auch in die VDI Richtlinien Eingang gefunden [36]. Hier werden Hinweise zur Anwendung von aktiver Schwingungsisolierung gegeben. Damit hat diese Technik einen Stand erreicht, bei dem mit einer deutlich größeren Verbreitung zu rechnen ist.

Für die Anwendung der aktiven Körperschallisolierung von Installationen im Bau liegen keine Unterlagen vor. Dies mag daran liegen, dass die verwendeten System in der Regel an sehr viel teureren Maschine oder Geräten zum Einsatz kommen, zum anderen aber auch daran, dass im Bauwesen eher unkomplizierte und wartungsarme Systeme zu Anwendung kommen. Der Bereich der Sanitärinstallationen im Gebäude ist schon lange ein akustisches Problemfeld [37 bis 49]. Vor allem im tiefen Frequenzbereich ist die Wirksamkeit von passiven Körperschall-Isolierungen stark eingeschränkt, so dass sich hier aktive Systeme prinzipiell anbieten.

3 Grundlagen der aktiven Körperschall-Isolation

3.1 Körperschall

Das Teilgebiet der Akustik, das sich mit der Entstehung, der Weiterleitung und der Abstrahlung von zeitlich wechselnden Bewegungen und Kräften in festen Strukturen beschäftigt, wird in der Physik als Körperschall bezeichnet [50].

Eine weitere Unterteilung wird oft durch die menschliche Wahrnehmung von Schwingungen vollzogen. Die bevorzugt durch die taktile Wahrnehmung vom Menschen erfassten Vibrationen von Festkörpern werden von Schwingungen oder auch Erschütterungen genannt. Dies ist vor allem bei sehr tiefen Frequenzen der Fall. Die durch das Hören von Luftschall, der durch die Abstrahlung der Festkörper bedingt ist, wahrgenommenen Vibrationen werden als Körperschall bezeichnet. Dabei handelt es sich um die für den Menschen hörbaren Frequenzen zwischen ca. 16 Hz und ca. 20000 Hz.

Der Unterschied zum Luftschall liegt darin, dass in Festkörpern auch Schubspannungen und Schubdeformationen auftreten können, die dazu führen, dass sich nicht nur Kompressionswellen wie beispielsweise in Gasen, sondern auch Schubwellen und Kombinationen aus beiden ausbreiten. Das Körperschallfeld kann deshalb im Gegensatz zum Luftschallfeld nicht mit einem Skalar (Schalldruck) und einem Vektor (Schallschnelle) beschrieben werden. Stattdessen wird ein Vektor, wie beispielsweise die Schnelle zur Beschreibung und Beurteilung herangezogen.

Für die Schallabstrahlung in die umgebende Luft ist das Biegewellenfeld von Platten dominant. Da im Bau in der Regel von plattenförmigen Bauteilen ausgegangen werden kann, muss vor allem die Anregung des Biegewellenfeldes auf Platten berücksichtigt werden. Dagegen können Quasi-Longitudinalwellen auf Platten nur durch ihre Poisson-Ausdehnung zu Abstrahlung führen. Diese Abstrahlung kann daher vernachlässigt werden [20]. Die wichtigste Anregung der Biegewellen erfolgt durch Kräfte senkrecht zur Plattenoberfläche. Die Momenten-Anregung kann dagegen in der Regel ebenso vernachlässigt werden [21].

3.2 Körperschall-Leistung

Die eingeleitete Körperschall-Leistung ist die wichtigste Größe, um Körperschallquellen zu charakterisieren. Sie berechnet sich nach [50] am Einleitungspunkt aus:

$$\underline{P} = \frac{1}{2} \cdot \underline{\hat{F}} \cdot \underline{\hat{v}}^* \quad (1)$$

mit \underline{P} der komplexen Körperschall-Leistung, durch den Unterstrich als komplexe Größe kenntlich gemacht, dem Scheitelwert der Kraft am Kontaktpunkt und der komplex konjugierten Schnelle am Kontaktpunkt. Die in das Fernfeld abfließende und dort zu Körperschallabstrahlung führende Körperschall-Leistung ist der Realteil

$$P = \frac{1}{2} \cdot \text{Re} \left\{ \underline{\hat{F}} \cdot \underline{\hat{v}}^* \right\} \quad (2)$$

der komplexen Leistung. Diese Leistung wird durch das Kreuz-Spektrum zwischen Kraft F und Schnelle v messtechnisch beschrieben.

3.3 Empfangsplatte

Körperschallquellen können auch mit der Empfangsplattenmethode charakterisiert werden [21, 22]. Hierbei wird die Körperschall-Leistung durch das mittlere Schnellequadrat $\overline{\tilde{v}}^2$

$$P = \eta \cdot \omega \cdot m \cdot \overline{\tilde{v}^2} \quad (3)$$

und dem Verlustfaktor η , der Kreisfrequenz ω und der Masse m der Empfangsplatte bestimmt, wenn die Quelle an der Empfangsplatte befestigt ist. Die Methode lässt eine recht genaue Bestimmung der Körperschall-Leistung zu. In dieser Arbeit wurde auf die Bestimmung der Körperschall-Leistung zur Untersuchung der Wirksamkeit der aktiven Körperschallisolierung in der Regel verzichtet. Die Modell-Untersuchungen wurden an einer Empfangsplatte durchgeführt, anstatt des mittleren Schnellequadrats wurde die Schnelle in der Regel lediglich an einer Position auf der Empfangsplatte (mindestens 1 m entfernt von der Kontaktstelle der Quelle) als Referenzsignal gewählt, das es galt durch die aktive Körperschall-Isolierung zu reduzieren. Dabei blieben der Verlustfaktor der Platte, die Masse und die Kreisfrequenz unverändert.

3.4 Verlustfaktor

Der Verlustfaktor beschreibt die Verluste der Schwingungen von Bauteilen. Dabei können diese durch innere Verluste im Material, durch Abstrahlung und durch Verluste in angrenzende Bauteile entstehen. Er ist definiert aus dem Quotient aus den pro Schwingungsperiode verlorenen mechanisch Schwingungsenergie zur wieder gewinnbaren Schwingungsenergie der entsprechenden Struktur. In [50] wird folgende Definition des Verlustfaktors η gegeben:

$$\eta = \frac{W_v}{2 \cdot \pi \cdot W_r} \quad (4)$$

Mit W_v der verlorengegangenen Energie in J und W_r der wieder gewinnbaren Energie in J.

Messtechnisch lässt sich der Verlustfaktor einer Struktur durch die Messung der Körperschallnachhallzeit T bestimmen. Die Körperschallnachhallzeit beschreibt die Zeit, in der der Schallschnellepegel auf einer Struktur nach Abschalten der Anregung auf den millionsten Teil seines Ausgangswertes abgesunken ist. Der Verlustfaktor ist nach [50]

$$\eta = \frac{2.2}{f \cdot T} \quad (5)$$

mit f der Frequenz und T der Nachhallzeit.

3.5 Passive Körperschall-Isolation

Ein wichtiges Mittel den Körperschalleintrag in ein Gebäude zu verringern bilden weich federnde oder elastische Zwischenelemente. Diese werden zwischen den schwingenden Objekten und der zu schützenden Struktur angebracht. Die Wirkungsweise dieses Systems lässt sich durch ein bedämpftes Feder-Massesystem beschreiben (siehe Abschnitt 3.8.1). Oberhalb der Resonanzfrequenz bewirkt dieses eine Verringerung der eingeleiteten Kraft. Im Bereich der Resonanzfrequenz wird die Schallübertragung dagegen verstärkt. Passive Körperschall-Isolierungen werden in vielen Bauformen und Anwendungen eingesetzt, deren Auslegung ist aber immer ein Kompromiss aus Isolierwirkung und Stabilität.

3.6 Wirkungsweise und prinzipieller Aufbau der aktiven Körperschall-Isolation

Die Grundidee der aktiven Körperschall-Isolation ist die aktive Einspeisung eines dem Primärsignal entgegenwirkenden Signals (mit einer Phasenverschiebung von 180°), so dass das Primärsignal ausgelöscht oder zumindest deutlich gemindert wird. Dies ist für den eindimensionalen Fall in einem Kanal in Bild 1 dargestellt.

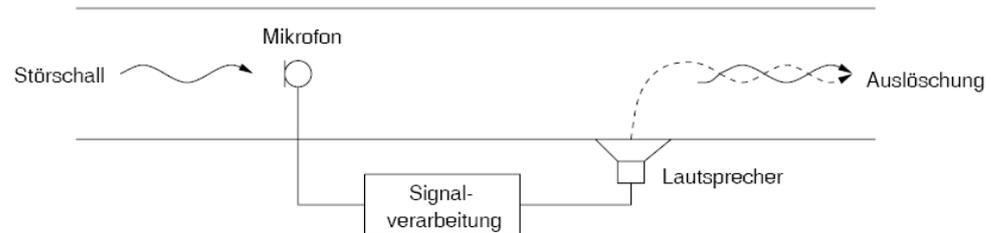


Bild 1: Prinzip der aktiven Schallkompensation in einem Rohr, nach Guicking [7].

Damit es zu einer merklichen Reduktion der Schallwellen im Bereich nach dem Lautsprecher kommt, darf der Fehler in der Amplitude und der Phase nicht allzu groß sein. In Bild 2 ist dargestellt, mit welchen Fehlern welche Dämpfung des Signals noch erreichbar ist.

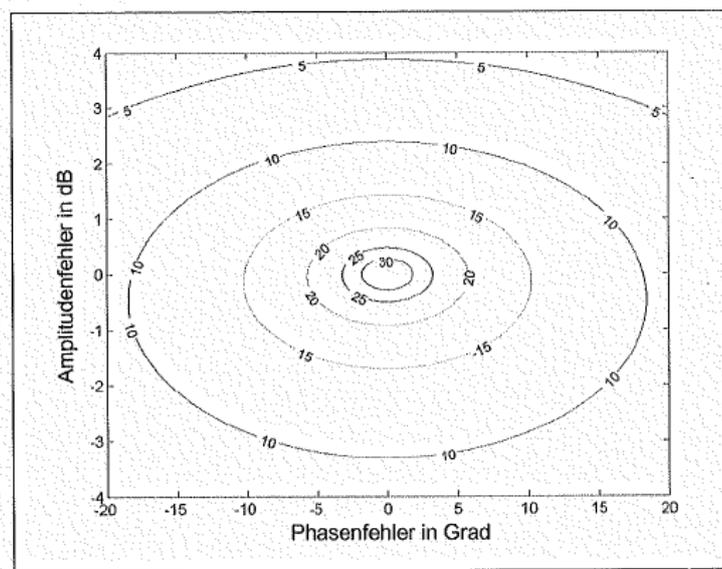


Bild 2: Erreichbare Dämpfung in Abhängigkeit von Amplituden- und Phasenfehler, nach [23].

Um eine Dämpfung um 10 dB zu erreichen, kann ein maximaler Amplitudenfehler von ± 3 dB oder ein Phasenfehler von ca. $\pm 18^\circ$ zugelassen werden. Dies bedeutet, dass das Sekundärsignal sehr ähnlich in seiner Amplitude und sehr nahe bei -180° zum Primärsignal liegen muss, um eine deutliche Reduktion zu bewirken.

In Analogie zum in Bild 1 dargestellten eindimensionalen Kanal für den Luftschall wird in diesem Bericht die Verbindung einer Körperschallquelle mit einer Empfangsstruktur als eindimensionaler

Wellenleiter angesehen. Dabei stellt die Verbindung einen Stab dar, der durch die Körperschallquelle zu Longitudinalwellen angeregt wird. Gelingt es durch die Einleitung einer Gegenkraft eine gegen-phasige Überlagerung von Sekundär- und Primärwelle zu erreichen, so führt dies zu einer Reduktion der Körperschallübertragung. In diesem Modell bleibt die Übertragung durch Biege wellen auf dem Stab unberücksichtigt. Dies ist in vielen Fällen zulässig, da es im Bau in der Regel um die Anregung von Biege wellen auf plattenförmigen Bauteilen geht. In diesen Fällen ist die Körperschallanregung durch einen Befestigungsstab oder Anlagenfuß durch die Kraft senkrecht zur Plattenoberfläche zur Anregung von Biege wellen in der Bauwerksplatte dominierend. Weiterhin führt die Ausführung von passiven Körperschallisolationen zwischen Installation und Bauteil (z.B. Wannenfüße) zu einer Unterdrückung der Körperschalleinleitung durch Biege wellen im Verbindungsstab. Das Modell ist in Bild 3 dargestellt.

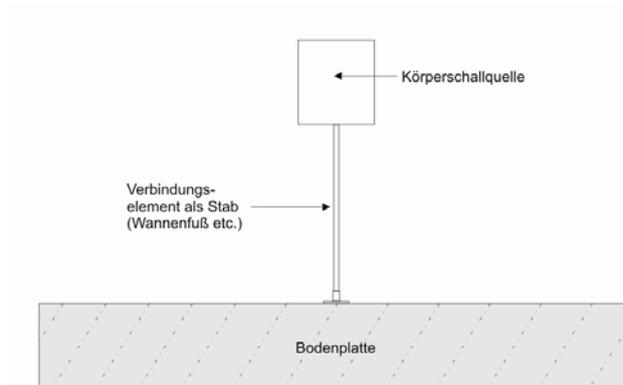


Bild 3: Modell des Verbindungselements einer Körperschallquelle mit dem Gebäude.

Das Modell zeigt einen sehr einfachen Aufbau, der nicht bei allen Körperschallquellen im Bau gegeben ist. Einige Installationen besitzen aber Verbindungselemente, die ähnlich aufgebaut sind, z.B. Wannenfüße von Dusch- und Badewannen oder auch Rohrschellen-Halterungen. Die Wirksamkeit von aktiven Körperschall-Isolierungen ist stark abhängig von der jeweiligen Konstruktion, wie dieser Bericht zeigen wird. Dieses einfache Modell ermöglicht uns aber, die genannten Konstruktionen im Wesentlichen abzubilden. Außerdem ist die Konstruktion relativ einfach, um die Vorgänge zu verstehen und um zu testen, ob die Anwendung von aktiven Elementen zur Reduktion von Körperschalleinleitung in Gebäude durch Installationen prinzipiell funktionieren kann. Das gewählte Modell bietet die Möglichkeit, einen einfachen Modellaufbau zu erstellen, an dem die wesentlichen Untersuchungen durchgeführt wurden.

Für die aktive und semi-aktive Körperschall-Isolation gibt es eine Vielzahl verschiedener Ansätze. In vereinfachter Form sind einige in Bild 4 schematisch dargestellt.

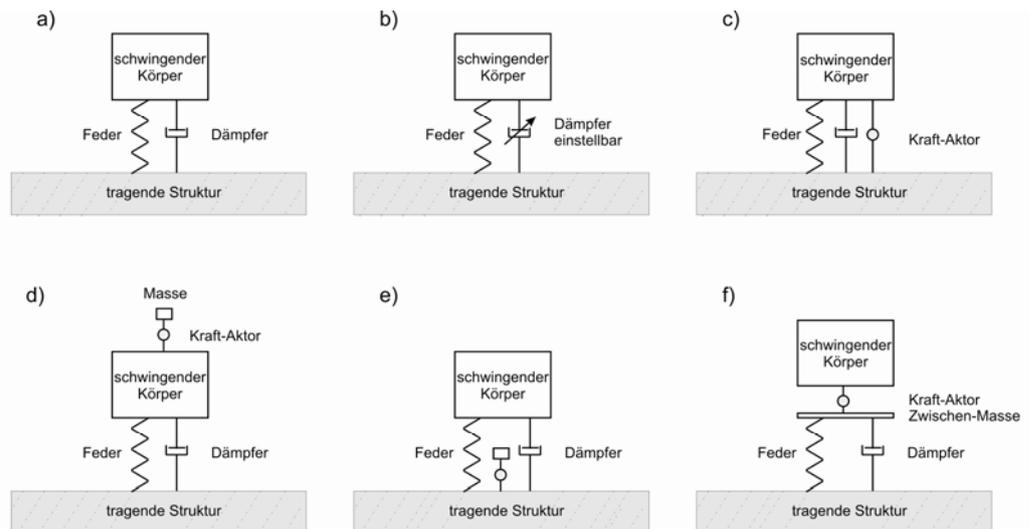


Bild 4: Schematische Darstellung von passiver und aktiver Körperschall-Isolation, nach [2].

Jede dieser Konstruktionen besitzt Vor- und Nachteile. Die herkömmliche passive Isolation mit Feder und Dämpfer ist in a) dargestellt. Wird der Dämpfer variabel ausgeführt, so erhält man eine semi-aktive Isolation, b). Dies ist in vielen Fällen eine einfache und preisgünstige Lösung, die in vielen Fällen aber eine geringere Wirksamkeit aufweist. In c) ist eine Konstruktion einer semi-aktiven Isolation dargestellt, bei der der Aktor parallel zur passiven Isolation wirkt und eine Kraft auf den schwingenden Körper und auf die Struktur ausübt. Dieses System besitzt bei tiefen Frequenzen in der Regel eine gute Wirksamkeit, hat aber bei hohen Frequenzen Nachteile, da hohe Frequenzanteile über den Aktor auf die Struktur übertragen werden können, und damit die Wirksamkeit der passiven Isolierung bei hohen Frequenzen gemindert wird. Eine hohe Wirksamkeit bei tiefen Frequenzen bedarf eines großen Schwingwegs, der die Verwendung von magnetostriktiven oder piezokeramischen Aktoren ausschließt. Stattdessen müssen hierfür pneumatische, hydraulische oder elektromagnetische Aktoren verwendet werden. Gegen die Verwendung von pneumatischen und hydraulischen Aktoren sprechen deren Gewicht und deren Versorgung. Der in d) und e) ist eine Konstruktion mit Aktor dargestellt, der in beiden Fällen gegen eine Inertial-Masse arbeitet, in d) dient er zu (gegen-phasigen) Anregung des schwingenden Körpers, in e) zu Anregung der tragenden Struktur. Bei diesen Konstruktionen ist die geringe Wirksamkeit bei hohen Frequenzen nicht problematisch, da in diesem Frequenzbereich die passive Isolation wirkt. Dagegen werden in diesen Fällen bei schweren Maschinen eine große Masse und ein entsprechend großer Aktor benötigt. In e) ist eine Konstruktion dargestellt, bei der eine Zwischenmasse am passiven Element befestigt ist. Diese Zwischenmasse wird durch den Aktor mit der schwingenden Masse verbunden. In diesem Falle muss der Aktor die Masse der Quelle aufnehmen und muss deshalb in der Regel größer sein als in den anderen Fällen. Der Vorteil ist, dass das aktive System von der tragenden Struktur entkoppelt ist, was in einigen Fällen für die Stabilität des Systems von Vorteil ist. Alle dargestellten Fälle von b) bis f) werden als semi-aktiv bezeichnet, da sie eine Kombination von passivem und aktivem Element darstellen [2]. Alle semi-aktive Systeme benötigen ein Kontroll-System (Sensor – und Regler), die in dieser Darstellung nicht gezeigt sind.

Wichtig ist bei der Anwendung von aktiven Körperschallisierungen, dass alle Übertragungswege berücksichtigt werden. Ist dies nicht möglich oder wird ein Übertragungsweg vergessen, so

kann das System sogar zur Verstärkung der übertragenen Schwingung führen. Dies gilt auch für die Übertragung über einen Luftschall-Pfad, z.B. bei geringem Abstand von Quelle zur Struktur.

Die Auslegung einer Körperschall-Isolation ist oft ein Kompromiss zwischen guter Isolationswirkung und statischer Stabilität. Die Verwendung eines aktiven Elements kann diese Abstimmung deutlich verbessern, da diese vor allem im tiefen Frequenzbereich wirksam ist, wo das passive Element keine Wirksamkeit zeigt bzw. sogar durch Resonanzüberhöhung negative Auswirkungen auf die Transmission besitzt.

3.7 Kontroll-Methode: Signal Vor- oder Rückspeisung (Feed forward oder Feedback)

Für die aktive Schall- und Körperschall-Isolierung gibt es zwei unterschiedliche Ansätze: die Signal Vor- und Rückspeisung. Die Signalvorspeisung benötigt ein Signal der Störung vor dem Aktor, das verstärkt und in seiner Phase gedreht auf den Aktor gespeist wird, so dass das Primärsignal mit dem phasengedrehten Signal überlagert wird und eine Auslöschung oder deutliche Reduktion im weiteren Verlauf des Wellenleiters auftritt. Dies wird auch als Steuerung bezeichnet. Dagegen wirkt die Signal Rückspeisung auf die Weise, dass das Signal von der zu beruhigenden Struktur herrührt. Dieses Signal wird verstärkt und in seiner Phase gedreht auf den Aktor rückgespeist, so dass die Schwingung der Struktur selbst reduziert wird. Dies wird auch als Regelung bezeichnet. Damit wird klar, dass durch Signal-Rückspeisung keine gesamte Auslöschung erreicht werden kann, da in diesem Falle auch das Regelsignal null wäre.

Die Signalvorspeisung zeigt daher in vielen Fällen eine bessere Wirksamkeit. Sie benötigt aber dazu ein gut korreliertes Signal der Störung. Dieses Signal zu bekommen ist für einfache periodische Anregung, wie zum Beispiel bei einer rotierenden Maschine, relativ einfach, oder für den Fall, in dem die Quelle einen ausreichend großen Abstand zum aktiven Element besitzt, so dass ein Gegensignal zeitgleich zum Primärsignal erzeugt werden kann. In diesem Fall ist auch die Dämpfung von zufälligen Signalen wie Rauschen möglich. Theoretisch kann die Signalvorspeisung die Anregung der Empfangsstruktur komplett unterdrücken. In diesem Fall muss aber die Übertragungsfunktion zwischen Sensor und Aktor mit im Regler berücksichtigt werden. Hierzu gab es in der Vergangenheit viele Untersuchungen. Der Einsatz von digitaler Signalverarbeitung und digitalen Filtern, die auf DSP's implementiert werden, haben diese Anwendungen deutlich voran gebracht. Allerdings ergibt sich aus der Kompensation der Übertragungsfunktion das Problem, dass sich diese durch äußere Einflüsse z.B. Temperatur verändern kann. Daher wurden hierzu adaptive Systeme entworfen, die diesen Drift der Übertragungsfunktion wiederum berücksichtigt. Alle diese Regler haben den Nachteil, dass sie zum einen eine größere Verarbeitungszeit des Signals benötigen, zum anderen dass die Filterung die Phasenlage frequenzabhängig verändert. Insgesamt benötigen diese Regler einen hohen rechentechnischen Aufwand. Deshalb wurde in diesem Vorhaben auf Digitalisierung und Filterung verzichtet, so dass ausschließlich das analoge Signal des Sensors verstärkt und invertiert wurde. Damit ist die Wirksamkeit des Systems reduziert, aber die Robustheit und die Anwendbarkeit sind damit deutlich höher.

Ein systembedingter Nachteil von der Signal-Rückspeisung ist ihre Tendenz, bei zu starker Verstärkung instabil zu werden. Dies ist durch die Rückkopplungsschleife bedingt, und zeigt sich durch eine sich immer weiter verstärkende Anregung einer bestimmten Frequenz, wie es auch bei Rückkopplungen von Lautsprecher und Mikrophon kommen kann. Auf der anderen Seite benötigt aber gerade die Signal-Rückspeisung eine große Verstärkung, um wirksam zu sein.

Daher wird in der Regel die Signal-Vorspeisung gewählt, wenn ein entsprechendes kohärentes Signal vorliegen kann. Die Signal-Vorspeisung verändert nicht die dynamische Übertragungsfunktion des zu kontrollierenden Systems und ist systembedingt deutlich stabiler. [2]

3.8 Steife oder flexible Bodenplatte

Maschinen werden oft auf massiven Fundamenten aufgestellt, bei denen man von einer steifen Masse ausgehen kann. Dagegen werden Installationen im Bau meist auf der Bodenplatte oder an den Wänden befestigt. Damit sind sie an Strukturen befestigt, die selbst flexibel sind und Schwingungsmoden in dem Frequenzbereich aufweisen, in dem die Schwingungsisolierung wirken soll. In diesen Fällen können passive Isolierungen relativ geringe Wirkung zeigen [2]. Bei einer Verwendung von unabhängigen aktiven Isolierungen an den verschiedenen Kontaktpunkten kann es schwierig sein, die Struktur komplett zu beruhigen, weil die Kontroll-Signale von einander abhängig sind. Zur Realisierung von sehr wirksamen aktiven Körperschallisolierungen werden deshalb oft vernetzte mehrkanalige Regler eingesetzt, die die Steuersignale aus den Sensorsignalen aller Kontaktpunkte generieren. Die Abhängigkeit der Signale voneinander ist aber im Bau auch von der Entfernung der Kontaktpunkte abhängig. So können Quellen als unabhängig betrachtet werden, wenn ihre Entfernung größer als eine halbe Biegewellenlänge des Bauteils auseinander liegen [51]. Bei den in diesem Bericht verwendeten Quellen, Duschwannen oder Whirlwannen, aber auch bei Rohrschellen liegen die Kontaktpunkte mindestens ca. 0.7 m von einander entfernt. Bei einer Betondecke mit einer Dicke von 0.18 m ergibt sich daraus eine Frequenz von ca. 1600 Hz, über der die Kontaktpunkte als unabhängig betrachtet werden können. Der Frequenzbereich, in dem die aktiven Elemente wirken sollen, liegt deutlich unterhalb dieser Frequenz, nämlich im Frequenzbereich zwischen 50 und 1000 Hz. Trotzdem wurden in dieser Arbeit unabhängige Systeme betrachtet, denn diese sind in ihrer Anwendung deutlich einfacher und preisgünstiger.

3.9 Signal-Rückspeisung (Feedback)

Wie schon unter 3.2 beschrieben ist die Signal-Rückspeisung die gängige Methode, wenn es nicht möglich ist, das Störungssignal rechtzeitig vor dem Aktor zu erfassen. In diesem Abschnitt wird ein einfaches Masse – Feder – Masse-System beschrieben, um die Wirkungsweise des aktiven Systems modellhaft zu beschreiben und die Auswirkungen von verschiedenen Varianten der Signal-Rückspeisung zu erläutern. Weitere Informationen über aktive Systeme sind z.B. [2] zu entnehmen.

3.9.1 Passives Masse-Feder-Masse-System

Als einfaches Masse-Feder-Masse-System wird das in Bild 5 dargestellte System herangezogen.

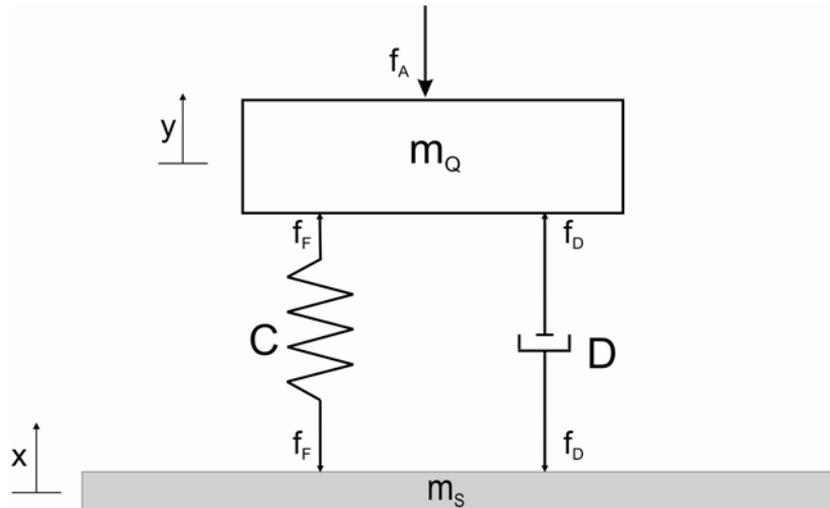


Bild 5: Schematische Darstellung eines Schwingungssystems mit einem Freiheitsgrad.

Die anregende Kraft wird mit

$$f_A = \hat{F} \cdot (e^{j\omega t}) \quad (6)$$

angenommen. Dabei ist \hat{F} der Maximalwert der Kraft und ω die Kreisfrequenz:

$$\omega = 2 \pi f \quad (7)$$

Die Federkraft ergibt sich zu:

$$f_F = -C \cdot (y - x) \quad (8)$$

Dabei ist C die Federsteifigkeit in [N/m]. Die Dämpfungskraft ist:

$$f_D = -D \cdot (\dot{y} - \dot{x}) \quad (9)$$

Mit D dem Dämpfungsgrad in [Ns/m]. Die Bewegungsgleichung der Masse m_Q ergibt ist:

$$m_Q \ddot{y}(t) + D \dot{y}(t) + C y(t) = D \dot{x}(t) + C x(t) - F_A, \quad (10)$$

und die Bewegungsgleichung der Empfangsstruktur m_s ist:

$$m_s \ddot{x}(t) + D \dot{x}(t) + C x(t) = D \dot{y}(t) + C y(t) \quad (11)$$

Die Transfer-Admittanz zwischen erzeugter Schnelle auf dem Empfangsbauteil m_s und anregender Kraft F_A ist:

$$A = \frac{v}{F} = \frac{\dot{x}(t)}{F_A} \quad (12)$$

Die erste Ableitung der Auslenkung x ist die Schnelle v_x

$$v_x(t) = \dot{x}(t) = j \omega x(t) \quad (13)$$

Die zweite Ableitung der Auslenkung x ist die Beschleunigung a :

$$a_x(t) = \ddot{x}(t) = -\omega^2 x(t) \quad (14)$$

Durch einsetzen der Gleichungen (13) und (14) in die Bewegungsgleichungen (5) und (6) und nach Umstellung nach der Transfer-Admittanz ergibt sich diese zu:

$$A = j \omega \frac{C + j \omega D}{\omega^2 \left((C + j \omega D) m_s + m_Q (C + j \omega D - \omega^2 m_s) \right)} \quad (15)$$

Bei ungedämpftem System ($D=0$) steigt die Admittanz bei der Eigenresonanz ins Unendliche. Dies bedeutet, dass der Nenner null wird. Damit lässt sich die Resonanzfrequenz für das ungedämpfte System ableiten zu:

$$\omega_0 = \sqrt{C \left(\frac{1}{m_s} + \frac{1}{m_Q} \right)} \quad (16)$$

Die Federsteifigkeit einer elastischen Zwischenlage errechnet sich aus:

$$C = \frac{E A_s}{l_s} \quad (17)$$

Mit E dem E-Modul des Materials, A_s der Querschnittsfläche und l_s der Länge bzw. Dicke des Federelements. Im Folgenden wird die Wirkung der verschiedenen Signal-Rückspeisungen beispielhaft für dieses Modell dargestellt. Für das Modell werden folgende Werte angenommen:

$$m_s = 0.5 \text{ kg}, m_Q = 230 \text{ kg}, C = 8000 \text{ N/m}, D = 0.001$$

3.9.2 Masse-Feder-Masse-System mit Signal-Rückspeisung (Feedback)

Zur Aktivierung der Körperschallisolierung wird an das in 3.4.1 gezeigte System ein Sensor am Empfangselement angebracht, der das Signal über einen Verstärker G auf einen Aktor rückspeist. Das Modell ist in Bild 6 gezeigt.

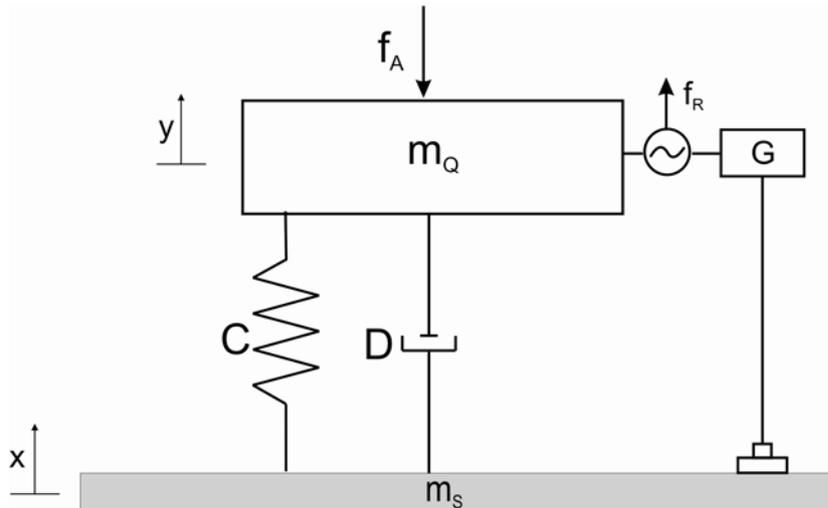


Bild 6: Masse-Feder-Masse Schwingungssystem mit einem Freiheitsgrad und Signlrückspeisung (Feedback).

In diesem Fall wird also die Schwingung der Empfangsstruktur m_s vom Sensor erfasst und auf den Aktor zurückgespeist. Die Bewegungsgleichungen ergeben sich dann mit:

$$m_Q \ddot{y}(t) + D \dot{y}(t) + C y(t) = D \dot{x}(t) + C x(t) - F_A + F_R, \quad (18)$$

für die Masse m_Q und :

$$m_s \ddot{x}(t) + D \dot{x}(t) + C x(t) = D \dot{y}(t) + C y(t) \quad (19)$$

für die Masse m_s .

Das Sensorsignal wird mit einem Beschleunigungssensor erfasst. Durch Integration des Signals ist es möglich, ein schnelle-proportionales Signal zurückzuspeisen, durch zweifache Integration kann ein auslenkungs-proportionales Signal zurückgespeist werden. In Bild 7 ist ein Blockdiagramm eines Feedback-Systems dargestellt.

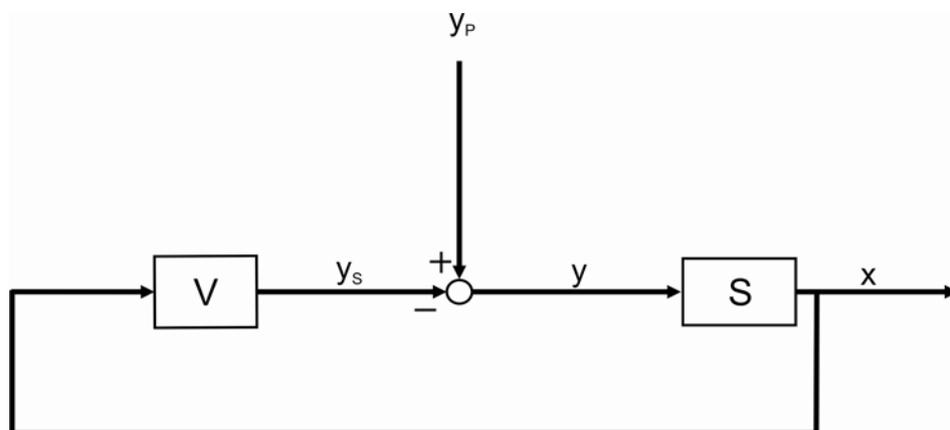


Bild 7: Vereinfachtes Blockdiagramm eines Systems mit Signlrückspeisung (Feedback).

Die Grafik in Bild 7 zeigt, dass das zurück-gespeiste Signal von der Struktur x abgegriffen wird, die durch das System in ihrer Schwingung reduziert werden soll. Dieses Steuerungs-Signal y_s wird durch die Verstärkung V in seiner Amplitude erhöht und gegen-phasig zum Primärsignal y_p eingespeist, so dass sich die Anregung y und damit die Schwingung x verringert.

3.9.3 Masse-Feder-Masse-System mit Beschleunigungs-Rückspeisung (Feedback)

Bei der Beschleunigungs-Rückspeisung wird das gemessene Signal invertiert über einen Verstärker auf den Aktor gespielt. Dabei ist die Aktor-Kraft:

$$f_R = G \ddot{x}(t) = -G \omega^2 x(t) \quad (20)$$

Durch einsetzen in Gleichung (18) und (19) und umstellen erhält man in diesem Fall die Admittanz mit

$$A = -j \omega \frac{C + j \omega D}{\omega^2 \left((C + j \omega D)(G - m_s) - m_q (C + j \omega D - \omega^2 m_s) \right)} \quad (21)$$

Die Transfer-Admittanz ist für verschiedene Verstärkungsfaktoren G in Bild 8 dargestellt.

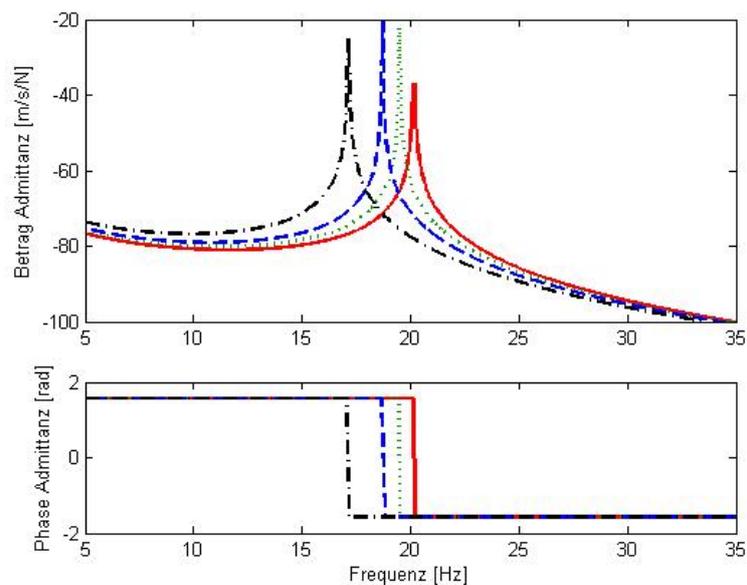


Bild 8: Transfer-Admittanz des Systems mit Beschleunigungs-Rückspeisung (rot: $G=0$, grün: $G=16$, blau $G=32$, schwarz $G=64$). Erhöhung der Übertragung unterhalb der Resonanzfrequenz sowie Verringerung der Übertragung oberhalb der Resonanzfrequenz.

Die Grafik zeigt bei steigender Verstärkung G des rückgespeisten Beschleunigungssignals die Verschiebung der Resonanzfrequenzen zu tieferen Frequenzen sowie eine Erhöhung der Übertragung unterhalb der Resonanzfrequenz und eine Verringerung oberhalb der Resonanzfrequenz. Hier wird in manchen Fällen wegen der Verschiebung der Resonanzfrequenz zu tieferen Frequenzen von einer „zusätzlichen aktiven Masse“ gesprochen.

Die Anwendung der Beschleunigungs-Rückspeisung ist dann sinnvoll, wenn man einzelne weit auseinander liegende Resonanzen, z.B. Moden der Bodenplatte, vorliegen hat, die durch zusammentreffen tonaler Komponenten der Quelle stark angeregt werden. Dann kann durch verstimmen der Frequenzen die Körperschalleinleitung reduziert werden. Ähnlich verhält sich das System mit der Auslenkungsrückspeisung.

3.9.4 Masse-Feder-Masse-System mit Auslenkungs-Rückspeisung (Feedback)

Bei der Auslenkungs-Rückspeisung wird ein der Auslenkung proportionales Signal dem Aktor über einen Verstärker rückgespeist. Bei Verwendung eines Beschleunigungs-Sensors muss dieses Signal doppelt integriert werden. Im Modell bedeutet dies, das

$$f_R = G x(t) \quad (22)$$

Durch einsetzen in Gleichung (18) und (19) und umstellen erhält man in dann die Admittanz mit:

$$A = j \omega \frac{C + j \omega D}{\omega^2 m_Q (C + j \omega D - \omega^2 m_S) + (C + j \omega D)(G + \omega^2 m_S)} \quad (23)$$

Das Verhalten des Systems ist in Bild 9 dargestellt, bei dem wiederum die Verstärkung G variiert wurde.

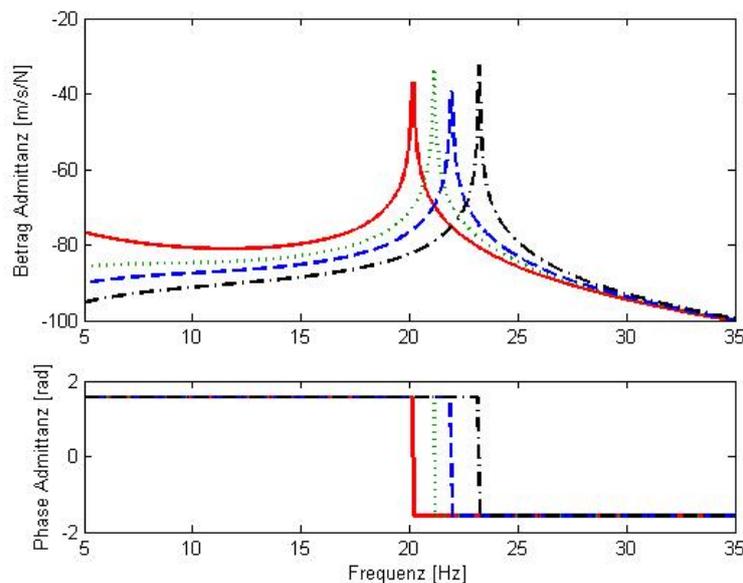


Bild 9: Transfer-Admittanz des Systems mit Auslenkungs-Rückspeisung (rot: $G=0$, grün: $G= 4E6$, blau $G= 8E6$, schwarz $G= 16E6$). Damit Verringerung der Übertragung unterhalb der Resonanzfrequenz sowie Erhöhung der Übertragung oberhalb der Resonanzfrequenz.

Mit Erhöhung der Verstärkung verschiebt sich die Resonanzfrequenz des Systems zu höheren Frequenzen. Damit verhält sich das System ähnlich zu einer Erhöhung der Steifigkeit. Deshalb wird dies auch durch die Bezeichnung „zusätzliche aktive Steifigkeit“ bezeichnet. Diese Verschie-

bung führt zu einer Verringerung der Übertragung unterhalb der Resonanzfrequenz und zu einer Erhöhung oberhalb der Resonanzfrequenz. Wie auch bei der Beschleunigungsrückspeisung ist diese Verschiebung nur bei sehr vereinzelt auftretenden Resonanzen eine sinnvolle Methode, um die Körperschall-Einleitung zu verringern. Bei plattenförmigen Bauteilen im Bau mit mehreren Resonanzen (Plattenmoden) sind beide Methoden nicht zielführend.

3.9.5 Masse-Feder-Masse-System mit Schnelle-Rückspeisung (Feedback)

Bei der Schnelle-Rückspeisung wird für das durch den Beschleunigungs-Sensor gemessene Signal einmal integriert und invertiert über einen Verstärker auf den Aktor gespielt. Dabei ist die Aktorkraft:

$$f_r = G \dot{x}(t) = G \omega x(t) \quad (24)$$

Durch einsetzen in Gleichung (18) und (19) und umstellen erhält man in die Admittanz mit:

$$A = -j \omega \frac{C + j \omega D}{\omega \left(-(C + j \omega D) (jG + \omega m_s) + \omega m_0 (-C - j \omega D + \omega^2 m_s) \right)} \quad (25)$$

Die Transfer-Admittanz bei Schnelle-Rückspeisung ist mit verschiedenen Verstärkungsfaktoren G in Bild 10 gezeigt.

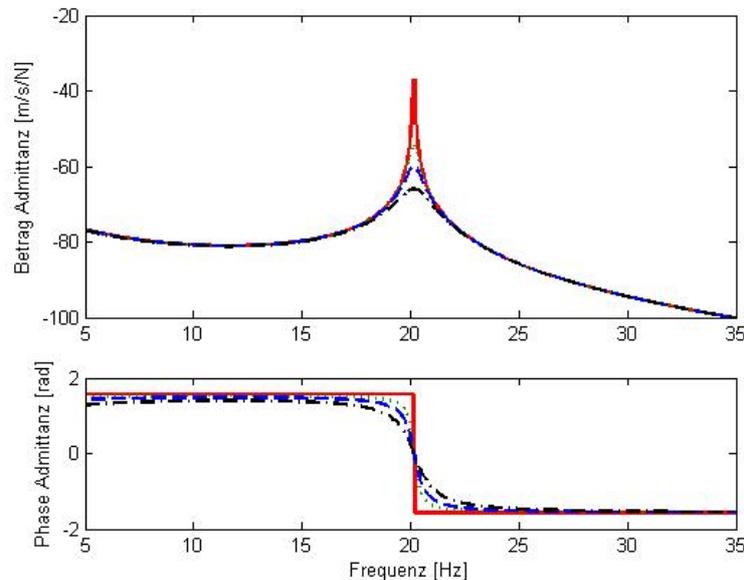


Bild 10: Transfer-Admittanz des Systems mit Schnelle-Rückspeisung (rot: $G=0$, grün: $G= 500$, blau $G= 100$, schwarz $G= 2000$). Damit Verringerung der Übertragung bei der Resonanzfrequenz durch eine „zusätzliche Dämpfung“.

Bild 10 zeigt die Transfer-Admittanz des Systems bei Schnelle-Rückspeisung. Dabei wirkt die Erhöhung der Verstärkung G des rückgespeisten Signals wie eine zusätzliche „aktive Dämpfung“, die die Überhöhung der Resonanz reduziert. Bei Systemen mit mehreren Freiheitsgraden wirkt die

Rückspeisung auf alle Freiheitsgrade, so dass bei der Schnelle-Rückspeisung alle Resonanz-Überhöhungen reduziert werden. Daher bietet sich die Schnelle-Rückspeisung auch im Bau an, da dabei alle Moden der Empfangsstruktur bei der Übertragung reduziert werden.

Voraussetzung für die Wirksamkeit des Systems ist aber, dass die Signalarückspeisung gegenphasig zur Anregung stattfindet. Daher ist sie nur tieffrequent wirksam. Bei höheren Frequenzen, bei denen die Wellenlängen deutlich kleiner sind, kann in realen Systemen die Phasenbeziehung zwischen Primärsignal und Sekundärsignal drehen, so dass es hier zur Verstärkung des Summensignals kommen kann. Dann wird bei der Signalarückspeisung der gegenteilige Effekt erzielt.

3.9.6 Stabilität bei Signal-Rückspeisung (Feedback)

Ein wesentliches Problem bei der Anwendung von Feedback-Systemen ist die Stabilität des Regelkreises. Ab einer gewissen Verstärkung des zurück-gespeisten Signals kann es zur Instabilität des Systems kommen. In diesem Fall wird ein zu hohes Signal zurückgespeist, das sich durch die Regelschleife immer stärker verstärkt. Im günstigsten Falle wird dieses Signal durch Unlinearitäten im Regelkreis begrenzt und es kommt zu einem Pfeifen oder Piepsen, im ungünstigsten Fall werden Komponenten im Regelkreis durch die Instabilität des Systems zerstört. Dieses Verhalten ist auch durch Rückkopplungen zwischen Lautsprecher und Mikrofon bekannt. Um die Stabilität von Feedback-Systemen zu ermitteln bestehen verschiedene Möglichkeiten. Die einfachste ist dabei die Nyquist-Methode. Bei der Nyquist-Darstellung wird der Imaginärteil der Übertragungsfunktion zwischen Aktor und Sensor über dem Realteil dieser Funktion aufgetragen, während die Kreisfrequenz ω von $-\infty$ auf $+\infty$ ansteigt. Das Nyquistkriterium besagt nun, dass ein System, dessen Aktor-Sensor-Übertragungsfunktion bei der Nyquist-Darstellung nicht den Punkt $-1+j0$ schneidet oder im negativen Realteil überschreitet, stabil ist.

Um das Nyquistkriterium zu untersuchen muss die Übertragungsfunktion H_p des passiven Systems ohne Verstärkung (offene Reglerschleife „open loop“) in Nyquist-Darstellung aufgetragen werden.

Die Übertragungsfunktion H_p ist

$$H_p = \frac{x_{pass}}{y_p} \quad (26)$$

Mit x_{pass} der Bewegungsgröße der angeregten Struktur und y_p der Eingangsgröße der Anregung. Dabei ist x_{pass}

$$x_{pass} = S \cdot y_p \quad (27)$$

Mit der passiven Übertragungsfunktion S zwischen Anregung y und Systemantwort x .

Für die offene Reglerschleife ist:

$$H_p = S \quad (28)$$

Wird die Reglerschleife geschlossen, wird die Übertragungsfunktion zu

$$H_A = \frac{x_{akt}}{y_P} \quad (29)$$

Mit x_{akt} der Bewegungsgröße der angeregten Struktur bei aktivem Feedback. Sie ist dabei:

$$x_{akt} = \frac{S}{1 + G \cdot S} \cdot y_P \quad (30)$$

Mit V der Übertragungsfunktion des elektrischen Regelkreises. In einem idealisierten System kann diese durch den Verstärkungsfaktor G (frequenz-unabhängig und phasentreu) gleichgesetzt werden.

Die Übertragungsfunktion des aktiven Systems wird durch einsetzen von (29) in (30) zu:

$$H_A = \frac{S}{1 + V \cdot S} \quad (31)$$

Wird der Term $V \cdot S = -1$, so wird der Nenner zu Null und die Übertragungsfunktion geht über alle Grenzen. Dies ist der Zustand der Instabilität für dieses System. Der Wert $-1+j0$ im Nyquist-Diagramm wird daher Nyquistpunkt genannt.

Beispielhaft ist die Übertragungsfunktion des Modellaufbaus in Bild 11 gezeigt, der detailliert im Kapitel 5 beschrieben ist.

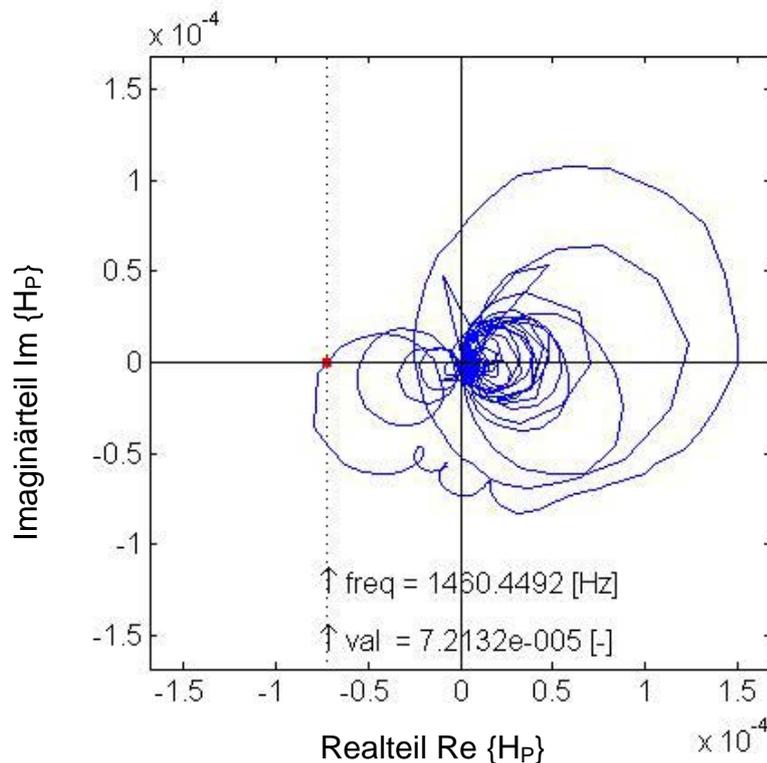


Bild 11: Nyquist-Diagramm der Übertragungsfunktion des Modellaufbaus, beschrieben in Kapitel 5, mit Darstellung des Nyquistpunktes am Schnittpunkt mit der negativen Achse des Realteils.

Geht man nun von einem Verstärker aus, der keinen Einfluss auf die Phase hat, sowie einen einheitlichen Verstärkungsfaktor G besitzt, so kann dieser maximal den Faktor 13890 aufweisen. Dann erreicht $G \cdot V$ den Wert $-1 + j0$. In der Regel besitzt die Rückkopplungs-Schleife, mit dem verwendeten Ladungsverstärker, dem Leistungsverstärker und dem Aktor selbst, einen nicht perfekten Frequenzgang, so dass dieser Verstärkungswert nur einen Anhaltspunkt darstellt. Wie aus Bild 11 ersichtlich wird, kann eine Rückkopplungs-Schleife, bei der auch die Phase gedreht wird, eventuell auch bei einer geringeren Verstärkung zu Instabilität des Systems führen. Weitere Kriterien für die Stabilität eines Feedback-Systems sind in [2] angegeben.

In dieser Arbeit wurde neben dem Nyquistkriterium die Stabilität des Modellaufbaus experimentell ermittelt. Durch schrittweise zunehmende Verstärkung des rückgespeisten Signals wurde der Verstärkungsbereich ermittelt, bei dem die Signal-Rückspeisung zu einem Minimum der Systemantwort führte. Bei weiterer Erhöhung der Verstärkung stieg die Systemantwort wieder an, bis es bei weiterer Verstärkung zur Instabilität des Systems führte. Dies war dann auch durch die Abstrahlung eines für Rückkopplungen typischen Pips-Geräusches deutlich wahrnehmbar.

3.10 Signal-Vorspeisung (Feedforward)

Anstatt ein Regelungssignal von dem zu beruhigenden Bauteil zur Rückspeisung zu verwenden, kann, wenn dies möglich ist, auch ein Referenzsignal am Eingang des Systems verwendet werden, das zur Generierung eines zum Primärsignal gegen-phasigen Sekundärsignals dient. Das bedämpfte Masse-Feder-Massesystem mit Kraftvorspeisung ist in Bild 12 dargestellt.

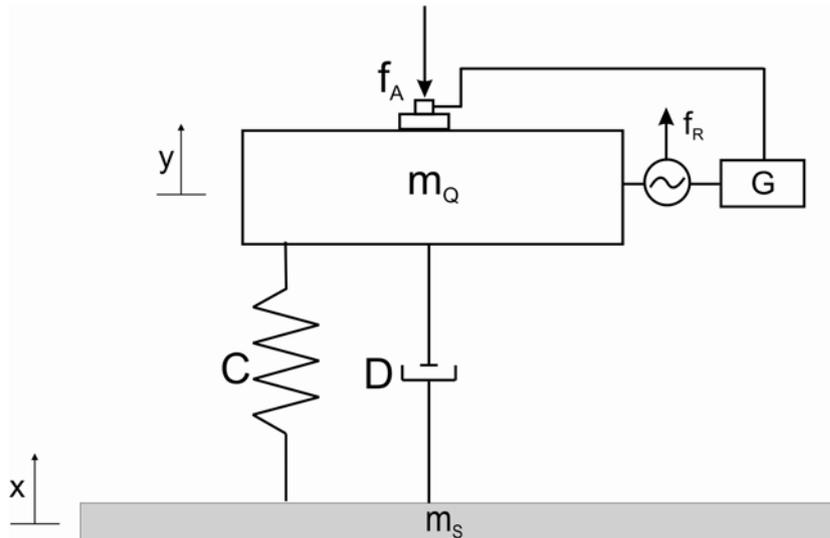


Bild 12: Masse-Feder-Masse Schwingungssystem mit einem Freiheitsgrad und Signalvorspeisung (Feedforward).

Das Referenzsignal wird mit einem Kraftsensor erfasst und durch einen Ladungsverstärker verstärkt. Dieses Signal wird durch einen Leistungsverstärker mit variabler Verstärkung nochmals verstärkt und invertiert auf den Aktor gegeben. In Bild 13 ist ein Blockdiagramm eines Feedback-Systems dargestellt.

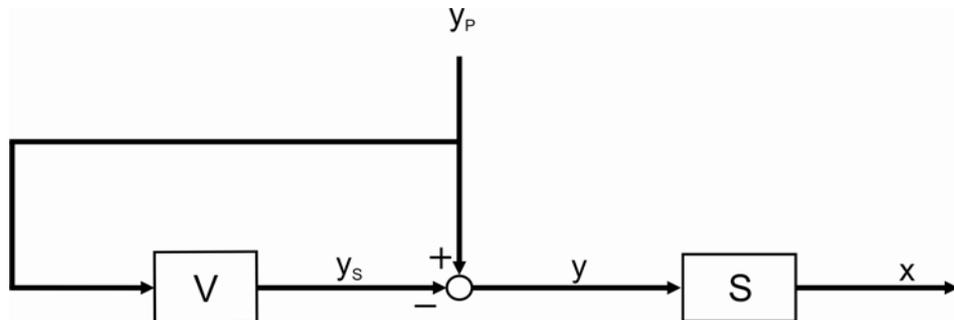


Bild 13: Vereinfachtes Blockdiagramm eines Systems mit Signalvorspeisung (Feed forward).

Das Primärsignal y_P und das Sekundärsignal y_s überlagern sich im weiteren Verlauf destruktiv und reduzieren damit die Schwingung x . Wichtig ist, dass das Sekundärsignal sehr schnell am Aktor anliegt, so dass es dem Primärsignal gegenphasig überlagert wird. Eine digitale Signalverarbeitung führt oft zu einer zu großen Zeitverzögerung, so dass bei den hier beschriebenen Versuchen keine digitale Signalverarbeitung eingesetzt wurde.

3.10.1 Masse-Feder-Masse-System mit Kraftvorspeisung (Feed forward)

Für das in Bild 12 gezeigte Masse-Feder-Massesystem mit Kraftvorspeisung kann die Gegenkraft mit

$$F_R = GF_A \tag{32}$$

angegeben werden. Dabei ist G wiederum der Verstärkungsfaktor.

Durch einsetzen in Gleichung (18) und (19) ergibt sich die Admittanz des Systems dann zu:

$$A = -j \omega \frac{(-1+G)(C + j \omega D)}{\omega^2 \left((C + j \omega D) m_s + m_Q (C + j \omega D - \omega^2 m_s) \right)} \quad (33)$$

Die Transfer- Admittanz bei Kraft-Vorspeisung ist mit verschiedenen Verstärkungsfaktoren G in Bild 14 gezeigt.

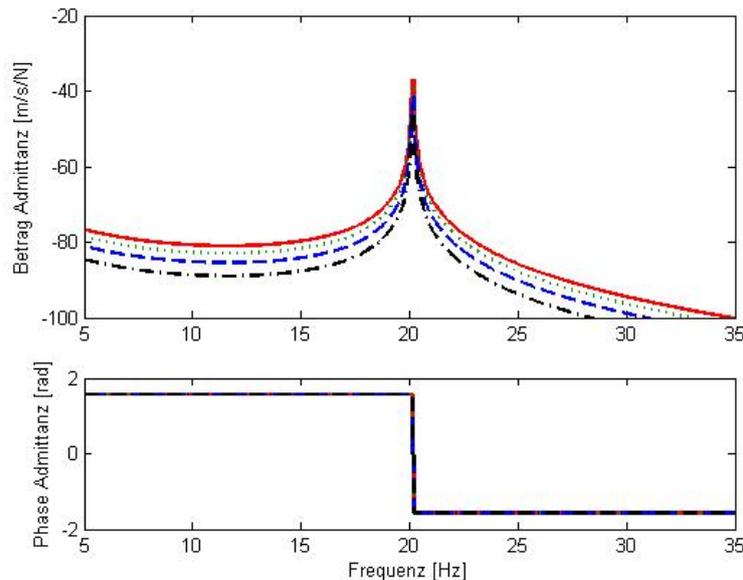


Bild 14: Transfer-Admittanz des Systems mit Kraft-Vorspeisung (rot: G=0, grün: G= 0.2, blau G= 0.4, schwarz G= 0.6). Verringerung der Übertragung durch das aktive System im gesamten Frequenzbereich.

Die Kraft-Vorspeisung verringert die Übertragungsfunktion im gesamten Frequenzbereich. Dies ist auch direkt aus Gleichung (33) ersichtlich. Bei G=1, d.h. bei einem dem Primärsignal überlagerten Sekundärsignal, das genau gegen-phasig und mit derselben Amplitude wie das Primärsignal eingespeist wird, wird das Ausgangssignal zu null. Um dies zu erreichen, muss in der Praxis die Übertragungsfunktion zwischen Sensor und Aktor, die frequenzabhängig ist, berücksichtigt und kompensiert werden. Dies wird in vielen Anwendungen versucht [31]. Da sich diese durch äußere Einflüsse verändern kann, wird durch adaptive Filter versucht, diese Änderungen mit zu berücksichtigen. Allerdings ist die Berücksichtigung der Übertragungsfunktion oft nur mit digitalen Filtern möglich. Dies ist in der Regel recht aufwendig und ist oft problematisch, da diese Signalverarbeitung zu Verzögerungen in der Signallaufzeit führt. In diesem Projekt wurde deshalb auf digitale Filter verzichtet. Anstatt dessen wurde ein analoges System verwendet. Damit erreicht man eine sehr schnelle Signalverarbeitung sowie ein robustes System, bei dem geringe Veränderungen im Übertragungssystem unproblematisch sind.

3.11 Zusammenfassung

In diesem Kapitel werden die Grundlagen von Körperschall, der passiven und aktiven Körperschallisolierung und die Grundlagen der verwendeten Kontroll-Methoden beschreiben. Anhand eines einfachen Masse-Feder-Masse-Systems mit einem Freiheitsgrad werden die Auswirkungen der verschiedenen möglichen Signale bei der Vor- oder Rückspeisung prinzipiell dargestellt. Die Problematik der Instabilität von Systemen mit Signal-Rückspeisung (Feedback) wird erläutert und eine Methode der Analyse wird dargestellt. Für weitere Informationen zu aktiver Körperschallisolation wird auf die Literatur, z.B. [2 und 3] verwiesen.

4 Aktive Körperschallisolierung – Aufbau und Komponenten

4.1 Prüfstand

Die in diesem Projekt durchgeführten Modellmessungen wurden im 3-D Empfangsplattenprüfstand im IBP durchgeführt. Weitere Messungen wurden im Installationsprüfstand durchgeführt und sind in Kapitel 8 beschrieben.

Der 3-D Empfangsplattenprüfstand besteht aus drei zueinander orthogonal angeordneten Stahlbetonplatten. Die Bodenplatte und die beiden Wandplatten sind voneinander entkoppelt aufgestellt und simulieren eine Raumecke. Die Platten besitzen eine Modenverteilung, die ähnlich der im Bau vorkommenden Platten ist. Der Prüfstand ist ein Vorgängermodell des Empfangsplattenprüfstands, der in DIN EN 15657 Teil 1 [22] beschrieben ist. Ein wesentlicher Unterschied besteht darin, dass die Platten mit einer Dicke von 80 mm etwas dünner sind. Außerdem sind die Wandplatten durch elastischen Zwischenlagen von der Bodenplatte entkoppelt, aber auf der Bodenplatte des Prüfstands aufgestellt. Ein weiterer Unterschied ist, dass die Verluste des Prüfstands geringer sind, als in DIN EN 15657-1 angegeben. Durch die Entkoppelung der drei Platten ist es möglich, die Einleitung der Körperschallenergie z.B. von Eckwannen in drei Raumrichtungen zu untersuchen. In diesem Projekt wurde nur die Bodenplatte für die Versuche verwendet. Der 3-D Empfangsplattenprüfstand ist in Bild 15 dargestellt.



Bild 15: 3-D Empfangsplattenprüfstand im IBP

Die Bodenplatte des Empfangsplattenprüfstands hat die Abmessungen 2,70 m x 2,10 m und weist eine Dicke von 0,08 m auf. Mit der Dichte für Stahlbeton von 2300 kg/m^3 berechnet sich die Masse der Platte auf 1043 kg. Sie ist teilflächig auf gemischtzelligem Polyurethanschaumstoff (Produktbezeichnung: Sylomer) gelagert. Bei der Verteilung der Polyurethanschaumstoffstreifen wurde darauf geachtet, dass eine optimale Flächenpressung des Sylomers erreicht wird. Die Resonanzfrequenz der Platte mit der elastischen Zwischenschicht wurde auf unter 20 Hz abgestimmt. Eine detaillierte Beschreibung des Prüfstands ist in Anhang C gegeben.

Die durch ein Prüfobjekt eingeleitete Körperschall-Leistung wird durch Gleichung (3) bestimmt. Dabei wird neben dem Verlustfaktor und der Masse das gemittelte Schnellequadrat der Empfangsplatte benötigt. Da diese Messung aufwändig ist, wurde bei vielen Untersuchungen darauf verzichtet, die Schnelle auf der Platte zu mitteln. Anstatt dessen wurde an einer Referenzposition im Fernfeld mit einem Abstand von $> 1 \text{ m}$ zur Anregung der Schnellepegel gemessen. Dieser wurde bei gleicher Anregung mit und ohne passives Isolationselement sowie mit aktivem System, das aus oder eingeschaltet war, gemessen. Aus dem Vergleich der Schnellepegel wurde die Wirksamkeit der passiven und aktiven Isolation bestimmt. In einer weitergehenden Analyse wurde in wenigen Fällen auch die eingeleitete Körperschall-Leistung in Anlehnung an DIN EN 15657-1 bestimmt.

4.2 Akustik-Mess-System

Als Mess-System wurde das PC-basierte Softwarepaket Artemis von Head Acoustics eingesetzt. Für die Datenerfassung wurde das Frontend SQLab III von Head Acoustics verwendet, das Mehrkanal-Aufzeichnungen mit einer hohen Abtastrate von 48 kHz ermöglicht. Diese aufgezeichneten Signale ermöglichen die nachträgliche Analyse mittels Artemis und auch die Wiedergabe der Geräusche. Mit dieser Messtechnik war es möglich, alle relevanten Größen aufzuzeichnen, so dass eine ausführliche Analyse des Messaufbaus möglich war.

4.3 Messaufbau

Die grundlegenden Untersuchungen in dieser Arbeit wurden an dem hier beschriebenen Modellaufbau durchgeführt. Variationen dieses Messaufbaus wurden durchgeführt und werden weiter unten beschrieben. Der Messaufbau repräsentiert eine punktförmige Körperschallquelle, wie z.B. einen Badewannenfuß oder eine Befestigung einer Rohrschelle. Der Aufbau ist in Bild 16 schematisch dargestellt. Bild 17 zeigt ein Foto des Modellmessaufbaus.

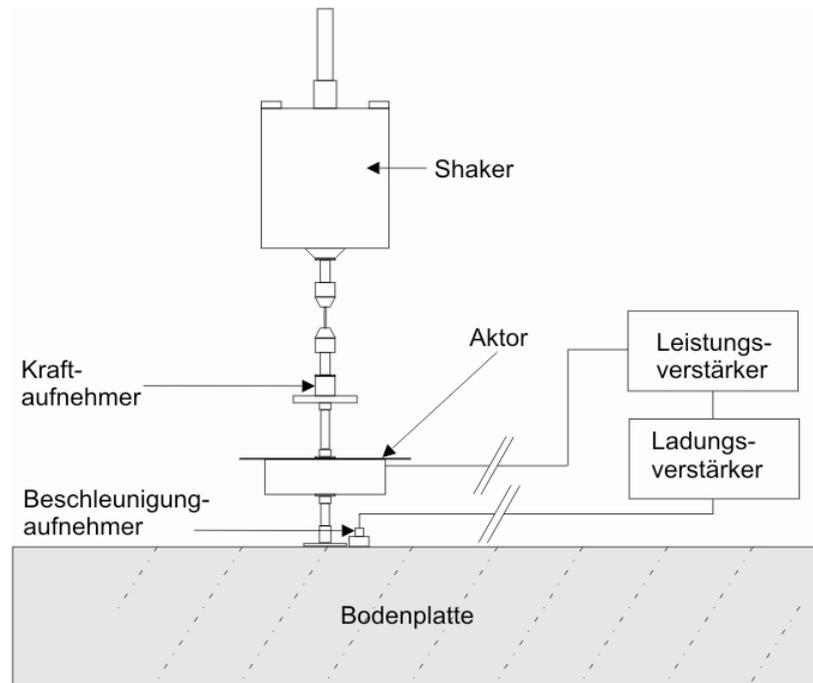


Bild 16: Schematische Darstellung des Modellaufbaus mit Signal-Rückspeisung (Feedback)

Der in Bild 16 gezeigte Aufbau wurde gewählt, da er eine einfache Konstruktion darstellt, die im Bau an verschiedenen Installationen vorkommt. Das eingeleitete Signal ist in der Realität z.B. die Schwingung der Rahmenkonstruktion einer Wanne oder einer Rohrschelle. Diese wird im Modellaufbau durch einen von einer Hilfskonstruktion abgehängten Schwingerreger, hier Shaker genannt, simuliert. Dabei wurde ein Shaker von Typ 4810 der Firma Brüel & Kjær eingesetzt. Darunter schließt sich ein durch zwei Bohrfutter zentrierter Draht an. Dieser dient dazu, eine Einleitung von Momenten in die Konstruktion zu unterbinden oder zumindest deutlich zu reduzieren. Dies geschieht dadurch, dass dieser Draht in axialer Richtung steif ist, aber bei Beanspruchung auf Biegung, die durch ein Moment erzeugt wird, sehr weich wirkt. Oberhalb der ersten Biegeresonanz wird die Momenten-Übertragung über den Draht deutlich reduziert. Unter dieser Konstruktion wurde ein Kraftaufnehmer befestigt, der die in die darunter liegende Konstruktion eingeleitete Kraft misst. Die gesamte Konstruktion stellt für die Bodenplatte eine Kraftquelle dar. Daher wird diese vor allem durch Kraft-Anregung zu Schwingungen angeregt. Die wesentliche Größe bei der Körperschall-Übertragung stellt deshalb die Kraft dar, die mit diesem Kraftsensor gemessen werden kann. Unterhalb dieses Kraftaufnehmers schließt sich die eigentliche Befestigungsstruktur an. In diesem Fall ist es eine Gewindestange mit Gewinde M6. Diese ist durch ein Verbindungsstück mittels Zwei-Komponenten-Klebstoff (Hottinger Schnellklebstoff) starr mit der Bodenplatte verbunden, dargestellt in Bild 17.



Bild 17: Fotografie des Modellaufbaus mit starrer Verbindung zur Bodenplatte.

4.4 Komponenten des Modellaufbaus

4.4.1 Beschreibung des Aktors

Als Sekundärquelle, die das Gegensignal aufbringt, wurde ein sogenannter „Körperschall-Lautsprecher“ verwendet. Dieser wird in dieser Arbeit mit Aktor bezeichnet. Es handelt sich dabei um ein elektrodynamisches System, das als Inertialsystem eingesetzt wird. Dies bedeutet, dass der Aktor gegen die eigene Masse des federnd gelagerten Rings arbeitet.

Der Aktor besteht aus einem zylinderförmigen Dauermagnet, der mittig durchbohrt ist. Durch diese Bohrung wird die Gewindestange gesteckt und beidseitig durch Muttern befestigt, Bild 17. Über Kunststoff-Federn ist ein Metallring mit dem Magneten verbunden. Dieser Ring trägt innen-seitig eine Wicklung, so dass bei Betrieb des Aktors eine Kraft auf die Gewindestange aufgebracht wird. Dabei arbeitet der Aktor in der verwendeten Konfiguration gegen die Masse des Rings. Die wesentlichen Bestandteile des Aktors sind in Bild 18 dargestellt.



Bild 18: Fotografie des zerlegten Aktors. Links: Metallring mit Wicklung, Mitte: Dauermagnet, Rechts: Feder-Elemente zur Verbindung der einzelnen Teile.

Der Ring stellt mit den Federn und dem Dauermagneten selbst ein Masse-Feder-Masse-System dar. Dieses kann ebenfalls durch das in 3.9.1 beschriebene Schwingungssystem vereinfacht dargestellt werden. Die dynamischen Eigenschaften des Aktors sind in Abschnitt 4.4.3 beschrieben.

Der in dieser Arbeit verwendete Aktor ist ein handelsübliches Gerät. Dies hat den Vorteil, dass er preislich günstig ist und dass er daher für die praktische Umsetzung in Frage kommt. Überlegungen zur Verwendung von Piezo-Stack-Aktoren innerhalb dieses Projekts wurden angestellt, allerdings wurden diese aus praktischen Gründen verworfen. Nicht zu letzt spricht ein Preis von mehreren tausend Euro für einen Piezo-Stack-Aktor mit benötigter Verstärkungseinheit gegen die praktische Verwendung dieser Technologie. Der hier verwendete Aktor wird unter der Bezeichnung Körperschallwandler oder Körperschalllautsprecher vertrieben. Die Leistung wird mit 100 W angegeben. Im Handel werden diese Körperschallwandler für Hifi-Systeme im Automobilbereich und in Heimkinoanlagen eingesetzt.

4.4.2 Zusatzmasse für den Aktor

In einigen Varianten der Untersuchungen wurde der Aktor mit einem zusätzlichen Massering versehen. Der Massering ist in Bild 19 dargestellt.



Bild 19: Fotografie des zusätzlichen Masserings für den Aktor.

Der Massering besteht aus Stahl, ist symmetrisch aufgebaut und hat eine Masse von 395 g. Da der Aktor selbst ein Masse-Feder-Massesystem darstellt, kann durch Veränderung der beiden Massen oder der Steifigkeit der Feder die Resonanzfrequenz beeinflusst werden, Gleichung (16).

4.4.3 Dynamische Eigenschaften des Aktors

Die Resonanzfrequenz des Aktors hat Einfluss auf die Wirksamkeit des aktiven Systems. Daher wurde der Aktor auf seine dynamischen Eigenschaften hin untersucht. Der Messaufbau ist in Bild 20 dargestellt.



Bild 20: Messaufbau zur Untersuchung der dynamischen Eigenschaften des Aktors.

Als anregende Quelle wurde ein Inertialshaker von Data Physics, Typ IV 40 verwendet, bei dem der Messaufbau direkt am Stößel befestigt werden kann [Bild 20, unten). Mittels zweier Aluminiumscheiben wurde zwischen Shaker und Aktor ein Kraftaufnehmer befestigt, um die eingeleitete Kraft zu messen. Der Aktor war durch eine Gewindestange mit der Quelle verbunden. Auf dem Aktor wurde in der Mitte ein Beschleunigungsaufnehmer angebracht, mit dem die Schnelle des Dauermagneten und der Gewindestange gemessen wurde. Ein weiterer Beschleunigungsaufnehmer war auf dem Rand (rechte Seite in Bild 20) befestigt, der die Bewegung des äußeren Ringes des Aktors aufzeichnete.

Der Aktor wurde mit und ohne Massering vermessen, in dem die Konstruktion durch den Shaker zu Schwingungen angeregt wurde und die Übertragungsfunktion zwischen Schnelle des Ringes und der einwirkenden Kraft gemessen wurde. Diese Transfer-Admittanz ist in Bild 21 dargestellt.

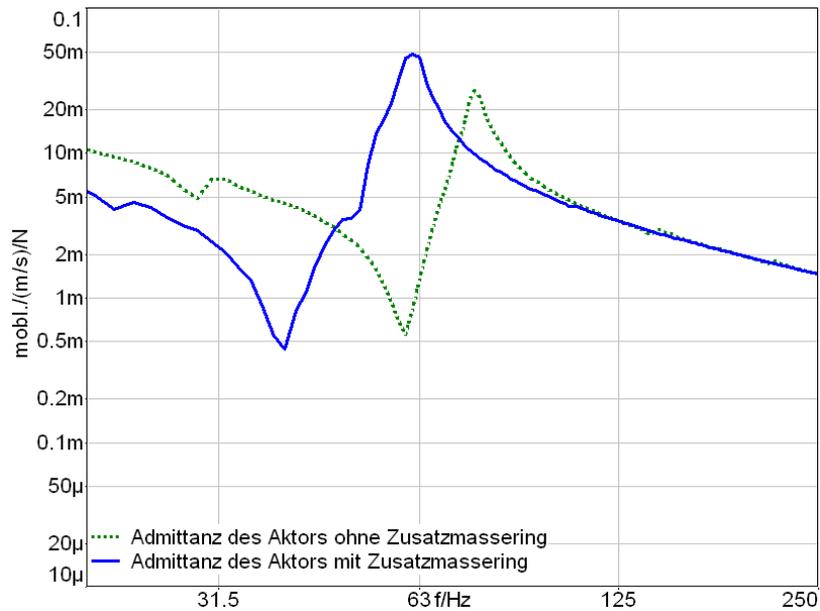


Bild 21: Admittanz des Aktors ohne und mit Massering.

Die Admittanz des Aktors in Bild 21 zeigt eine deutliche Überhöhung bei 76 Hz ohne Massering und bei ca. 61 Hz mit Massering. Dies ist die Resonanz des Masse-Feder-Massesystems. Unter Berücksichtigung der Masse des äußeren Rings von 262 g und der Masse des Dauermagneten und der Gewindestange incl. des Kraftaufnehmers von 416 g im Fall ohne Zusatzmasse, sowie der Zusatzmasse von 395 g ergibt sich eine mittlere Federsteifigkeit der beiden Federelemente von 36942 N/m.

Durch Einbau des Aktors im Modellaufbau, siehe Bild 17, lag die Resonanzfrequenz des Aktors durch die höhere Masse der inneren Struktur (Dauermagnet, Gewindestange etc) bei tieferen Frequenzen, durch Verwendung des Masserings war es im Modellaufbau möglich, die Aktor-Resonanz unter 50 Hz zu verschieben.

4.5 Elastische Zwischenlage als passive Körperschall-Isolation

4.5.1 Beschreibung der elastischen Zwischenlage

Die Untersuchungen der aktiven Körperschall-Isolation wurden sowohl an einer steifen Konstruktion durchgeführt, wie oben beschrieben, als auch in Kombination mit einer passiven Körperschall-Isolation. Diese wurde durch eine elastische Zwischenlage realisiert. Der Einsatz solcher passiven Maßnahmen ist im Bau Standard. Die Kombination beider Methoden bietet sich an, da die passive Isolation im Wesentlichen wiederum wie ein Masse-Feder-Massesystem wirkt. Dieses bewirkt oberhalb ihrer Resonanzfrequenz eine deutliche Reduktion der Körperschalleinleitung. Unterhalb der Resonanz ist die passive Lagerung unwirksam, bei ihrer Resonanz kommt es zu einer Verstärkung der Übertragung. Da das aktive System vor allem tieffrequent wirksam ist, ergänzen sich beide Systeme. Dies wird in Kapitel 6 und 8 gezeigt.

Bei der Auslegung von passiven Körperschall-Isolationen wird versucht, die Resonanzfrequenz möglichst gering zu halten. Dies kann vor allem durch die Reduktion der Steifigkeit erreicht wer-

den, Gleichung (16), da man die Masse in der Regel nicht erhöhen will. In jedem Fall führt dies aber zur Vergrößerung der Einsenkung der statischen Masse, was z.B. bei Sanitärinstallationen zu Problemen führen kann. Daher ist die Wirksamkeit von passiven Maßnahmen auf mittlere und hohe Frequenzen beschränkt.

Die hier untersuchte passive Körperschall-Isolierung besteht aus einer handelsüblichen 6 mm dicken elastischen Schicht aus Polyurethanschaum (Materialbezeichnung Sylomer S900-6, Fa. Kaldewei). Diese ist auf eine 0,5 mm dicke Gleitschicht aus Polyethylen aufgeklebt. Diese Elemente werden von der Firma Kaldewei in Badewannenfüßen eingesetzt. Die elastische Zwischenschicht wurde zwischen der Gewindestange im Modellaufbau und der Bodenplatte eingebaut, siehe Bild 22.



Bild 22: Modellaufbau mit elastischer Zwischenschicht zwischen Aufbau und Bodenplatte (Kombination von passiver und aktiver Körperschall-Isolierung)

Dabei wurde ein Zwischenelement eingesetzt, das die Lastverteilung auf die elastische Schicht verteilt, wie dies auch bei Wannenfüßen ausgeführt ist. Die Zwischenschicht wurde mit doppelseitigem Klebeband befestigt. Dies ist in diesem Falle möglich, da die Steifigkeit der Zwischenschicht sehr viel kleiner ist als die des Klebebands, so dass die Federsteifigkeit des Aufbaus durch das Aufkleben nur unwesentlich verändert wird. Das elastische Element ist in Bild 23 dargestellt.



Bild 23: Elastische Zwischenschicht Aus Sylomer mit einer Dicke von 6 mm und einem Durchmesser von 30 mm. Unten zu sehen ist die Gleitschicht aus härterem Kunststoff.

4.5.2 E-Modul der elastischen Zwischenlage

Der Modellaufbau mit elastischer Zwischenschicht stellt ein Masse-Feder-Massesystem dar. Auf diesem Schwingssystem basiert die Wirksamkeit der passiven Körperschallisolation (oberhalb deren Resonanzfrequenz). Daher ist die Federsteifigkeit bzw. der dynamische E-Modul des Materials für die Wirkung der passiven Körperschall-Isolation neben den Massen entscheidend. Die dynamischen Eigenschaften des Materials wurden durch einen möglichst einfachen Messaufbau experimentell ermittelt. Dabei handelt es sich wiederum um ein Masse-Feder-Massesystem, das durch einen Schwingerreger angeregt wurde. Dabei wurde die eine der beiden Massen variiert, so dass die Federsteifigkeit und der dynamische E-Modul aus zwei Messungen gemittelt werden konnte. Der Messaufbau ist in Bild 24 dargestellt.



Bild 24: Messaufbau zur Ermittlung der elastischen Kenngrößen der elastischen Zwischenschicht (Darstellung mit einer oben aufgebrauchten Zusatzmasse).

Als Kontrollmessung wurde die Zwischenlage entfernt und so die Eingangsdmittanz der auf dem Shaker angebrachten Masse gemessen.

Die Messergebnisse der Transfer-Admittanz (Quotient aus Schnelle der aufgebrauchten Masse durch die vom Shaker eingeleitete Kraft) sind in Bild 25 dargestellt.

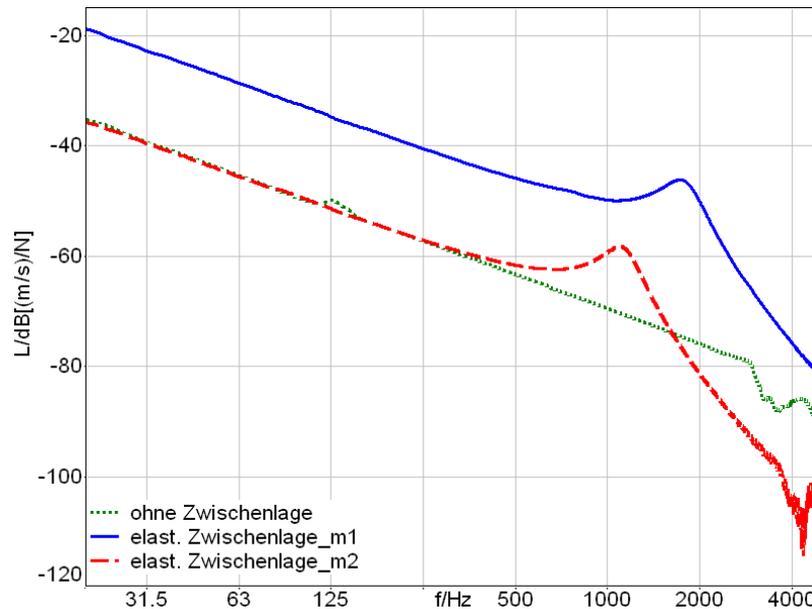


Bild 25: Transfer-Admittanz der elastischen Zwischenlage mit unterschiedlichen Massen sowie Admittanz der Masse (ohne elastische Zwischenlage).

Die ermittelte dynamische Federsteifigkeit und der nach Gleichung (17) ermittelte E-Modul der elastischen Zwischenlage ist in Tabelle 1 angegeben

Resonanzfrequenz [Hz]	Masse m_1 unter der elastischen Zwischenlage [kg]	Masse m_2 über der elastischen Zwischenlage [kg]	Federsteifigkeit [N/mm]	E-Modul [MN/m]
1101	0,044	0,463	1903	16,2
1741	0,044	0,027	1989	16,9

Tabelle 1: Transfer-Admittanz der elastischen Zwischenlage mit unterschiedlichen Massen sowie Admittanz der Masse (ohne elastische Zwischenlage).

Der gemittelte E-Modul des Materials beträgt 16.5 MN/m. Zu beachten ist hierbei, dass bei beiden Messungen die statische Last von der im Einbauzustand herrschenden Last abweichen kann. Daher kann der dynamische E-Modul im Einbauzustand von den gemessenen Werten abweichen, da sich das Material generell nicht linear verhält. Nähere Informationen über die Eigenschaften des Materials Sylomer sind unter [52, 53] erhältlich.

4.6 Sensoren

4.6.1 Anforderungen an Sensoren

Im Regelkreis des aktiven Systems wird neben dem Aktor wenigstens ein Sensor benötigt. Dieser liefert das Signal, das über die Regelstrecke dem Aktor zugeführt wird, so dass dieser ein Gegen-Signal zur Primär-Anregung erzeugen kann. Dabei wird in dieser Arbeit als Regelstrategie sowohl

Signal-Rückspeisung als auch Signal-Vorspeisung verwendet. Für den untersuchten Aufbau, siehe Bild 17 und Bild 22, der an die Konstruktion von realen Quellen angelehnt ist, bietet sich für die Signalvorspeisung ein Kraftsensor an, da die Quelle als Kraftquelle wirkt. Für die Signalarückspeisung sind dagegen Beschleunigungs- oder Schnellessensoren prädestiniert, da die angeregte Struktur mit einer Schwingung auf die Anregung reagiert. Die dominierende Anregung der untersuchten haustechnischen Anlagen liegt im tiefen Frequenzbereich unterhalb 1000 Hz. Daher wird an die Sensoren die Anforderung gestellt, bis ca. 2000 Hz einen ebenen Frequenzgang sowie Phasengang zu besitzen. Dies bedeutet, dass eine Resonanzfrequenz des Sensors deutlich über 2000 Hz liegen sollte. In diesem Fall wäre es möglich, durch einfache Filterung Signalanteile der Sensoren oberhalb von 1000 Hz stark genug zu unterdrücken, so dass es im Frequenzbereich oberhalb 1000 Hz zu keiner problematischen Signalspeisung des Aktors kommt. Bei der Filterung ist darauf zu achten, dass die Phase des Signals unterhalb von 1000 Hz nicht oder nur unwesentlich verändert wird. Daher sollten Filter eingesetzt werden, die eine geringere Flankensteilheit besitzen, d.h. Filter geringer Ordnung.

In Tabelle 2 werden die allgemeinen Anforderungen an die Sensoren, die sich aus den in dieser Arbeit betrachteten typischen Anwendungen ergeben, tabellarisch dargestellt.

Anwendungsbereich	20 bis 1000 Hz
Messbereich	20 bis 2000 Hz
Statische Lastaufnahme des Kraftaufnehmers	Bis 1000 N
Stoßanregung für Kraftaufnehmer	Ca. 5000 N
Messbereich Kraftaufnehmer	0-10 N

Tabelle 2: Anforderungen aus den betrachteten Anwendungen an Sensoren in diesem Projekt.

Als Sensoren können verschiedene Typen Verwendung finden. Dabei gibt es konstruktionsbedingt große Unterschiede im Anwendungsbereich der Sensoren. Weiterhin sind die Kosten verschiedener Sensor-Systeme deutlich unterschiedlich. Im Zuge dieses Vorhabens sollte auch geprüft werden, ob es möglich ist, ein aktives System mit Komponenten aufzubauen, die in einem niedrigen Preissegment angesiedelt sind, so dass eine Anwendung im Bau darstellbar wäre. Daher wurden mögliche Sensoren auch in Hinblick auf die Anschaffungskosten eingestuft.

4.6.2 Piezo-elektrische Sensoren

Piezoelektrische Sensoren sind sowohl als Kraftsensoren als auch als Beschleunigungssensoren verfügbar. Einem Piezo-Beschleunigung-Sensor ist in Bild 26 dargestellt

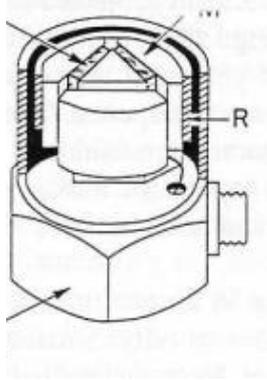


Bild 26: Grafik eines Piezo-Beschleunigungs-Sensors

Ihr Messprinzip ist der piezo-elektrische Effekt. Dieser beschreibt die Änderung der elektrischen Polarisation und somit das Auftreten einer elektrischen Spannung an speziellen Festkörpern, wenn sie elastisch verformt werden. Piezo-Sensoren besitzen einen frequenzunabhängigen Frequenzgang bis zu einigen tausend Herz und eignen sich hervorragend als hochwertige Sensoren in Laboranwendungen. Sie besitzen eine sehr hohe Bruchlast und sind auch als ICP Aufnehmer mit einer eingebauten Elektronik und einem Spannungs-Ausgangssignal verfügbar. Allerdings ist Ihr Preis hoch. Die günstigsten Sensoren liegen in einem Bereich ab ca. 350 €. Werden Sensoren mit einem Ladungssignal verwendet, so ist ihre Empfindlichkeit noch etwas besser als ICP Aufnehmer, es wird aber zusätzlich ein Ladungsverstärker notwendig. Für die serienmäßige Anwendung im Bau erscheint der Preis dieser Sensoren als zu hoch. Auf Grund ihrer Präzision, ihrer hohen Messempfindlichkeit und ihrer Robustheit wurden sowohl Piezo-Kraftaufnehmer als auch Piezo-Beschleunigungsaufnehmer bei den Messungen in diesem Projekt eingesetzt. Ausnahmen bildeten die speziellen Untersuchungen mit alternativen Sensoren.

4.6.3 Kraft-Sensoren auf Dehnungsmessstreifen-Prinzip (DMS)

Kraft-Sensoren basierend auf Dehnungsmessstreifen (DMS) werden in vielen Anwendungen verwendet. Dazu zählen alle Arten von elektronischen Waagen wie Kranwaagen, aber auch elektronische Haushaltswaagen. Weitere Anwendungen sind die Messung von Drehmomenten etc. Ein Messkörper mit Dehnungsmessstreifen ist in Bild 27 dargestellt.

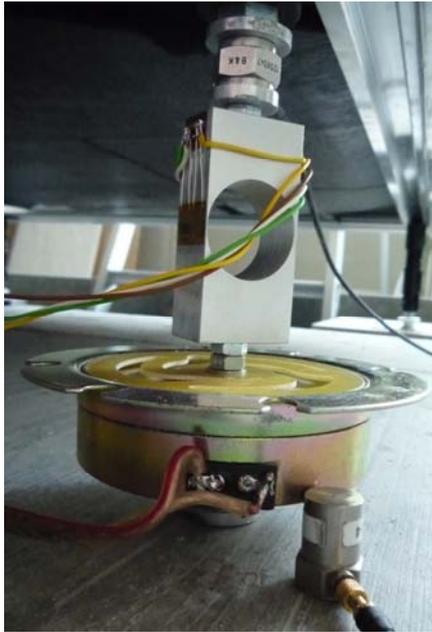


Bild 27: Messkörper mit aufgeklebten DMS. Prototyp zur Anwendung als Kraftsensor.

Sensoren auf Basis von DMS basieren auf der Messung der Veränderung des elektrischen Widerstands der Messstreifen, wenn diese durch einwirkende Kräfte gedehnt oder gestaucht werden. Dazu werden sie auf Messkörpern aufgebracht, die durch die einwirkenden Kräfte geringfügig verformt werden. Diese Verformung wird durch die DMS detektiert. In der Regel werden mehrere DMS auf einem Messkörper als Wheatstone'sche Brückenschaltung verschaltet, so dass die Änderung des Widerstands der einzelnen DMS verstärkt wird. Spezielle Messverstärker wandeln diese Änderung in eine Ausgangsspannung. Die Wahl des Messkörpers entscheidet über die Empfindlichkeit und die Eigenschaften des Sensors. Die Dehnungsmessstreifen sowie die notwendige Elektronik sind in der Regel günstig, vor allem bei großer Serienfertigung. Die Resonanzfrequenz der Dehnungsmessstreifen selbst liegt in der Regel mit mehreren zehntausend Herz sehr hoch. Der lineare Frequenzbereich von DMS-Kraftaufnehmern ist von der Konstruktion des Verformungskörpers und des Verstärkers abhängig und geht für handelsübliche Aufnehmer bis zu ca. 2000 Hz. In ihrer Dynamik sind DMS-Kraftaufnehmer durch die Bruchlast des Messkörpers stärker beschränkt als Piezo-Aufnehmer. Für die Messung von dynamischen Signalen, die eine hohe Messdynamik erfordern, sind sie nicht so gut geeignet. Es ist aber vorstellbar, an ausgewählten Stellen der Quellen DMS-Messstreifen anzubringen, z.B. um Biegewellen dem Rahmen einer Duschwanne zu detektieren. Diese Signale könnten möglicherweise in einem Feed-forward-System Kraftsensoren ersetzen. Diese Art der Anwendung könnte zu einem preisgünstigen aktiven System führen. Da diese Anwendung applikationsspezifisch ist, wird sie in diesem Forschungsvorhaben nicht weiter verfolgt. Allerdings wurde untersucht, ob prinzipiell ein auf DMS-Technik basierender Kraftaufnehmer und mit einem für diese Anwendung gebauten Messkörper als Kraftaufnehmer im Modellaufbau einsetzbar ist. Diese Untersuchungen werden in Abschnitt 7.5.2 beschrieben.

4.6.4 Elektro-dynamische Sensoren

Elektrodynamische Sensoren werden meist mit einem Dauermagneten und einer Spule aufgebaut. Bewegt sich die Spule im Magnetfeld des Magneten, so wird eine der Bewegungs-Schnelle proportionale Spannung in der Spule induziert. Diese wird als Spannungssignal des Sensors ausgegeben. Eine Grafik des Aufbaus eines elektrodynamischen Sensors ist in Bild 28 dargestellt.

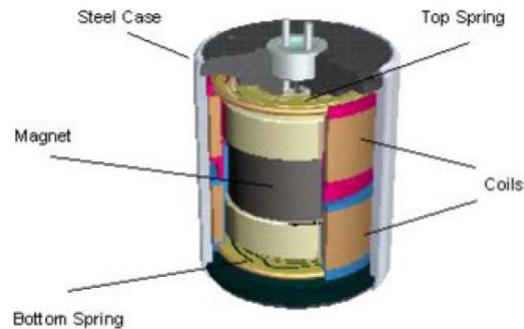


Bild 28: Grafik eines elektrodynamischen Sensors (Geophon).

Der Messbereich von elektrodynamischen Sensoren liegt in der Regel bei relativ niedrigen Frequenzen. Gängige elektrodynamische Schwingungssensoren werden z.B. in Geophonen verwendet. Da sie bei dieser Anwendung in größerer Stückzahl hergestellt werden, sind diese Sensoren mit ca. 100 € etwas günstiger als Piezo-elektrische Sensoren. Der Frequenzbereich von Geophonen liegt in der Regel zwischen 1 und 80 Hz bzw. 1 und 315 Hz. Die erste Resonanzfrequenz des Sensors ist am unteren Frequenzbereich des Sensors angesiedelt, der Messbereich liegt in der Regel oberhalb der Resonanzfrequenz. In manchen Fällen liegt die Resonanz des Sensors im Messbereich, was durch geeignete Filter ausgeglichen werden kann. Der Messbereich ist durch weitere Resonanzen des Sensors beschränkt, meist Querresonanzen, die zu einer Verfälschung des Messsignals führen. Diese Resonanzen werden oft als „spurious resonances“ bezeichnet und bei der Spezifikation von Geophonen angegeben. Inzwischen sind Geophone mit einem Messbereich bis zu 1000 Hz erhältlich. Allerdings liegt bei dieser Art von Sensoren auch die Grundresonanz bei ca. 300 Hz. Ein großer Vorteil von elektro-dynamischen Schwingungssensoren ist, dass sie eine sehr große Empfindlichkeit besitzen und daher für Geo-dynamische Messungen prädestiniert sind. Für die Anwendung von Geophonen in diesem Vorhaben ist der Frequenzbereich nicht ausreichend. Trotzdem wurden Versuche mit einem Geophon durchgeführt, die in Abschnitt 7.5.1 dargestellt sind.

4.6.5 MEMS – Sensoren

Der Begriff MEMS steht für *Micro-Electro-Mechanical Systems*. MEMS-Sensoren werden z.B. im Fahrzeugbau eingesetzt, um dort z.B. für Airbags und andere sicherheitsrelevante Systeme Informationen über Fahrzustände zu ermitteln. MEMS Beschleunigungssensoren sind preiswert und klein. Ihre Kosten liegen zwischen 1 und 10 € pro Stück. MEMS-Beschleunigungs-Sensoren basieren darauf, dass ein elektrisch leitfähiges Material durch die Beschleunigung einer (sehr kleinen) Masse im Sensor verformt wird. Diese Verformung wird durch eine elektronische Schaltung zu einem der Beschleunigung proportionalen Spannungssignal, das vom Sensor ausgegeben wird. Der Sensor benötigt hierzu eine Spannungsquelle. MemS-Sensoren bieten sich für eine Signal-

Rückspeisung, wie sie in diesem Vorhaben untersucht wurde, an. Deshalb wurden Untersuchungen mit einem MEMS Beschleunigungs-Sensor von Analog Devices, Typ ADXL 103 durchgeführt. Da der Sensor sehr klein ist, wurde er starr mit einen kleinen Aluminium-Würfel verklebt, der einfacher mit der zu messenden Struktur verbunden werden konnte. Der Sensor mit Aluminium-Würfel ist in Bild 29 gezeigt.

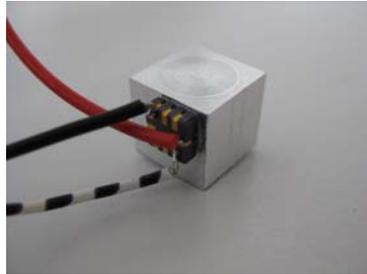


Bild 29: MEMS-Sensor und Aluminium-Würfel.

Untersuchungen mit diesem MEMS-Sensor sind in Abschnitt 7.5.3 beschrieben.

4.7 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wird der Modellaufbau beschrieben. Hierzu werden die einzelnen Komponenten des Modellaufbaus, die auch später bei den Messungen in einer bauähnlichen Situation verwendet werden, dargestellt. Die Eigenschaften der einzelnen Komponenten werden dargelegt und erste Messungen an den Einzelkomponenten werden gezeigt. Weiterhin werden die verwendeten Sensoren beschrieben und es werden alternative Sensoren dargestellt, mit denen es unter Umständen möglich wäre, deutlich preisgünstigere Systeme aufzubauen. In Kapitel 7 werden erste Messungen mit diesen Sensoren am Modellaufbau gezeigt, soweit diese im Rahmen dieses Projekts möglich waren. Die wesentlichen Messungen in diesem Projekt wurden mit Piezoelektrischen Sensoren durchgeführt, da die prinzipielle Machbarkeit der aktiven Körperschallisolation von haustechnischen Anlagen im Vordergrund stand.

5 Voruntersuchungen

Bei den Voruntersuchungen wurden Sanitärobjekte, die als Körperschallquellen im Bau vorkommen und für die aktive Systeme zur Reduktion der Körperschalleinleitung in Frage kommen, untersucht. Ziel dieser Untersuchungen war, das dynamische Verhalten der Quellen zu ermitteln und festzustellen, ob der in Kapitel 4 gewählte Ansatz eines Modellaufbaus zur Modellierung von realen Quellen sinnvoll ist. Weiterhin wurden erste Voruntersuchungen am Modellaufbau vorgenommen.

5.1 Admittanz von Quelle und Struktur

Um die dynamischen Eigenschaften von Quelle und Struktur zu kennen, wurde sowohl die Admittanz einer Dusch- und einer Badewanne, als auch der Bodenplatte des 3D-Empfangsplattenprüfstand gemessen, da diese die Empfangsstruktur bei den meisten Untersu-

chungen darstellte. Die Admittanz der Bodenplatte der bauähnlichen Situation, über die in Kapitel 8 berichtet wird, liegt durch ihre größere Dicke noch geringer als die der Empfangsplatte.

Der Messaufbau der Admittanz der Quellen ist beispielhaft in Bild 30 für die Duschwanne gezeigt.

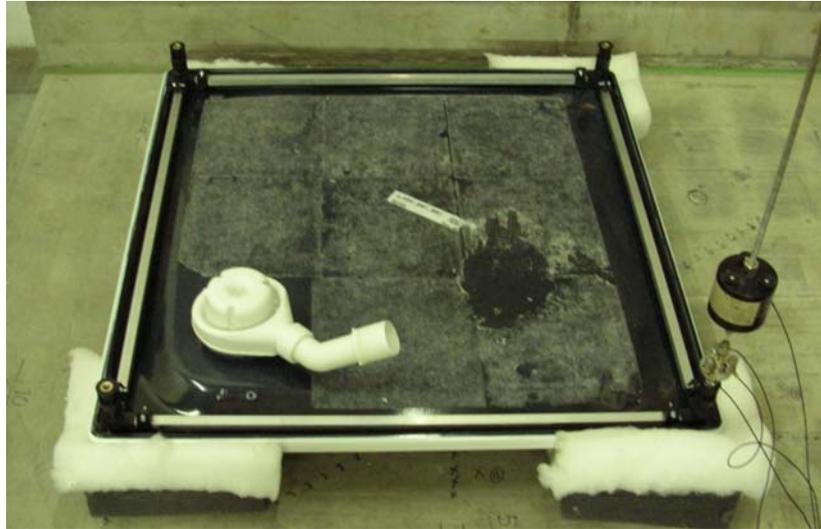


Bild 30: Messaufbau zur Messung der Admittanz der Duschwanne an einem Kontaktpunkt (Fuß).

Bei der Duschwanne handelte es sich um eine Stahl-Email-Wanne der Firma Kaldewei, Typ Superplan 390, mit den Abmessungen 90 cm x 90 cm x 2,5 cm und einem Gewicht von 22 kg. Die Wanne besaß einen Aufstellrahmen vom Typ FR 5300, der in Bild 30 zu sehen ist. Die Badewanne war ebenso eine Stahl-Email-Wanne der Firma Kaldewei, Typ Saniform mit den Abmessungen 175 cm x 75 cm x 43 cm mit Sonderfußgestell Modell 5037. Bei der Messung wurden beide Quellen gedreht und auf elastischen Elementen aufgelagert, so dass die Admittanz oberhalb der Resonanzfrequenz der Lagerung bestimmt werden konnte. Dabei war die Resonanzfrequenz der Lagerung im Frequenzbereich zwischen 10 und 20 Hz angesiedelt. Die Füllung der Wannen mit Wasser spielt dagegen bei der Bestimmung der Admittanz keine Rolle, da sie dynamisch durch die Tragkonstruktion abgekoppelt ist. Daher konnten die Messungen in der gezeigten Weise durchgeführt werden.

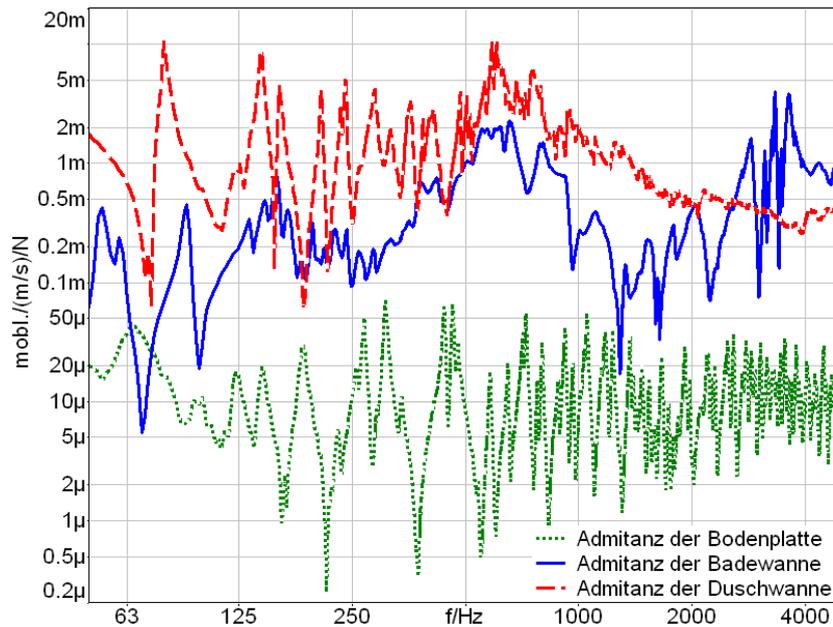


Bild 31: Gemessene Admittanz der Bodenplatte des 3-D Prüfstands sowie der Badewanne und der Duschwanne an einem Kontaktpunkt (Fuß).

Der Vergleich der Admittanz der Quellen mit der der Bodenplatte in Bild 31 zeigt, dass Sie für die beiden Quellen Badewanne und Duschwanne deutlich höher ist als für die Bodenplatte. Der Abstand beträgt ca. eine Größenordnung, d.h. den Faktor 10. Eine Ausnahme stellt lediglich die Badewanne bei 70 Hz dar. Damit kann man davon ausgehen, dass diese Quellen an der Empfangsplatte im wesentlichen Frequenzbereich als Kraftquellen wirken. Dies ist auch im Modellaufbau der Fall, so dass dieser die dynamischen Eigenschaften der realen Quellen nachstellt.

5.2 Admittanz des Aktors

Um die eingeleiteten Kräfte im aktiven Aufbau zu verringern muss der Aktor in der Lage sein, annähernd gleiche Kräfte im Vergleich zu den anregenden Kräften zu erzeugen. Die durch den Aktor erzeugte Kraft ist durch das Produkt aus seiner dynamischen Masse und der Beschleunigung dieser Masse bestimmt. Da die vom Aktor erzeugte Beschleunigung begrenzt ist, sollte die dynamische Masse in der Größenordnung der Quelle liegen. Der Vergleich der Admittanz der Duschwanne und des Aktors ist in Bild 32 gezeigt.

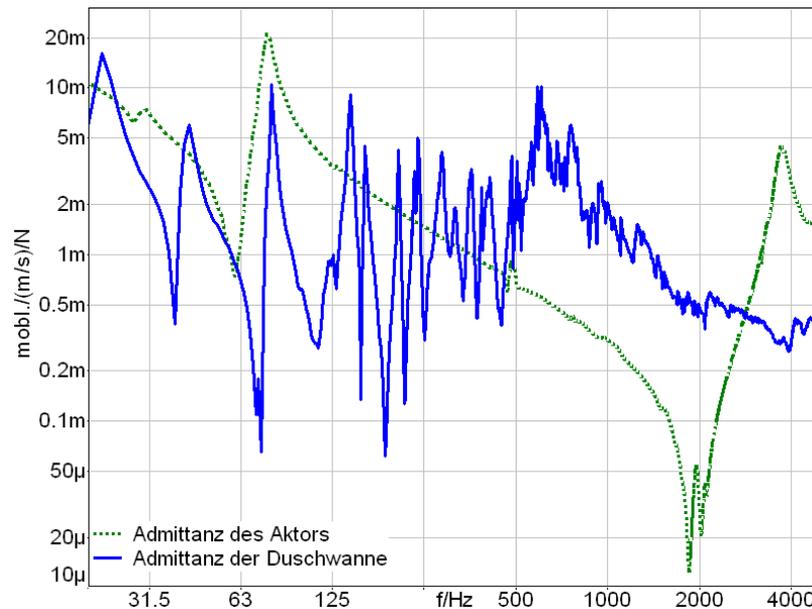


Bild 32: Gemessene Admittanz des Aktors und der Duschwanne an einem Kontaktpunkt (Fuß).

Der Messaufbau des Aktor ist Bild 20 zu entnehmen. Der Verlauf der Admittanz des Aktors zeigt bei 76 Hz die Masse-Feder-Resonanz des Aktorings, darüber zeigt sich ein massetypischer Verlauf mit einer Steigung ähnlich zum theoretischen Verlauf der Massenadmittanz [50]

$$A = \frac{1}{j \omega m} \tag{36}$$

Daraufhin folgt ein weiterer Anstieg ab ca. 2000 Hz bis zur nächsten Resonanz des Aktors bei ca. 3800 Hz. Der Vergleich von Aktor und Quelladmittanz in Bild 32 zeigt aber insgesamt sehr vergleichbare Werte, so dass davon ausgegangen werden kann, dass diese Aktor in der Lage ist, ein ausreichend großes Gegensignal zu erzeugen.

5.3 Einfluss des Aluminium-Drahts und der Spannfutter

Der Aluminium-Draht im Messaufbau, beschrieben in Kapitel 4.3, dient der Unterdrückung einer möglichen Momenten-Einleitung durch den Primärshaker. Das gemessene Kraftspektrum am Kraftaufnehmer ist in Bild 33 gezeigt. Vergleichend dargestellt ist das Kraftspektrum bei ohne den Aluminiumdraht und die Spannfutter. Dabei war die Anregung des Shakers ein rosa Rauschen. Das Spektrum des rosa Rauschens ist ebenfalls dargestellt.

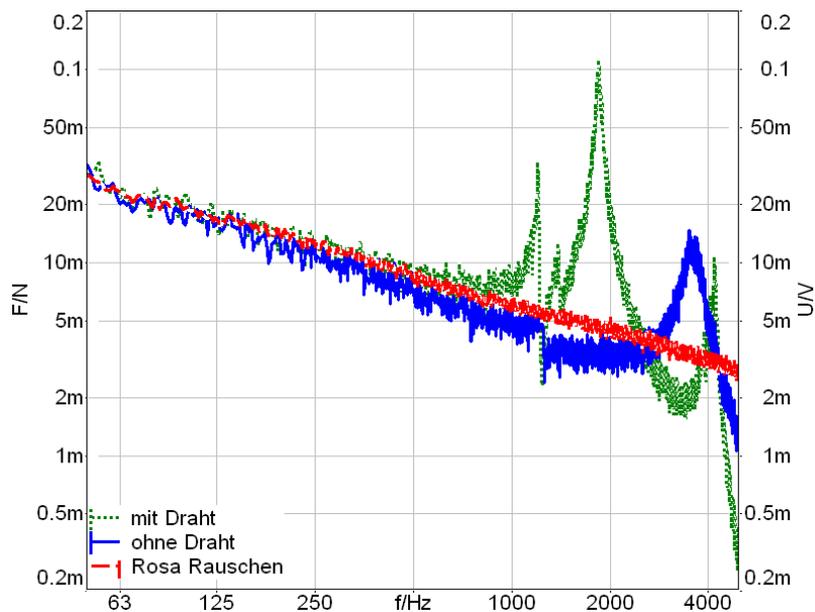


Bild 33: Kraftspektrum am Einleitungspunkt der Kraft unterhalb des Aluminium-Drahts in Modellaufbau mit starrer Verbindung zur Bodenplatte, Spektrum im selben Aufbau ohne Aluminiumdraht und Spannfutter und Spektrum von rosa Rauschen.

Der Vergleich der Spektren zeigt, dass es bei beiden Modellaufbauten zu Resonanzen im Aufbau kommt. Dabei besitzt der Aufbau mit Aluminiumdraht zwei ausgeprägte Resonanzen bei ca. 1200 Hz und 1800 Hz, der Aufbau ohne Aluminiumdraht besitzt eine Resonanz bei ca. 3500 Hz. Hierbei handelt es sich in beiden Fällen um longitudinale Resonanzen im Aufbau. Im tiefen Frequenzbereich ist der Verlauf der Kraft dagegen sehr ähnlich zum verwendeten rosa Rauschen. Das rosa Rauschen wurde ausgewählt, da es ein statistisches Rauschsignal darstellt, das tieffrequenter höhere Anregung besitzt, wie dies bei den Installationen in der Regel der Fall ist. Spätere Untersuchungen wurden mit realitätsnäheren Geräuschkennlinien durchgeführt.

Bei der Messung des Kraftspektrums im Aufbau mit Aluminiumdraht stellt sich die Frage, wodurch die Resonanz im Aufbau verursacht wird. Daher wurden hierzu weitere Untersuchungen durchgeführt. Die erste Hypothese war die, dass der Aluminiumdraht eine Longitudinalwellenresonanz ausbildet. Dabei wirkt der Draht als Feder, die mit den Massen oberhalb und unterhalb ein schwingungsfähiges System bilden. Da die Steifigkeit des Drahtes von der Länge abhängt, siehe Gleichung (17), wurde ein einfacher Aufbau zur Untersuchung der Resonanz des Aluminiumdrahts aufgebaut. Dieser ist in Bild 34 dargestellt.



Bild 34: Aufbau zur Untersuchung der Resonanz des Aluminiumdrahts

Dabei handelt es sich um einen Shaker zur Anregung des Aufbaus. Daran befestigt war der Aluminiumdraht mittels zwei Spannfutter. Unterhalb des zweiten Spannfutters wurde ein Kraftaufnehmer befestigt, der mit einer Masse verbunden war. Durch Anregung des Aufbaus mittels Rauschsignal konnte die Resonanz des Aufbaues ermittelt werden. Bei gleicher Anregung wurde das Kraftspektrum bei drei verschiedenen Drahtlängen (5,5 mm, 11 mm, und 22 mm) gemessen. Die Kraftspektren sind in Bild 35 gezeigt.

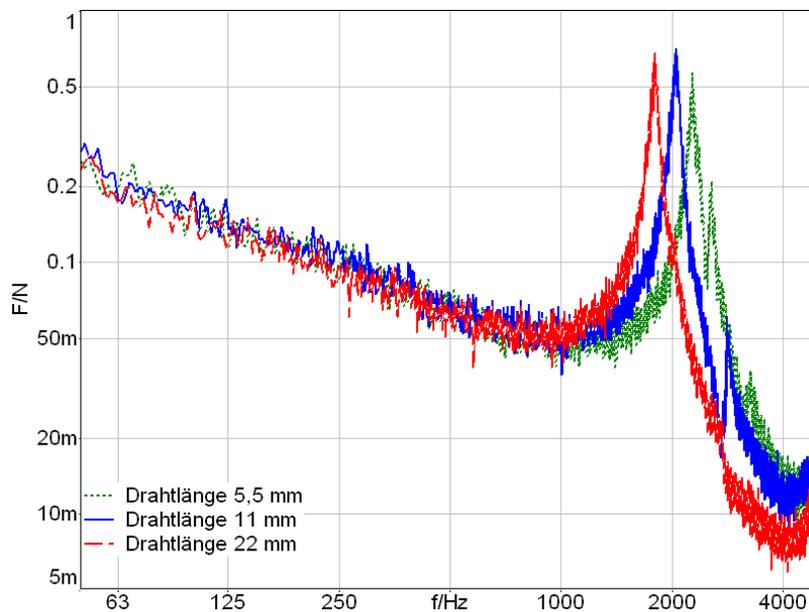


Bild 35: Kraftspektrum bei veränderter Drahtlänge

Bei allen drei Messungen lag die Resonanzfrequenz bei ca. 2000 Hz. Genaue Angaben sind Tabelle 3 zu entnehmen.

Drahtlänge [m]	Federsteifigkeit [N/m]	Masse 1 [kg]	Masse 2 [kg]	berechnete Resonanzfrequenz [Hz]	gemessene Resonanzfrequenz [Hz]
0,0055	1,60E+08	0,049	0,49	9528	2263
0,011	8,00E+07	0,049	0,49	6737	2049
0,022	4,00E+07	0,049	0,49	4764	1787

Tabelle 3: Angaben und Messwerte für die Untersuchung zur Länge des Aluminiumdrahts.

Die Federsteifigkeit des Drahtes wurde nach Gleichung (17) ermittelt. Der Querschnitt des Drahtes betrug 12,6 mm², für Aluminium wurde ein Elastizitätsmodul von 70 KN/mm² angenommen. Die daraus nach Gleichung (16) berechnete Resonanzfrequenz liegt für alle drei Drahtlängen deutlich höher, als die Messung ergibt. Weiterhin wird durch die Variation der Drahtlänge nur eine relativ geringe Änderung der Resonanzfrequenz festgestellt. Daher kann davon ausgegangen werden, dass die beiden Spannfutter selbst als sehr viel weichere Federn wirken, so dass die Resonanzfrequenz deutlich niedriger liegt. Damit kann das Modell der hintereinander geschalteten Federn angenommen werden. Die Gesamtsteifigkeit dafür ergibt sich aus:

$$\frac{1}{C_{ges}} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} \quad (37)$$

mit C_1 und C_3 die Steifigkeit der Spannfutter und C_2 der Steifigkeit des Drahts. Unter Berücksichtigung der aus den Materialdaten berechneten Steifigkeit für den Draht und gleicher Steifigkeiten beider Spannfutter ergibt sich für diese eine mittlere Steifigkeit von 372 kN/m. Da die Spannfutter manuell geklemmt wurden, könnte auch die Klemmung einen Einfluss auf die Steifigkeit besitzen. Dies wurde durch weitere Versuche getestet. Die Klemmung des Drahtes erfolgt hierbei durch manuelles zudrehen der Spannfutter, wobei drei subjektiv verschiedene Klemmstärken eingestellt wurden. Die Ergebnisse dieser Messung sind in Bild 36 dargestellt.

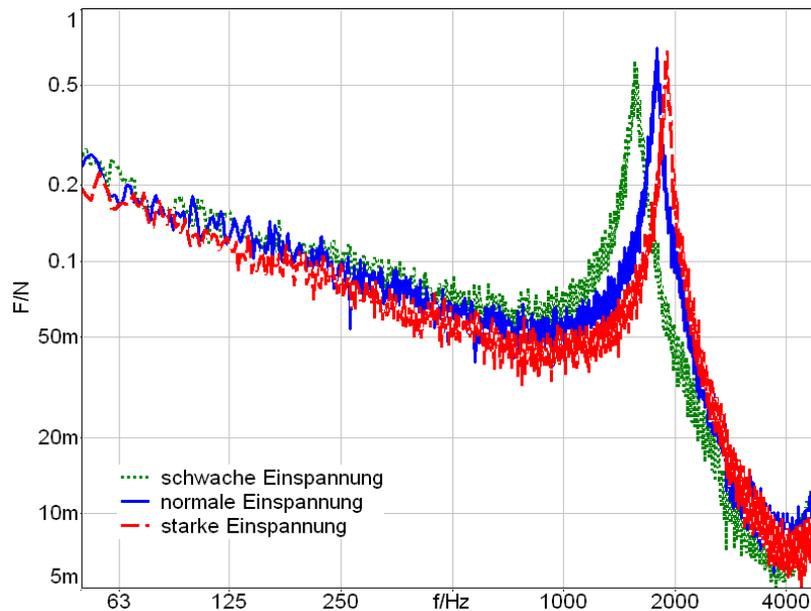


Bild 36: Kraftspektrum unterhalb der Draht-Spannfutter-Konstruktion bei verschiedener Klemmung der Spannfutter.

Die Ergebnisse zeigen, dass die Einspanntensität des Drahts einen Einfluss auf die Resonanzfrequenz hat. Mit schwacher Einspannung liegt die Resonanzfrequenz bei 1550 Hz und verschiebt sich bei starker Einspannung zu 1900 Hz. Damit wird klar, dass die Steifigkeit dieser Konstruktion vor allem von der manuellen Klemmung der Spannfutter beeinflusst wird. Da sich die Stärke der Klemmung in diesem Aufbau nicht quantifizieren ließ, wurde bei allen Messungen versucht, eine mittlere Klemmung herzustellen und es wurde eine gewisse Streuung der Steifigkeit und damit der Resonanzfrequenz im Aufbau akzeptiert.

5.4 Zusammenfassung

In diesem Kapitel werden Voruntersuchungen zur Admittanz von ausgewählten haustechnischen Sanitärinstallationen dargestellt. Dadurch konnte der Ansatz, dass die Quelle im Bau als Kraftquelle wirkt bestätigt werden, so dass der gewählte Modellaufbau als realitätsnah bestätigt werden konnte. Weitere Voruntersuchungen wurden am Modellaufbau vorgenommen, um den Einfluss des Drahtes und der Spannfutter zu ermitteln. Dieser Teil des Aufbaus wurde verwendet, um eine Momenten-Einleitung im Modellaufbau zu ausschließen. Weitere Untersuchungen in Kapitel 7 zeigen, dass das Problem einer Momenten-Einleitung im Modellaufbau und an realen Quellen keine wesentliche Rolle spielte, so dass in späteren Versuchen der Einsatz des Drahtes und der Spannfutter entfallen konnte.

6 Aktive Körperschallisolierung - Modellmessungen

In diesem Kapitel wird über die Modellmessungen berichtet, die an der Empfangsplatte als Empfangsstruktur durchgeführt wurden. Weitere Messungen in einer bauähnlichen Situation sind in

Kapitel 8 beschrieben. Bei den Modellmessungen wurden die Wirkungsweise von Signal-Rückspeisung (Feedback) für die Größen Auslenkung, Schnelle und Beschleunigung untersucht, sowie die Anwendung von Kraft-Vorspeisung (Feed forward). Diese wurden sowohl an einem starren Aufbau als auch an einem Aufbau mit elastischer Zwischenlage durchgeführt, so dass in diesem Fall das aktive System mit einer passiven Maßnahme zur Körperschallisolierung kombiniert wurde. Die aussichtsreichsten Regelstrategien wurden in weiteren Versuchen näher untersucht. Als Sensoren wurden in der Regel piezo-elektrische Messsensoren verwendet, da diese den größten Messbereich abdecken und die best Präzision aufweisen (linearer Frequenzgang und hohe Empfindlichkeit). Eine Skizze des Messaufbaus ist in Bild 37 gezeigt.

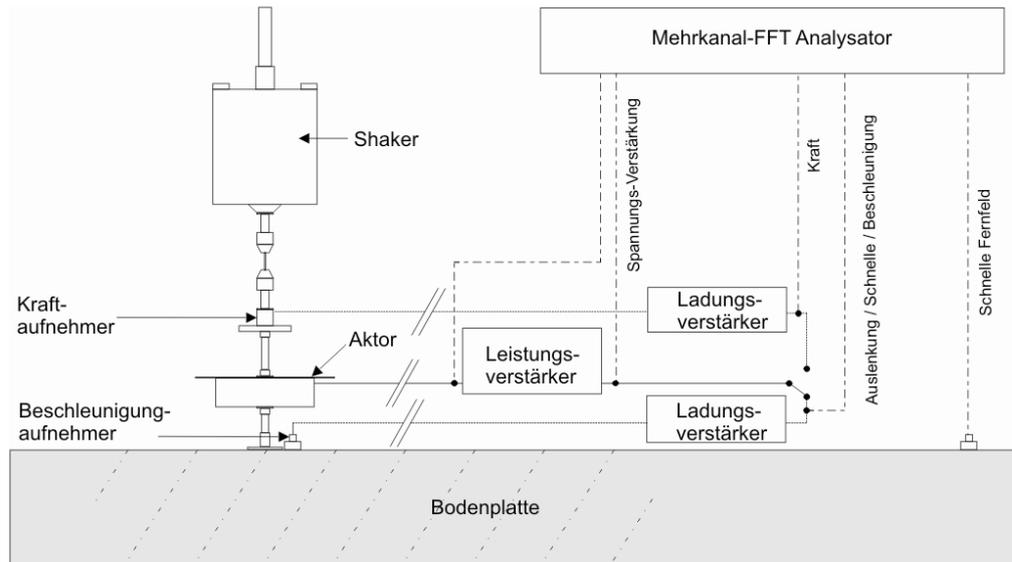


Bild 37: Skizze des starren Modellaufbaus mit schematischer Darstellung der Messtechnik.

Weitere Untersuchungen mit anderen Sensoren werden ab Abschnitt 7.5 beschrieben.

6.1 Starrer Modellaufbau

Die hier beschriebenen Messungen wurden an dem in Kapitel 4.3 beschriebenen Modellaufbau durchgeführt. Als Anregungssignal diente rosa Rauschen, dessen Spektrum in Bild 33 dargestellt ist. Die Sensor-Signale die zur Rück- und Vorspeisung dienten, wurden lediglich mit einem hochwertigen Leistungsverstärker verstärkt und invertiert, siehe Bild 37. Eine Filterung oder weitere Veränderung der Signale wurde nicht vorgenommen.

6.1.1 Signal-Rückspeisung (Feedback)

Bei der Signal-Rückspeisung wird das Signal auf der zu beruhigenden Empfangsstruktur abgegriffen und zum Aktor zurückgespeist, um Schwingung der Empfangsstruktur zu verringern. Das Prinzip der Signal-Rückspeisung ist in Kapitel 3.9.2 beschrieben. Als Bewegungsgrößen wurden die Schnelle, die Beschleunigung und die Auslenkung verwendet. Weiterhin wurde auch die am Fußpunkt eingeleitete Kraft zur Signal-Rückspeisung verwendet. Bei allen Messungen wurde ein Referenzempfänger im Fernfeld auf der Platte, mit einem Abstand von ca. 1 m zur Quelle eingesetzt. Mit diesem Empfänger wurde die Schnelle der Platte aufgezeichnet. Dieses Signal dient zur

Beurteilung der Wirksamkeit des aktiven Systems, da diese Schnelle proportional zur in die Platte eingeleiteten Leistung ist, siehe Abschnitt 3.3. Dieses Signal wird im Folgenden mit Schnelle im Fernfeld bezeichnet. Die Positionen des Aufnehmers und die der Anregung auf der Bodenplatte sind in Bild 38 gezeigt. Als weitere Messgröße wurde in der Regel die eingeleitete Kraft unterhalb der Draht-Spannfutter-Kombination gemessen, da diese die in den Modellaufbau eingeleitete Kraft darstellt, Bild 37.

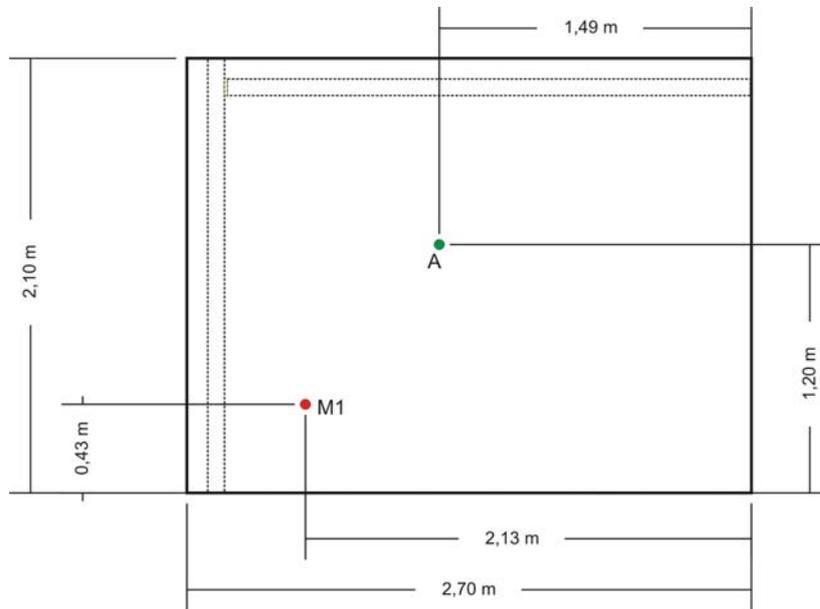


Bild 38: Draufsicht auf den 3-D Prüfstands im IBP. Positionen der Anregung (A) und des Aufnehmers im Fernfeld (M1) auf der horizontalen Empfangsplatte (gestrichelte Linien: vertikale Platten des Prüfstands).

Im Folgenden werden für die unterschiedlichen Rückspeisegrößen (Schnelle, Auslenkung, Beschleunigung) die Schnellepegel der Bodenplatte im Fernfeld verglichen. Verglichen wird dabei die Schnelle auf der Platte bei geschlossenem Reglerkreis („Aktor an“) mit der Schallschnelle bei offenem Reglerkreis („Aktor aus“). Um eine Vergleichbarkeit zu gewährleisten, wurde die Anregung des Aufbaus durch den Shaker nicht verändert.

Um die größtmögliche Verstärkung des zurück-gespeisten Signals für den Aktor zu bestimmen, wurde die Verstärkung des Leistungsverstärkers manuell stufenweise erhöht. Dabei war der Leistungsbereich des Verstärkers in acht Stufen eingeteilt. Durch Messung der Eingangs- und Ausgangsspannung wurde der Spannungs-Verstärkungsfaktor bestimmt. Die optimale Verstärkung wurde erreicht, wenn eine größtmögliche Verringerung des Schnellesignals am Referenzaufnehmer im Fernfeld erzielt wurde, ohne dass es zu einer (oft tonalen) ausgeprägten Überhöhung durch Instabilität kam. Die Ursache dieser Instabilitäten ist in Kapitel 3.9.6 beschrieben. Der optimal mögliche Verstärkungsfaktor wurde so gewählt, dass eine tonale Überhöhung nicht auftrat. Aus Gründen der Übersicht ist in den folgenden Diagrammen nur die Messung bei offenem Reglerkreis und bei geschlossenem Reglerkreis mit optimaler Verstärkung dargestellt.

Zusätzlich zu der Verstärkung des Leistungsverstärkers kommt gegebenenfalls eine Verstärkung des Ladungsverstärkers hinzu. Dieser wurde für die Rückspeisung der Schnelle so eingestellt, dass

er 1000 mV pro 0,01 m/s liefert. Damit ergibt sich die Ausgangsspannung des Ladungsverstärkers zu 100 V/(m/s). Bei der Kraftmessung wurde mit den Einstellungen 100 mV pro 1 N gemessen (0,1 V/N). Bei der Beschleunigung waren die Einstellungen 1 V/ms², bei der Auslenkung 1 V/mm (1000V/m). Da der Verstärkungsfaktor in dieser Arbeit nur als Vergleichswert der verschiedenen Verstärkungsstufen dient, wird im Folgenden nur der gemessene Verstärkungsfaktor des Leistungsverstärkers angegeben. Dabei war der Verstärkungsfaktor über den gemessenen Frequenzgang nahezu konstant, so dass er mit ausreichender Genauigkeit durch einen Wert angegeben werden kann. Weiterhin ist der „optimale Verstärkungsfaktor“ sehr stark von der Signalart, den verwendeten Komponenten und dem Aufbau an sich abhängig, so dass dieser Wert nur für den verwendeten Aufbau aussagekräftig ist.

Da die Unterschiede der Schnelle im Fernfeld oftmals gering sind, wird im Folgenden erst das Diagramm im bauakustisch interessanten Frequenzbereich von 50 Hz bis 5000 Hz dargestellt. Darauf folgend wird ein vergrößerter Ausschnitt gezeigt und diskutiert, in dem typische Veränderungen durch das aktive System auftreten.

6.1.2 Schnelle-Rückspeisung (velocity-Feedback)

Bei der Schnellerückspeisung wurde das Beschleunigungssignal am Einleitungspunkt des Aufbaus in die Bodenplatte gemessen und im Ladungsverstärker einmal integriert. Dieses Signal wurde zum einen gemessen, zum anderen zum Leistungsverstärker und weiter zum Aktor zurückgespeist.

Das Schnellespektrum am Einleitungspunkt und im Fernfeld ist einerseits durch den Verlauf der eingeleiteten Kraft bestimmt (Bild 33), andererseits durch die Resonanzen der Empfangsplatte. Der Verlauf des Kraftspektrums ist geprägt durch drei Resonanzspitzen bei 1300 Hz, 1800 Hz und 3800 Hz, bei denen die in den Aufbau geleitete Kraft hohe Werte annimmt. Dabei ist die Resonanz bei 1800 Hz auf die hintereinander geschalteten Federn aus dem Aluminiumdraht und den beiden Spannfütern zurückzuführen (vgl. Kapitel 5.3). Die Resonanz bei 3800 Hz deutet auf die Longitudinalwellen-Resonanz der Gewindestange hin, da sie in ähnlicher Weise auch im Aufbau ohne die Draht-Spannfutter-Konstruktion auftritt. Die Resonanz bei 1300 Hz könnte auf eine Kontaktresonanz zwischen zwei Komponenten im Aufbau zurückzuführen sein, die Ursachenfindung wurde hierzu nicht weiter betrieben.

In Bild 39 ist die Schnelle am Einleitungspunkt und im Fernfeld der Platte dargestellt, bei offener Reglerschleife, also ohne Signalvor- oder Rückspeisung, aber mit eingebautem, nicht betriebem Aktor. Die Messungen zeigen, dass die Schnelle an beiden Positionen stark durch die einzelnen Plattenresonanzen geprägt ist. Insgesamt ist die Schnelle mit steigender Frequenz abnehmend, aber durch die Überhöhungen der eingeleiteten Kraft zwischen 1000 Hz und 2000 Hz sowie bei 3800 Hz ist die Schnelle in diesen Frequenzbereichen ebenso erhöht.

Die Unterschied des Schnellepegels an den beiden Messpositionen ist auf das modale Schallfeld auf der Platte zurückzuführen, so dass die einzelnen Resonanzen der Platte an den beiden Messpositionen unterschiedlich ausgeprägt sind (Siehe z.B. die Plattenresonanz bei ca. 160 Hz in Bild 39).

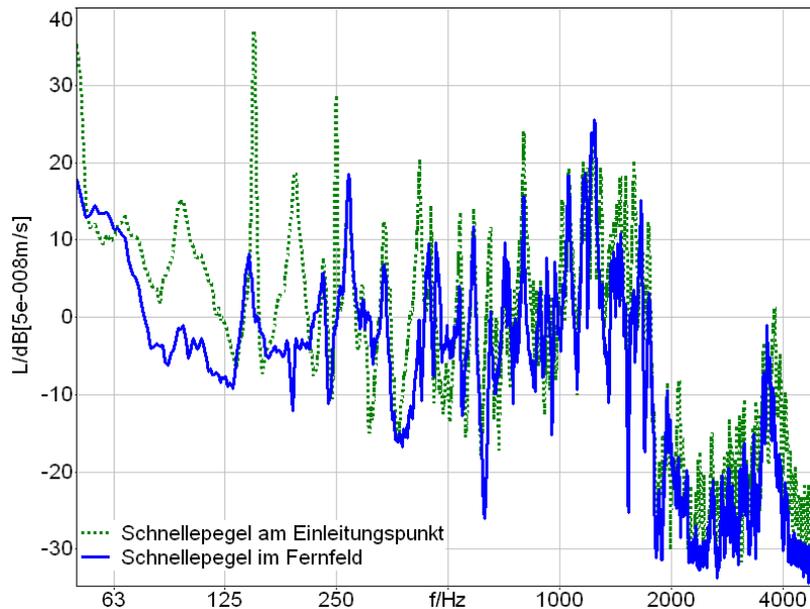


Bild 39: Schnellepegel am Einleitungspunkt und im Fernfeld am starren Aufbau bei Anregung des Shakers mit rosa Rauschen und offener Reglerschleife (Signalvor- oder rückspeisung)

Wird nun das aktive System mittels Schnellerückspeisung betrieben, wie oben beschrieben, so erhält man eine etwas reduzierte Schnelle im Fernfeld. In Bild 40 ist die Schnelle im Fernfeld für die offene Rückkoppelungsschleife (Aktor aus) und die Schnelle mit optimaler Verstärkung betriebenen Schnellerückspeisung gezeigt.

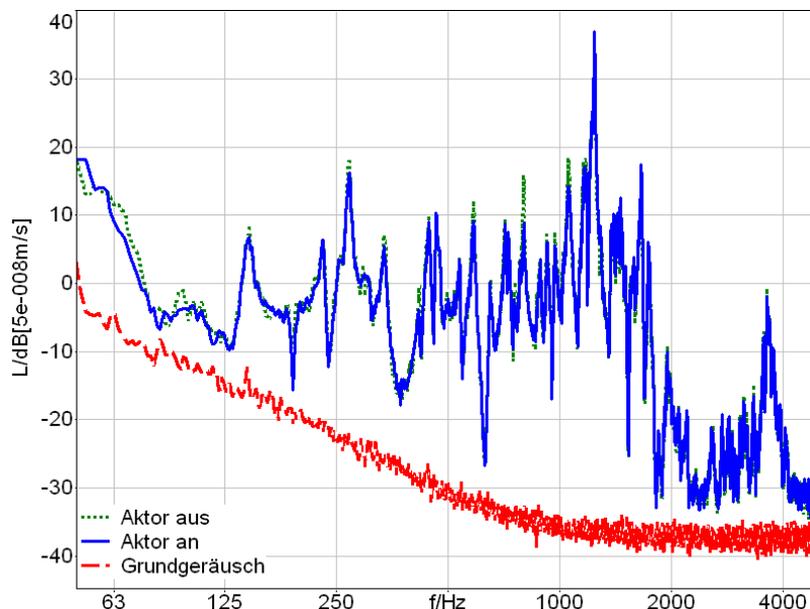


Bild 40: Schnellepegel im Fernfeld bei der Schnellerückspeisung für die offene („Aktor aus“) und geschlossene Reglerschleife („Aktor an“). (Spannungs-Verstärkungsfaktor: ca. 110).

In Bild 41 ist ein Ausschnitt des Frequenzbereichs zwischen 550 und 620 Hz dargestellt. Hier sieht man die Wirksamkeit des Systems bei einer einzelnen Resonanz der Empfangsplatte.

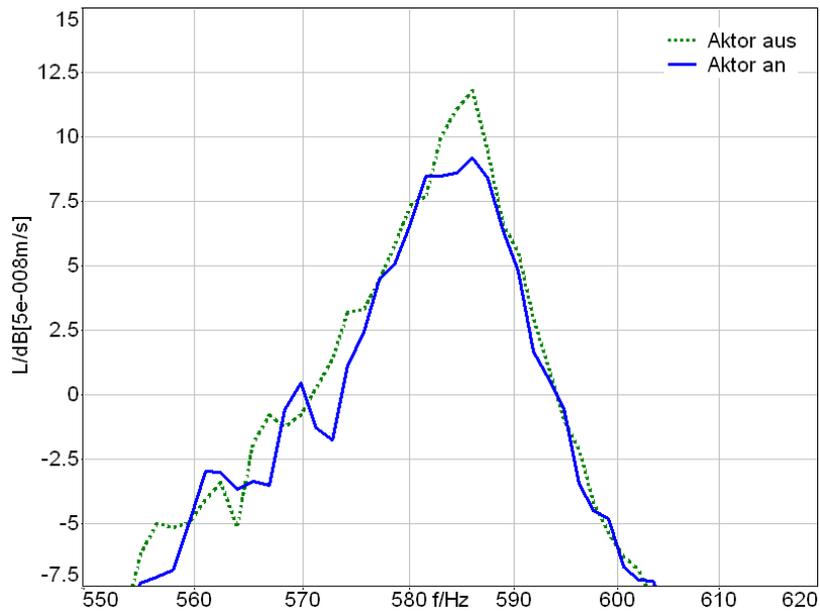


Bild 41: Ausschnitt aus Bild 40 von 550 bis 620 Hz mit der Resonanz bei 586 Hz

In Anhang A1 ist der Ausschnitt aus Bild 40 mit verschiedenen Verstärkungsfaktoren dargestellt. Hier erkennt man mit steigendem Verstärkungsfaktor eine schrittweise Reduktion der Resonanzspitze bei 586 Hz. Die Schnellerückspeisung bewirkt insgesamt zwischen 125 Hz und ca. 1200 Hz eine zum Teil deutliche Verringerung des Schnellepegels bei den in diesem Bereich zu erkennenden Resonanzen der Platte. Damit nimmt die Ausprägung der Resonanz ab, der Schnellepegel bei Frequenzen die zwischen zwei Plattenresonanzen liegen, wird hingegen etwas erhöht. Der Verlauf der Kurve wird auf diese Weise ein wenig „glatter“. Dies lässt sich mit einer Erhöhung der Dämpfung „durch zusätzliche „aktive Dämpfung“ der Plattenmoden durch die Schnellerückspeisung erklären. Diese Wirkung wurde in Kapitel 3.9.5 an einem einfachen Modell beschrieben. In Bild 41 ist die Verringerung einer einzelnen Resonanzspitze bei 586 Hz durch die Schnellerückspeisung beispielhaft gezeigt. Die Reduktion beträgt bei dieser Resonanz ca. 2,5 dB. Die Reduktion der Resonanzspitzen zwischen 200 Hz und 1200 Hz bewegen sich durchschnittlich im Bereich von 2 dB, Einzelne Resonanzen zeigen eine Minderung von bis zu 5 dB.

Bei 1240 Hz tritt dagegen eine starke Überhöhung der Resonanzspitze durch das aktive System auf. Auch oberhalb dieser Frequenz bis ca. 2000 Hz ist eine Erhöhung der Resonanzspitzen festzustellen. In diesem Frequenzbereich scheint die Phase des rückgespeisten Signals nicht mehr gegenphasig, sondern mitphasig zum Primärsignal zu liegen. In diesem Fall wird dann die Dämpfung der Resonanzen „aktiv verringert“, so dass die Resonanzspitzen höher und schmaler werden. Ein Grund für diese Phasenverschiebung oberhalb von ca. 1240 Hz könnte die Laufzeit des Rückspeisesignals sein. Da die Wellenlänge der Longitudinalwelle im Aufbau geringer wird, müsste die Laufzeit des rückgespeisten Signals immer kürzer werden, um die richtige Phasenlage zum Primärsignal zu behalten. Da die Laufzeit aber frequenzunabhängig ist, tritt eine mittphasige Einspeisung oberhalb ca. 1240 Hz ein. Dies ist der Grund, warum solche aktiven Systeme eher für tieffrequente Anwendungen geeignet sind und hochfrequent tendenziell problematisch werden. In unserem Fall spielt diese Problematik eine untergeordnete Rolle, da es sich bei der Körperschalleinleitung von Installationen um stark tieffrequent geprägte Geräusche handelt. Dies wird in späteren Abschnitten dieses Berichts noch deutlicher diskutiert. Der Frequenzbereich über

2000 Hz wurde deshalb auch nicht weiter berücksichtigt, da selbst in diesem Aufbau das eingeleitete Kraftsignal gering war, so dass hier eine geringfügige Erhöhung des Signals für den Summenpegel nicht ausschlaggebend ist.

6.1.3 Auslenkungs-Rückspeisung (displacement-Feedback)

Bei der Auslenkungs-rückspeisung wurde das Beschleunigungssignal am Einleitungspunkt des Aufbaus in die Bodenplatte gemessen, im Ladungsverstärker zweimal integriert und so die Auslenkung über den Leistungsverstärker zum Aktor zurückgespeist. In Bild 42 ist die Schnelle im Fernfeld für die offene und geschlossene Reglerschleife mit Auslenkungs-rückspeisung gezeigt. In Bild 43 wird beispielhaft die Resonanz bei 585 Hz betrachtet.

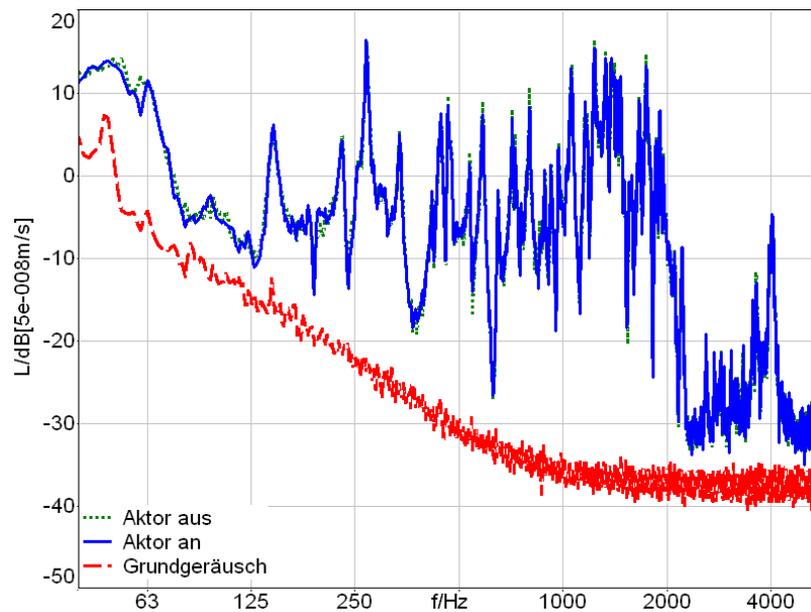


Bild 42: Schnellepegel im Fernfeld bei der Auslenkungs-rückspeisung für die offene („Aktor aus“) und geschlossene Reglerschleife („Aktor an“). (Spannungs-Verstärkungsfaktor: ca. 110).

In Abschnitt 3.9.4 konnte gezeigt werden, dass die Rückspeisung der Auslenkung zu einer Verschiebung der Resonanzfrequenz zu höheren Frequenzen führt. Dies ist in obigen Messergebnissen nur bei einigen wenigen Resonanzfrequenzen zu erkennen. Bei 585 Hz verschiebt sich die Resonanzspitze beispielsweise um 1,5 Hz auf 586,5 Hz, siehe Bild 43. Im Allgemeinen weisen oben dargestellte Messergebnisse, besonders im Frequenzbereich von 400 Hz bis 1300 Hz, eher eine Verringerung der Resonanzspitzen von 1 – 2 dB auf.

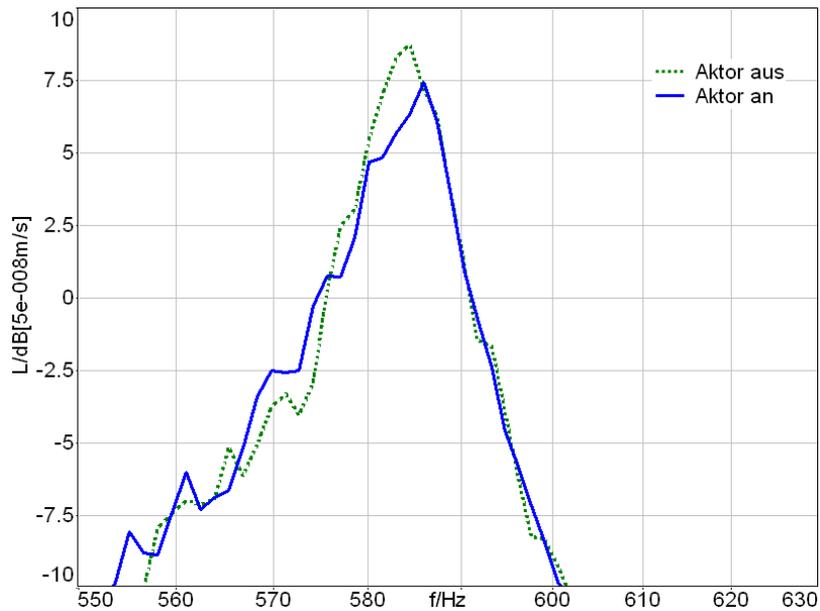


Bild 43: Ausschnitt aus Bild 42 von 550 bis 630 Hz mit der Resonanz bei 568 Hz.

6.1.4 Beschleunigungs-Rückspeisung (acceleration-Feedback)

Bei der Beschleunigungs-rückspeisung wurde das Beschleunigungssignal am Einleitungspunkt des Aufbaus in die Bodenplatte gemessen und über den Ladungs- und Leistungsverstärker zum Aktor gegen-phasig zurückgespeist. Hierbei war keine Integration des Signals notwendig. In Bild 44 ist die Schnelle im Fernfeld bei offener Regelschleife und bei Beschleunigungs-rückspeisung dargestellt.

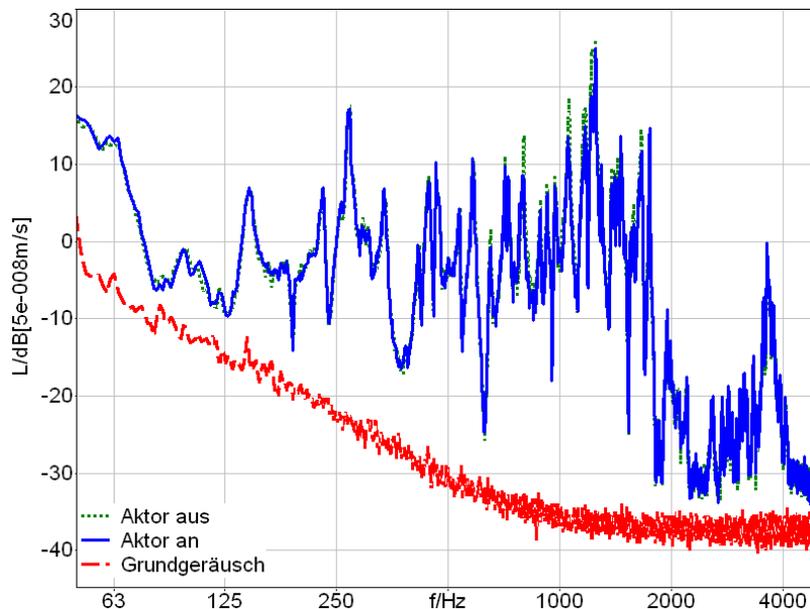


Bild 44: Schnellepegel im Fernfeld bei der Beschleunigungs-rückspeisung für die offene („Aktor aus“) und geschlossene Reglerschleife („Aktor an“). (Spannungs-Verstärkungsfaktor: ca. 30).

In Bild 45 ist in einem Ausschnitt die Auswirkung der Beschleunigungsrückspeisung auf eine Resonanz der Bodenplatte bei 1058 Hz dargestellt.

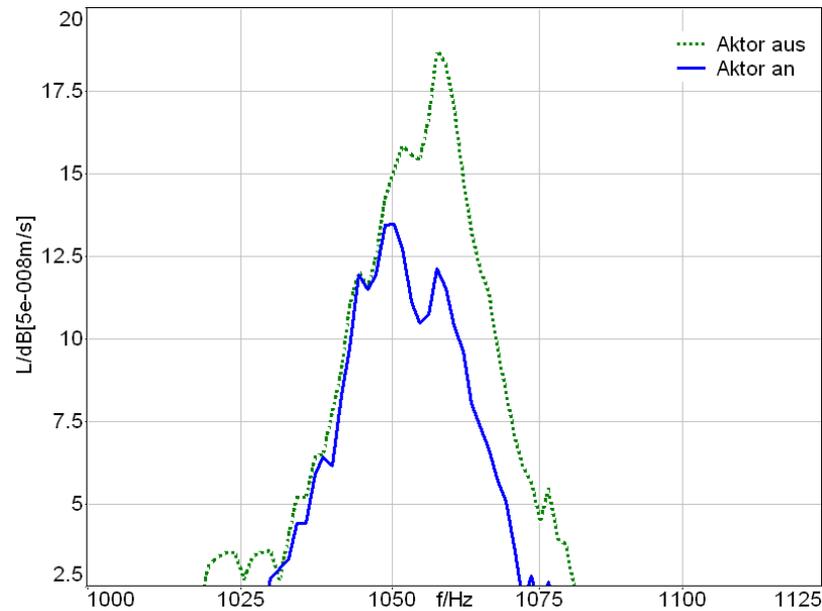


Bild 45: Ausschnitt aus Bild 44 von 1000 bis 1125 Hz mit der Resonanz bei 1058 Hz.

Die Rückspeisung des Beschleunigungssignals eine Verschiebung der Resonanzspitzen des Schnellepegels im Fernfeld zu tieferen Frequenzen. Diese Verschiebung der Resonanzfrequenz entspricht der theoretischen Analyse aus Abschnitt 3.9.3. Außerdem bewirkt die Beschleunigungsrückspeisung tendenziell eine geringe Reduzierung der Resonanzspitzen. Vor allem im Frequenzbereich von 750 Hz bis 1500 Hz ist eine Abnahme einiger Resonanzüberhöhungen festzustellen (Bild 44). Die Resonanzspitzen werden in diesem Bereich um 1 bis 5 dB verringert.

Beispielhaft ist die Auswirkung der Beschleunigungs-Rückspeisung für die Resonanz bei 1058 Hz in Bild 45 zu ersehen. Die Resonanzfrequenz wird durch die Beschleunigungsrückspeisung um 8 Hz auf 1050 Hz verschoben. Weiterhin kommt es zu einer Verringerung der Resonanz um ca. 5 dB.

6.1.5 Kraft-Rückspeisung (force-Feedback)

Für die Kraft-Rückspeisung musste der bisherige Aufbau diese Messung verändert werden, um eine Anbringung des Kraftaufnehmers am unteren Ende des Aufbaus zu ermöglichen. In Bild 46 ist ein Foto des Aufbaus gezeigt. Im Wesentlichen wurde der Kraftaufnehmer möglichst nahe am Kontaktpunkt zur Empfangsplatte in den Aufbau eingesetzt. Das Kraftsignal wurde wiederum über Ladungsverstärker und Leistungsverstärker invertiert auf den Aktor gespielt.



Bild 46: Modellaufbau zur Anwendung von Kraft-Rückspesung.

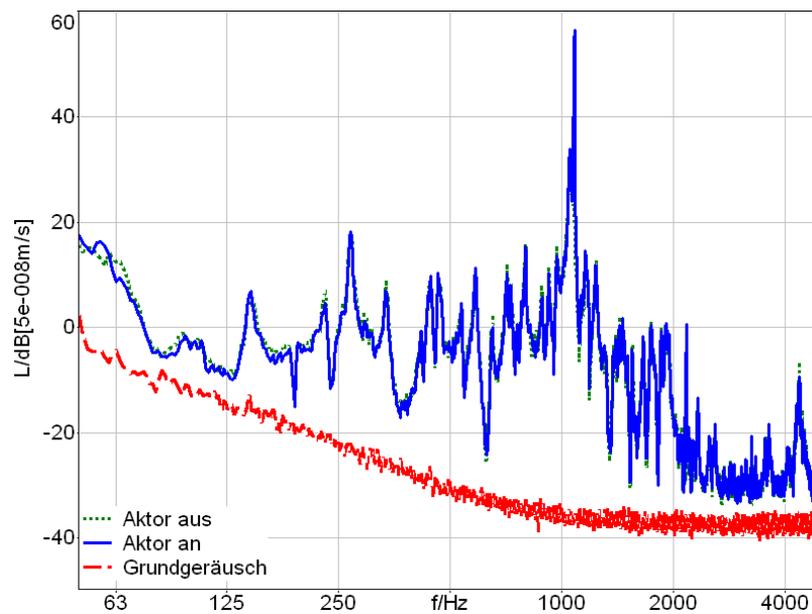


Bild 47: Schnellepegel des Aufnehmers im Fernfeld bei der Krafrückspesung für die offene („Aktor aus“) und geschlossene Reglerschleife („Aktor an“). (Verstärkungsfaktor 1).

Durch die Rückführung des Kraftsignals wird nahezu im gesamten tiefen Frequenzbereich eine geringfügige Reduzierung der Schnellepegel der Resonanzspitzen auf der Platte bewirkt. Eine Ausnahme bildet die Resonanzüberhöhung bei 1080 Hz, die durch die Aktivierung verstärkt wird und zu Stabilitätsproblemen führt (siehe Abschnitt 3.9.6) Im Frequenzbereich unterhalb der Resonanzspitze bei 1080 Hz sind die Verringerungen der Resonanzspitzen erkennbar, im Bereich darüber ist die Verringerung geringer. Die in Bild 48 gezeigte Resonanzspitze bei 798 Hz wird durch die Aktivierung um 0,9 dB verringert.

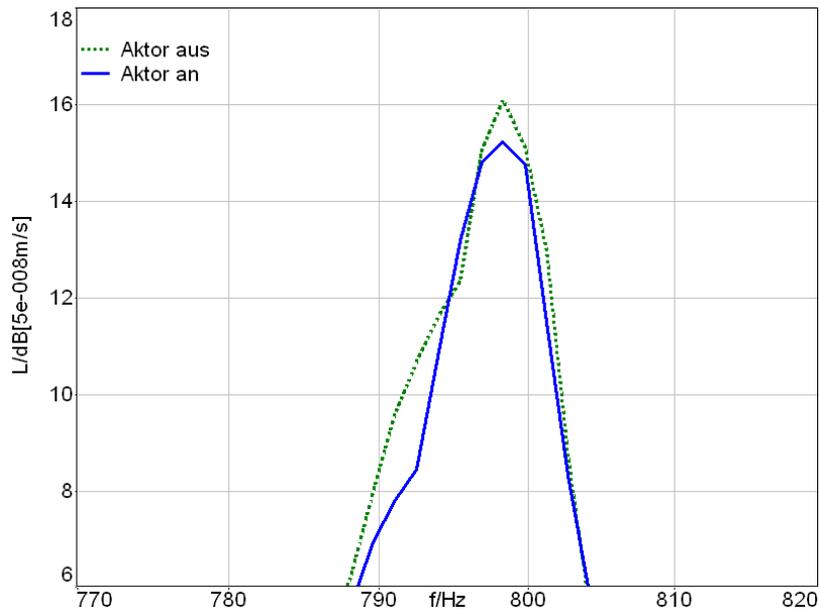


Bild 48: Ausschnitt aus Bild 47 von 770 bis 820 Hz mit der Resonanz bei 798 Hz.

Insgesamt kann die in Kapitel 3.9 gezeigte Wirkung der verschiedenen Signal-Rückspeisungen im Wesentlichen bestätigt werden. Dabei zeigt sich, dass einzig die Schnellerückspeisung, die eine Erhöhung der Dämpfung bewirkt, eine für breitbandige Anregung sinnvolle Methode für aktive Signal-Rückspeisung darstellt. Die Verschiebung von Resonanzfrequenzen durch Auslenkungs- und Beschleunigungsrückspeisung verringert im Allgemeinen nicht die eingeleitete Gesamtleistung der Körperschallquelle.

6.1.6 Kraft-Vorspeisung (force-feed forward)

Bei der Feed-forward-Steuerung wird der sekundären Quelle ein der Störung korreliertes Referenzsignal vorgespeist (siehe Abschnitt 3.10). Dieses wurde im untersuchten Aufbau durch Messung der eingeleiteten Kraft generiert. Die Kraft wurde wie in Bild 37 dargestellt unterhalb des Aluminiumdrahts gemessen und über den Ladungs- und Leistungsverstärker zum Aktor vorgespeist.

Wie bei der Feedback-Regelung wurde auch hier die Schnelle am Einleitungspunkt und im Fernfeld der Bodenplatte gemessen. Die Positionen der Aufnehmer und des Einleitungspunkts waren dieselbe wie bei der Feedback-Regelung. Diese Schnelle wurde wiederum zur Beurteilung der Wirkung herangezogen. In Bild 49 und ist die Schnelle im Fernfeld bei Anwendung von Kraft-Vorspeisung dargestellt, in Bild 50 ist die Wirkung beispielhaft für den Frequenzbereich von 240 Hz bis 380 Hz abgebildet.

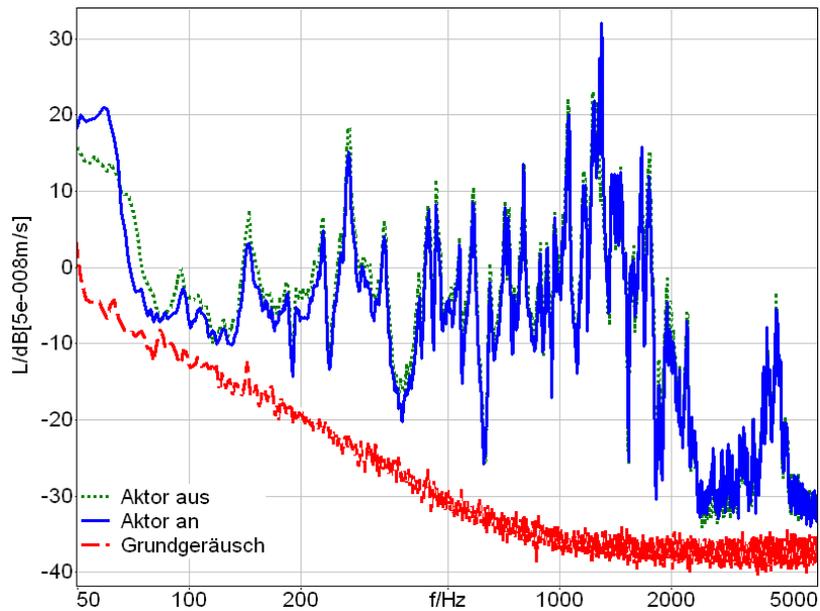


Bild 49: Schnellepegel des Aufnehmers im Fernfeld bei Kraftvorspeisung für die offene („Aktor aus“) und geschlossene Steuerungsschleife („Aktor an“). (Optimaler Verstärkungsfaktor: ca. 3,3).

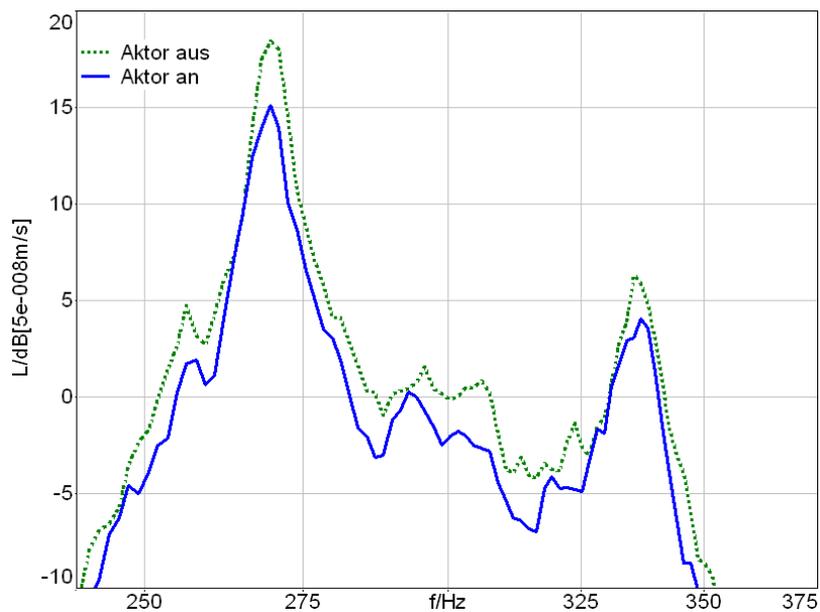


Bild 50: Ausschnitt aus Bild 49 von 240 bis 380 Hz mit der Resonanz bei 269 und 337 Hz.

Die Vorspeisung der Kraft bewirkt eine nahezu frequenzunabhängige Verringerung des gemessenen Schnellepegels. Die Reduzierung des Pegels bewegt sich im Bereich von bis zu 4 dB. Sehr deutlich sind die Verringerungen bei den Resonanzspitzen zu sehen, wie zum Beispiel bei 269 Hz. Hier vermindert sich der Pegel um 3,5 dB (Bild 50). Auch der Pegel im Frequenzbereich zwischen den Resonanzen wird deutlich gemindert, so dass das gesamte Spektrum im Frequenzbereich unter ca. 1000 Hz reduziert wird. Eine Ausnahme stellt lediglich der Bereich unter 65 Hz dar. In diesem Frequenzbereich erhöht sich der Schnellepegel durch das aktive System. Der Grund ist die Resonanzfrequenz des Aktors, bei der die Phase der Anregung um 180° dreht (siehe Ab-

schnitt 4.4.3). Deshalb leitet der Aktor in diesem Frequenzbereich zum Primärsignal gleichphasig Körperschall in den Aufbau und erhöht damit die Körperschalleinleitung. Die Messungen mit Kraft-Vorspeisung bestätigen die Wirkung, die theoretisch im Abschnitt 3.10.1 ermittelt wurde. Damit hat die Kraft-Vorspeisung das größte Potential für die Verringerung der Körperschalleinleitung von haustechnischen Anlagen.

Die Verstärkung des vorgespeisten Signals war wegen Stabilitätsproblemen bei 1450 Hz auf 3,3 begrenzt. Bei einem veränderten Anregesignal, vor allem ohne die deutlichen Überhöhungen bei Frequenzen oberhalb 1000 Hz, kann eine höhere Verstärkung erreicht werden. Dies wird in späteren Abschnitten beschrieben.

Die Messungen mit Kraftvorspeisung wurden wiederholt durchgeführt, wobei jedes Mal der Messaufbau neu aufgebaut wurde. Die Verbesserungen der Schnellepegel im Fernfeld wurden bei allen Messungen bestätigt, so dass von einer hohen Wiederholbarkeit der Messungen ausgegangen werden kann.

Die Problematik der Erhöhung bei tiefen Frequenzen durch die Resonanzfrequenz des Aktors kann praktisch so gelöst werden, in dem die Resonanzfrequenz des Aktors in einen noch tieferen Frequenzbereich verschoben wird, so dass er aus dem für die Bauakustik wesentlichen Bereich zwischen 50 und 5000 Hz geschoben wird. Trifft diese überhöhte Anregung keine Mode des angeregten Bauteils, so ist die erregte Schnelle entsprechend gering und die Überhöhung wird nicht oder nur geringfügig wirksam.

6.1.7 Zusammenfassung starrer Aufbau

Bei den Untersuchungen am starren Aufbau wurden zwei verschiedene Reglerstrategien untersucht. Zum einen die Signal-Rückspeisung (Regelung), und zum anderen die Signal-Vorspeisung (Steuerung). Für die Feedback-Regelung wurden vier verschiedene Messgrößen zur Rückspeisung verwendet, für die Feed-forward-Steuerung wurde ausschließlich die Kraft als Vorspeisegröße untersucht. Überprüft wurde die Verringerung der Schnelle Empfangsplatte im Fernfeld durch Aktivierung des Systems. Ein häufig auftretendes Problem lag in der Stabilität des Regler- bzw. Steuerkreises, der ab einer bestimmten Verstärkung instabil wurde. Daher war die optimale Verstärkung begrenzt. Diese ist stark abhängig vom Aufbau und vom Anregungs-Signal und daher Situationsabhängig. Für die Ergebnisse bedeutet dies, dass die unterschiedlichen aktiven Systeme in ihrer Wirkung vor allem qualitativ beurteilt werden können. Die Höhe der Reduktion kann daher nur qualitativ auf andere Situationen übertragen werden und bedürfen für jede reale Situation einer eigenen Optimierung.

Insgesamt bestätigte sich, dass durch die Schnellerückspeisung die Dämpfung der Struktur erhöht wird. Dies drückt sich durch die Stärke der Resonanzüberhöhungen aus, die durch die Schnellerückspeisung reduziert werden. Die Verschiebung der Resonanzfrequenz zu höheren Frequenzen bei der Auslenkungs-rückspeisung konnte nur bei wenigen Resonanzen festgestellt werden. Die Kraft-Rückspeisung bewirkte, mit Ausnahme von 1080 Hz, über den gesamten untersuchten Frequenzbereich eine geringfügige Reduzierung des Schnellepegels bei den Resonanzfrequenzen. Allerdings traten schon bei einer geringen Verstärkung Stabilitätsprobleme auf.

Bei der untersuchten Kraft-Vorspeisung zeigte sich, dass eine über den kompletten Frequenzbereich reichende Reduzierung der Schnelle auf der Platte auftritt. Eine Ausnahme davon trat im Frequenzbereich des Aktors auf, bei der eine Überhöhung des Signals festgestellt wurde. Daher wurden die Schnelle-Rückspeisung und die Kraft-Vorspeisung als die aussichtsreichsten Varianten beurteilt. Weitere Untersuchungen an einem Aufbau mit elastischer Zwischenalge wurden deshalb mit der Schnellerückspeisung und der Kraftvorspeisung durchgeführt. Diese sind im Folgenden beschrieben.

6.2 Modellaufbau mit elastischer Zwischenlage (aktive mit passiver KSI kombiniert)

Dusch- und Badewannen werden häufig mit elastischen Zwischenlagen von der Bodenplatte entkoppelt. Diese sind in der Regel am Wannenfuß befestigt und im mittleren und hohen Frequenzbereich wirksam. Ein Schwachpunkt dieser Entkopplung ist der Bereich bei der Resonanzfrequenz der Zwischenlage, da hier die Körperschallübertragung erhöht wird. Durch das aktive System in Verbindung mit einer elastischen Entkopplung sollen die passive Wirkung bei hohen und mittleren Frequenzen durch die Wirkung der aktiven Isolation bei tiefen Frequenzen ergänzt werden. Im Folgenden wird deshalb die Wirksamkeit des aktiven Systems an einem Aufbau mit elastischer Zwischenlage getestet.

Dazu wurde die elastische Zwischenlage zwischen dem verwendeten Aufbau und der Bodenplatte angebracht. Weitere Änderungen wurden am Modellaufbau nicht vorgenommen. Der Aufbau ist grafisch in Bild 51 dargestellt.

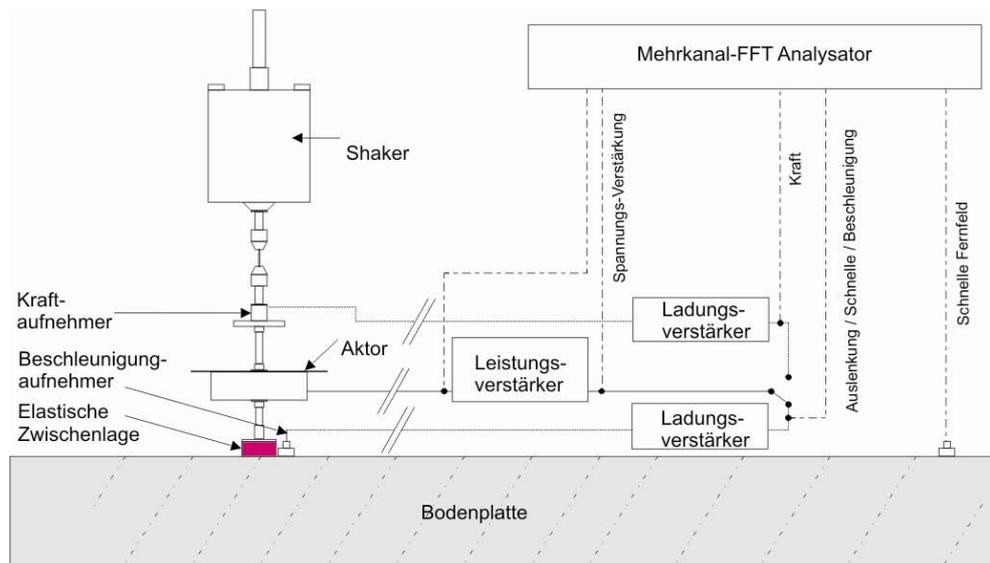


Bild 51: Skizze des Modellaufbaus mit elastischer Zwischenlage und schematischer Darstellung der Messtechnik.

Eine Beschreibung der elastischen Zwischenlage ist Kapitel 4.5 zu entnehmen. Ebenso wie bei dem starren Aufbau wurde die Schnelle im Fernfeld als Referenzsignal zu Ermittlung der Wirksamkeit herangezogen.

Die Wirkungsweise der elastischen Zwischenschicht im Modellaufbau ist aus Bild 52 ersichtlich. Darin ist die Transferfunktion aus der Schnelle im Fernfeld, bezogen auf die vom Shaker eingeleitete Kraft, für den starren Aufbau und den Aufbau mit elastischer Zwischenschicht dargestellt.

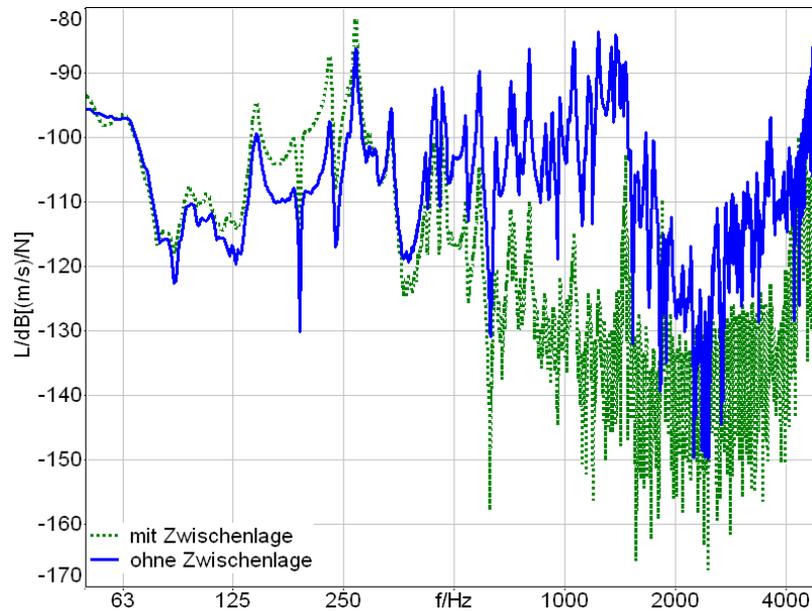


Bild 52: Transfer-Admittanz zwischen Schnelle im Fernfeld und eingeleiteter Kraft des Primär-Shakers im starren und elastischen Modellaufbau.

Im tiefen Frequenzbereich ist die Transferfunktion sehr ähnlich, d.h. die elastische Zwischenschicht hat keine Wirkung auf die Schnelle im Fernfeld. Im Frequenzbereich von 125 Hz bis 270 Hz bewirkt die elastische Zwischenschicht eine Erhöhung der Schnelle. In diesem Frequenzbereich liegt die Resonanzfrequenz der elastischen Zwischenschicht für diesen Aufbau. Oberhalb ca. 270 Hz setzt die positive Wirkung der elastischen Zwischenschicht ein und die Schnelle und damit die Körperschalleinleitung verringern sich. Ab ca. 1000 Hz erreicht die Schnelle den Hintergrundpegel auf der Platte.

Mit dem experimentell bestimmten Elastizitätsmodul der Zwischenlage (Kapitel 4.5.2) lässt sich mittels Gleichung (16) und (17) die Resonanzfrequenz im Aufbau rechnerisch abschätzen. Für die Masse des gesamten Aufbaus von 820 g ergibt sich eine Resonanzfrequenz von 244 Hz für die elastische Zwischenschicht im Aufbau. Diese korrespondiert recht gut mit dem gemessenen Bereich der Resonanzüberhöhung im Bild 52. Die Resonanzfrequenz der elastischen Zwischenschicht wird von den Resonanzen der Empfangsplatte überlagert und ist stark bedämpft. Daher erscheint sie nicht als ausgeprägte Spitze in der Übertragungsfunktion.

6.2.1 Schnelle-Rückspeisung im Aufbau mit elastischer Zwischenschicht

Im Aufbau mit elastischer Zwischenschicht wurde die Schnelle von der Bodenplatte am Einleitungspunkt über den Ladungs- und Leistungsverstärker zum Aktor zurückgespeist, wie auch im starren Aufbau in Abschnitt 6.1.2 beschrieben. Bild 53 und Bild 54 zeigen die Messergebnisse für die offene und geschlossene Reglerschleife.

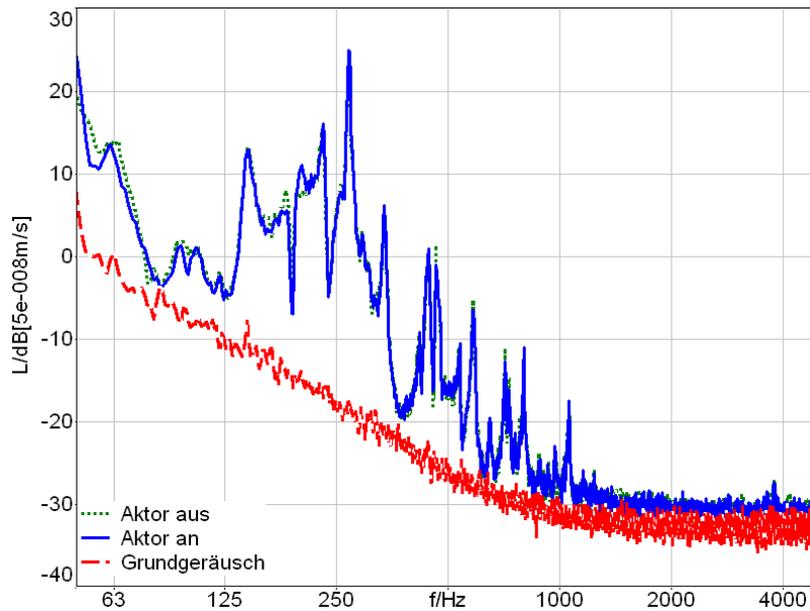


Bild 53: Schnellepegel des Aufnehmers im Fernfeld im Aufbau mit elastischer Zwischenlage bei der Schnellerückspeisung für die offene („Aktor aus“) und geschlossene Reglerschleife („Aktor an“). (Spannungs-Verstärkungsfaktor: ca. 110).



Bild 54: Detail aus Bild 53 für den Frequenzbereich von 125 Hz bis 175 Hz.

Die Schnellerückspeisung bei Verwendung der elastischen Zwischenlage bewirkt eine geringe Verringerung der Resonanzspitzen im Schnellepegel im Fernfeld. Die Minderung liegt in einem Bereich unter 1 dB. Beispielsweise bei der Resonanzspitze bei 145 Hz verringert sich die Schnelle um ca. 0,4 dB im Fernfeld (Bild 54). Auch der Schnellepegel am Einleitungspunkt zeigt nur geringe Veränderungen.

Im Vergleich zum starren Aufbau zeigt sich eine etwas geringere Minderung des Schnellepegels bei den Resonanzspitzen. Es wird vermutet, dass durch die Zwischenschaltung der elastischen Zwischenlage neben der Reduktion des Primärsignals auch das Sekundärsignal des Aktors gemindert wird, und daher die Wirksamkeit der aktiven Komponente abnimmt. In diesem Falle wäre es besser, wenn der Aktor direkt an der Empfangsplatte wirkt. Dies würde aber eine deutliche Veränderung des Aufbaues mit sich führen, und wäre auch in der Anwendung aufwändiger. Daher wurde auf diesen Versuch verzichtet.

Die Messergebnisse in Bild 53 zeigen, dass die passive Körperschallisolierung durch die elastische Zwischenlage die Schnellepegel so stark reduziert, dass ab ca. 1000 Hz das Grundgeräusch erreicht wird. Deshalb wird in den folgenden Diagrammen bei Verwendung der elastischen Zwischenlage nur noch der Frequenzbereich bis 1000 Hz dargestellt.

6.2.2 Kraft-Vorspeisung im Aufbau mit elastischer Zwischenlage

Bei vorhergehenden Messungen mit Kraftvorspeisung waren die Überhöhungen des Kraftspektrums der Primäranregung bei 1450 Hz und 1840 Hz (vgl. Bild 33) für die Stabilität des Systems kritisch. Deshalb wurden im Weiteren das Anregesignal mit zwei Bandsperr-Filtern bei 1450 Hz und 1840 Hz versehen. Dazu wurde das Rosa Rauschen zur Anregung des Shakers bei diesen Frequenzen durch Bandstop-Filter im Softwarepaket ArtemiS bearbeitet. Das nun verwendete Spektrum zur Anregung ist in Bild 55 gezeigt.

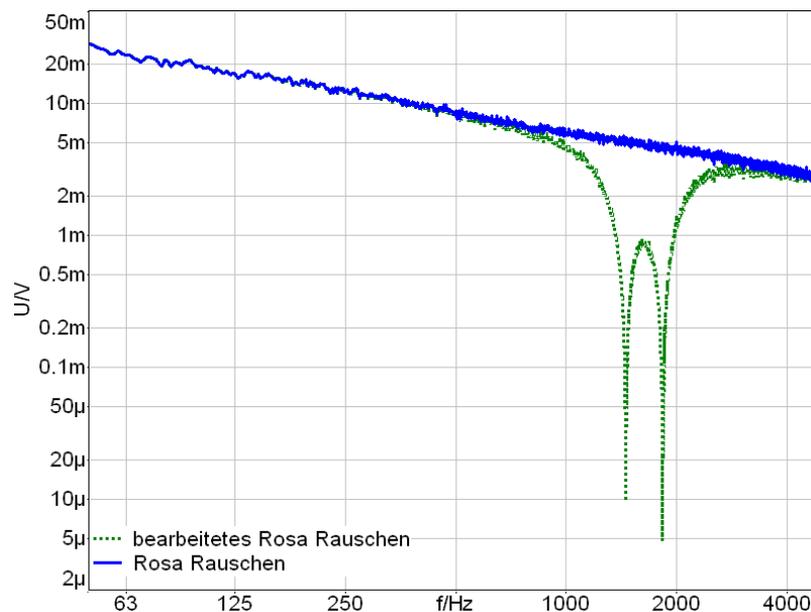


Bild 55: Spektrum des Anregesignals rosa Rauschen und mittels zwei Bandstop-Filtern bei 1450 Hz und 1840 Hz bearbeitetes Anregesignal.

Durch das Herausfiltern dieser kritischen Frequenzen ist es möglich, das Kraftsignal mit einer größeren Verstärkung vorzuspeisen. Die maximal mögliche Verstärkung wurde wiederum stufenweise erhöht, bis eine maximale Verringerung des Schnellepegels im Fernfeld eintrat. Die Ergebnisse für drei verschiedene Verstärkungen zeigt Bild 56.

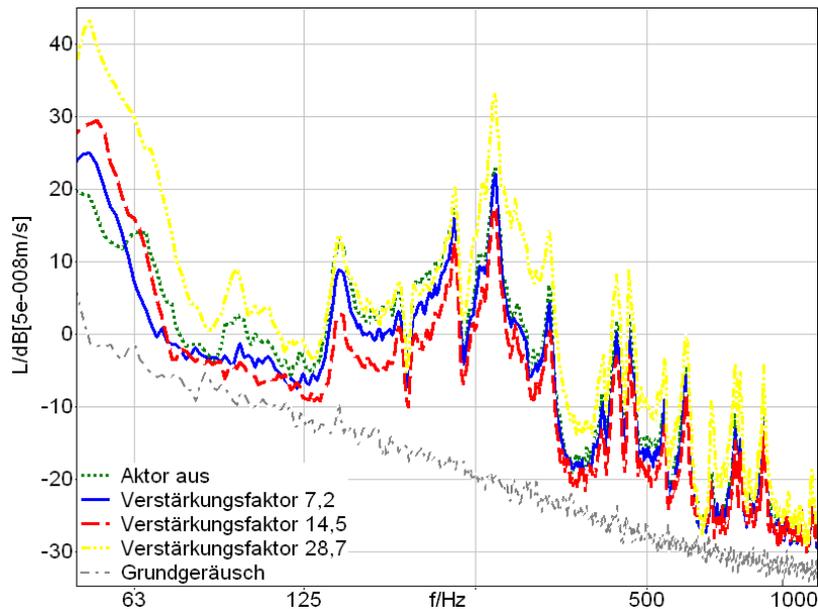


Bild 56: Schnellepegel des Aufnehmers im Fernfeld im Aufbau mit elastischer Zwischenlage bei Kraftvorspeisung für die offene („Aktor aus“) und geschlossene Reglerschleife.

Der Vergleich der Schnellepegel im Fernfeld bei verschiedenen Verstärkungen zeigt mit zunehmender Verstärkung bis Verstärkungsfaktor 14,5 eine deutliche Verringerung der Schnelle mit Ausnahme im sehr tiefen Frequenzbereich um 60 Hz. Dies ist wiederum der Frequenzbereich der Eigenresonanz des Aktors. Mit Verstärkungsfaktor 28,7 ergibt sich dann aber eine deutliche Erhöhung des gesamten Schnellepegels. Anscheinend übersteigt das Sekundärsignal bei dieser hohen Verstärkung das Primärsignal, so dass deutlich mehr Körperschalleistung in die Platte eingeleitet wird. Interessanterweise bleibt dabei das System stabil, da es sich hierbei nicht um eine Rückkopplungsschleife handelt (Siehe Kapitel 3.10).

6.2.3 Zusammenfassung aktive mit passiver KSI kombiniert

Das Einbringen der elastischen Zwischenlage in den Aufbau bewirkt eine Überhöhung bei der Resonanzfrequenz des elastischen Aufbaus, im Frequenzbereich zwischen 125 und 270 Hz. Oberhalb der Resonanzfrequenz ergibt sich dann eine deutliche Reduzierung des Schnellepegels auf der Empfangsplatte bis ca. 1000 Hz, wo das Hintergrundgeräusch erreicht wird. Unterhalb der Resonanzfrequenz hat die elastische Zwischenlage keinen Einfluss auf den Schnellepegel.

Die Kombination von aktiver und passiver Körperschallisolierung (KSI) zeigt bei Schnellerückspeisung nur geringe Wirkung und Reduktion des Schnellepegels auf der Empfangsplatte. Es wird vermutet, dass die Wirkung des Aktors durch die elastische Zwischenschicht selbst gemindert wird, so dass insgesamt eine geringe Wirkung auftritt.

Bei der Kraftvorspeisung dagegen ermöglicht die Verwendung eines gefilterten Anregesignals eine größere Verstärkung des Vorspeisesignals. Dadurch können deutliche Verringerungen des Schnellepegels im gesamten Frequenzbereich mit Ausnahme der Eigenresonanz des Aktors erzielt werden. Allerdings zeigt sich, dass ab einer bestimmten Verstärkung der Schnellepegel auf der Platte durch die Kraftvorspeisung erhöht wird. Es wird vermutet, dass der Aktor ab einer be-

stimmt Verstärkung das Primärsignal überkompensiert und zur dominierenden Schallquelle wird. Dann wird zusätzliche Körperschalleistung in den Aufbau eingeleitet und der Schnellepegel erhöht sich.

7 Weitere Versuche am Modellaufbau

Die Schnellefeedback-Regelung stellt bei der Kombination von aktiver mit passiver Körperschallisolierung im verwendeten Modellaufbau nur eine geringe Wirksamkeit in Aussicht. Deshalb wurde ausschließlich die Kraftvorspeisung weiter untersucht. Im folgenden wurde versucht, die Wirkung des aktiven Systems im interessierenden Frequenzbereich weiter zu steigern und das Anregespektrum ähnlich zu realen Quellen zu gestalten, so dass die Ergebnisse des Modellaufbaus eine größere Nähe zu den im realen Aufbau zu erzielenden Ergebnissen besitzen.

7.1 Verwendung einer Zusatzmasse am Aktor

Die Resonanzfrequenz des Aktors führt zu einer Erhöhung des Schnellepegels unterhalb ca. 63 Hz. Diese Erhöhung liegt noch im erweiterten bauakustischen Frequenzbereich von 50 bis 5000 Hz. Da der Aktor ein Masse-Feder-Massesystem darstellt, kann seine Resonanzfrequenz durch Erhöhung der Masse zu tiefen Frequenzen verschoben werden (siehe Gleichung(16)). Ebenso könnte auch die Federsteifigkeit der Haltefedern des Aktors (Bild 18) verringert werden. Als einfachere Lösung wurde die Masse des Aktorrings durch einen Zusatzmassering erhöht. Dieser ist in Kapitel 4.4.2 beschrieben. Die Wirkung der Zusatzmasse ist aus Bild 57 zu ersehen.

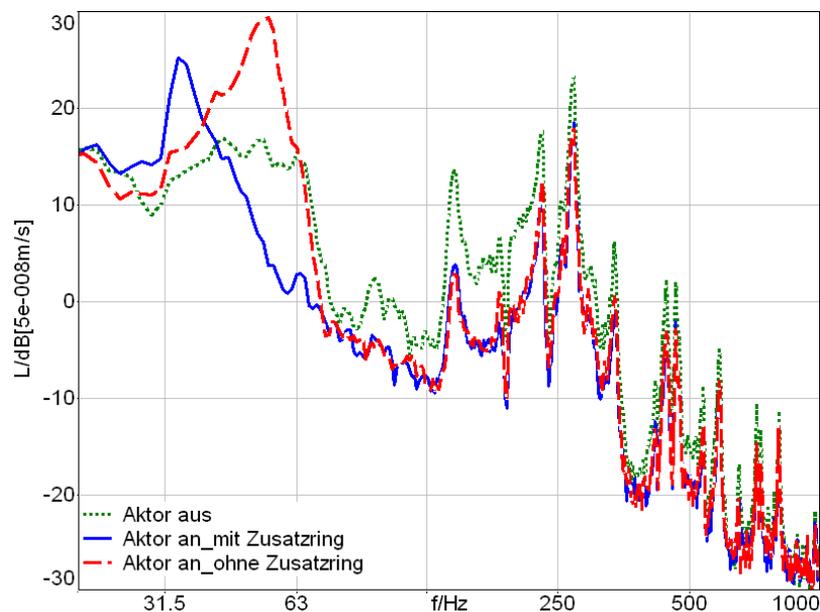


Bild 57: Schnellepegel des Aufnehmers im Fernfeld bei Kraftvorspeisung für die Kraftvorspeisung, mit und ohne Zusatzmassenring. (Verstärkungsfaktor mit Zusatzmassering 8,3, ohne Zusatzmassenring 7,2)

Der Vergleich mit und ohne Zusatzring zeigt, dass die Erhöhung der Masse die Resonanzfrequenz des Aktors von 55 Hz auf 33 Hz verschiebt. In diesen Frequenzbereichen kommt es wie gehabt

zur Überhöhung der Schnellepegel im Fernfeld. Mit Zusatzmassering wird damit eine Reduktion im Frequenzbereich von 40 Hz bis ca. 70 Hz erreicht. Im höheren Frequenzbereich bis 1000 Hz verhält sich das aktive System dagegen sehr ähnlich. Geringe Unterschiede sind lediglich durch die etwas unterschiedlichen Verstärkungsfaktoren bei beiden Messungen bedingt.

Durch diese Methode ist es möglich, im gesamten bauakustischen Frequenzbereich eine deutliche Reduktion der Pegel zu erreichen. Die Überhöhung bei 33 Hz könnte gegebenenfalls weiterhin in Gebäuden problematisch sein. Allerdings bietet die Kombination von höherer Masse des Rings mit einer geringeren Steifigkeit der Haltefedern die Möglichkeit, die Resonanzfrequenz des Aktors in Zukunft noch weiter zu tiefen Frequenzen zu verschieben, so dass diese nicht mehr im Bau problematisch sind.

7.2 Aufzeichnung eines realitätsnahen Anregesignals

Als Anregesignal diente zu Beginn der Untersuchungen ein Rosa Rauschen, das für spätere Untersuchungen mittels Bandstop-Filter bei den Frequenzen 1450 Hz und 1840 Hz verändert wurde. Um für zukünftige Messungen eine praxisnähere Anregung zu verwenden, wurde die Kraft gemessen, die von einer Duschwanne in den Baukörper eingeleitet wird. Dabei wurde die Duschwanne selbst mittels eines Körperschall-Geräusch Normal KGN bzw. eine Duschbrause angeregt. Dazu wurde ein Kraftaufnehmer in den Fuß einer handelsüblichen Duschwanne integriert und die Kraft gemessen sowie das Kraftsignal aufgezeichnet. Verwendet wurde das Duschwanne-Modell Superplan 390 der Firma Kaldewei (Abmessungen 0,90 m x 0,90 m). Diese wurde durch das KGN aus einer Höhe von 1 m und durch die Duschbrause aus einer Höhe von 1,50 m angeregt. In Bild 58 ist der Aufbau mit KGN-Anregung gezeigt.

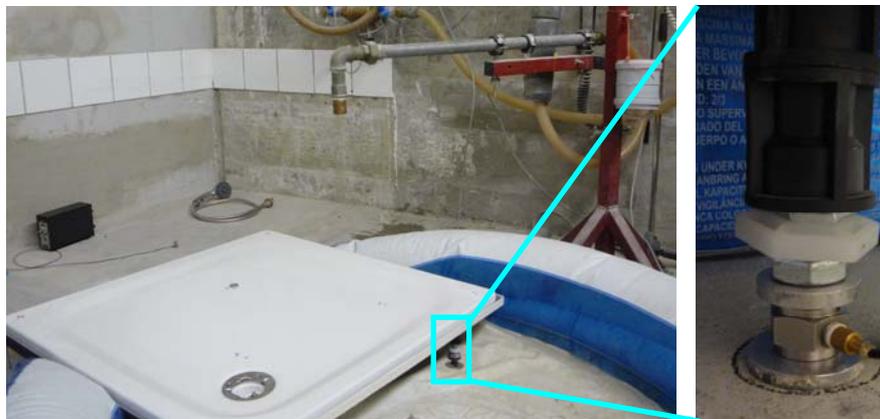


Bild 58: Messaufbau zur Messung des KGN-Anregesignals. Links: Duschwanne mit KGN. Rechts: Detailaufnahme des Duschwannenfußes mit angebrachtem Kraftaufnehmer.

Die gemessenen Kraftspektren bei KGN-Anregung und bei Anregung durch die Duschbrause sind in Bild 59 im Vergleich zum Spektrum des rosa Rauschens dargestellt. Beide gemessenen Signale besitzen im tieferen bis mittleren Frequenzbereich einzelne Resonanzüberhöhungen. Im Frequenzbereich bis ca. 500 Hz liegen die Amplituden beider gemessenen Signale auf ähnlichem Niveau. Das rosa Rauschen bildet in diesem Frequenzbereich eine relativ gute Näherung. Die durch die Duschbrause eingeleitete Kraft fällt ab 500 Hz aufwärts stark ab und hat wenig hochfrequente Anteile. Die eingeleitete Kraft durch die KGN-Anregung fällt im Vergleich zum rosa Rauschen

bis ca. 800 Hz ähnlich zum Brausesignal ab, steigt dann aber bis ca. 1250 Hz wieder etwas an und erreicht fast die Werte des rosa Rauschens. Darüber fällt das Spektrum des KGN wiederum ab, erreicht das Spektrum der Duschbrause aber erst oberhalb von 4000 Hz.

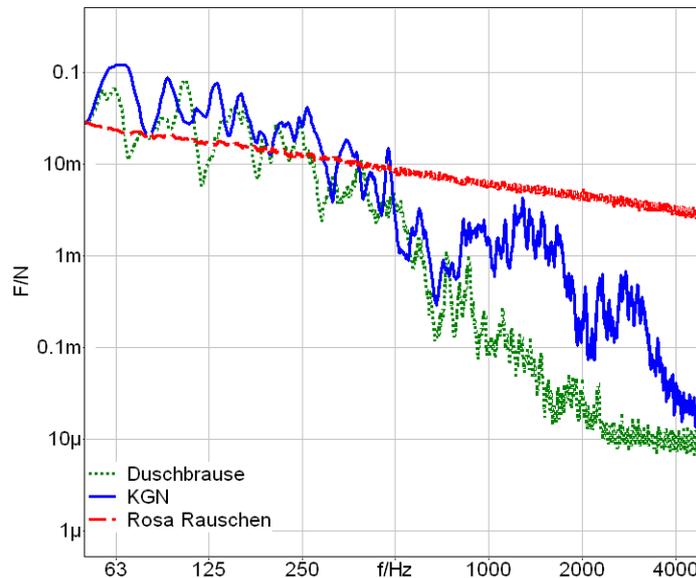


Bild 59: Kraftspektrum bei der Duschbrause- und der KGN-Anregung am Wannenfuß sowie das Spektrum von Rosa Rauschen.

Durch seine größeren hochfrequenten Anteile ist das KGN-Anregesignal das kritischere der beiden Kraftsignale. Deshalb wurde dieses für die weiteren Messungen als Anregesignal verwendet.

Im Modellaufbau wird das durch den Shaker eingeleitete Signal wiederum durch die Resonanz der Spannfutter und des Drahts verändert (Kapitel 5.3). Diese liegt aber deutlich über 1000 Hz, so dass dieses Signal durch die passive Körperschallisolierung schon deutlich reduziert wird und damit nur geringen Einfluss auf das aktive System besitzt. Damit konnten die am oben beschriebenen Aufbau aufgezeichneten Signale als Anregesignale für weitere Messungen im Modellaufbau verwendet werden.

7.3 Kombination von aktiver und passiver KSI mit praxisnahem Anregesignal

In diesem Kapitel wird die Wirkung der passiven und passiv+aktiven Körperschallisolierung (KSI) untersucht. Dabei wird unterschieden zwischen den Verringerungen durch die elastische Zwischenlage („mit Zwischenlage“) und der zusätzlichen Verringerungen durch das aktive System mit Kraftvorspeisung. Dieses wird als „aktiv mit Zwischenlage“ bezeichnet. Als Vergleichsmessung dient die Messung bei offener Reglerschleife ohne elastische Zwischenlage („ohne Zwischenlage“). Um für diese Untersuchungen einen möglichst problemlosen Umbau des Aufbaus zu ermöglichen, wurde der Aufbau mit doppelseitigem Klebeband an der Bodenplatte befestigt. Der Einfluss durch die Verwendung von Klebeband ist aus der Transfer-Admittanz zwischen der Schnelle im Fernfeld und der eingeleiteten Kraft zu ersehen. Diese ist für die starre Verbindung und dem Einsatz von Klebeband in Bild 60 dargestellt.

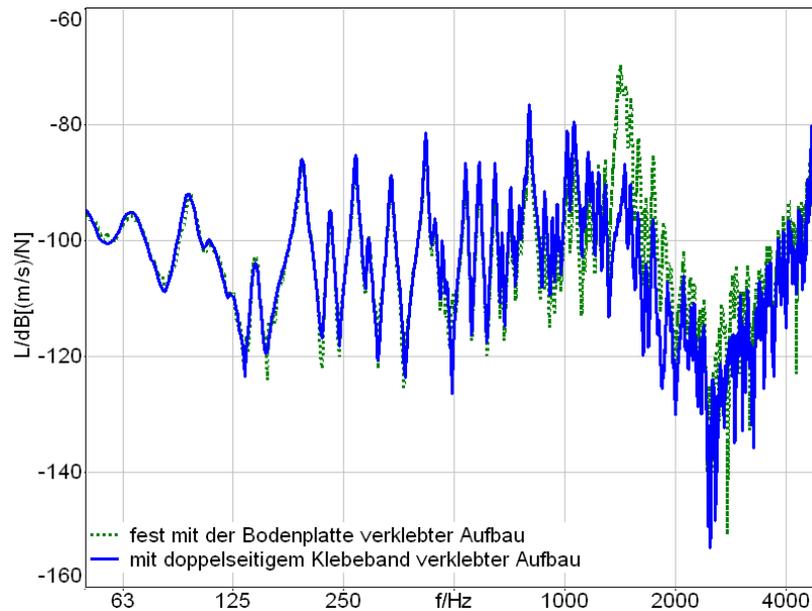


Bild 60: Transfer-Admittanz des Aufbaus (Schnelle im Fernfeld/eingeleitete Kraft) ohne elastische Zwischenlage bei starr mit der Bodenplatte verbundenem und mit doppelseitigem Klebeband befestigtem Aufbau.

Bei ca. 1400 Hz tritt eine Überhöhung auf, die auf die Resonanz des Klebebands zurückzuführen ist. Unterhalb dieser Resonanzfrequenz hat das Klebeband keinen Einfluss auf die Überhöhung. Da das Anregespektrum durch tieffrequente Anregung unter 1000 Hz (Bild 59) dominiert wird, hat der Einsatz des Klebebands keinen wesentlichen Einfluss auf die weiteren Ergebnisse. Bei Einsatz der elastischen Zwischenlage und doppelseitigem Klebeband wird die Steifigkeit von der weicheren Feder bestimmt, Gleichung (37). Daher hat auch hier das doppelseitige Klebeband keinen wesentlichen Einfluss auf die Ergebnisse.

Mit dem beschriebenen Aufbau wurden nun weitere Messungen durchgeführt, bei denen die Einfügungsdämmung und die eingeleitete Schallleistung mit elastischer Zwischenlage und mit zusätzlicher aktiver Kraftvorspeisung verglichen wurden.

In Bild 61 ist der Schnellepegel des Aufnehmers im Fernfeld mit und ohne elastischer Zwischenlage (passive KSI) bei offener Reglerschleife sowie den Schnellepegel mit Zwischenlage bei geschlossener Reglerschleife (aktive+passive KSI) dargestellt. Als Anregesignal diente das gemessene KGN-Kraftspektrum.

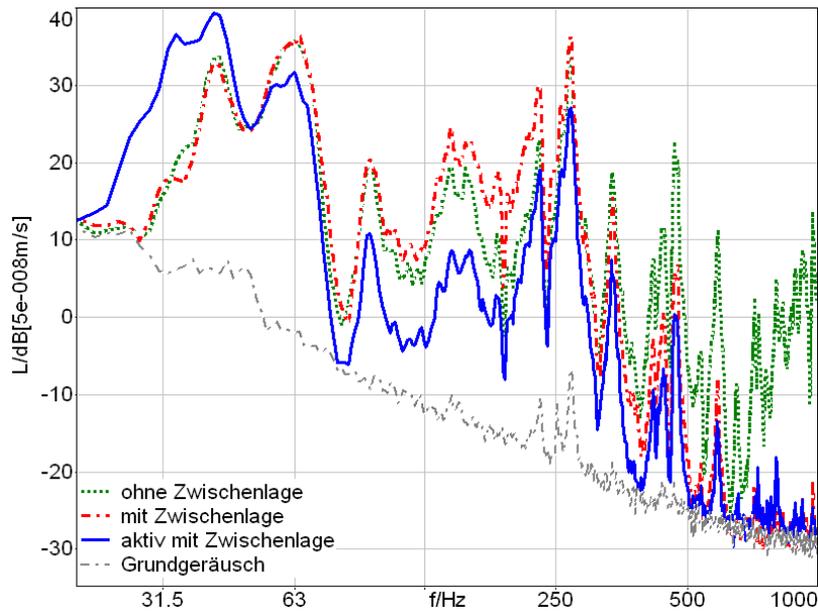


Bild 61: Schnellepegel des Aufnehmers im Fernfeld bei der Kraftvorspeisung. (Verstärkungsfaktor bei der geschlossenen Steuerungsschleife: 14,4)

Die elastischen Zwischenlage bewirkt eine Erhöhung des Schnellepegels im Frequenzbereich zwischen 100 Hz und 270 Hz. Dies ist auf die Resonanzfrequenz der elastischen Zwischenlage zurückzuführen. Unterhalb dieser Resonanz hat die elastische Zwischenlage keine Wirkung, oberhalb der Resonanz ab ca. 270 Hz setzt die passive Dämmwirkung ein, wodurch sich der Schnellepegel verringert. Ab ca. 700 Hz befindet sich der Schnellepegel bei Verwendung der Zwischenlage im Grundgeräuschpegel, so dass messtechnisch keine weiteren Verringerungen des Schnellepegels zu erwarten sind.

Die zusätzliche aktive Dämmmaßnahme durch die Kraftvorspeisung bewirkt oberhalb der Resonanzfrequenz des Aktors bei ca. 40 Hz eine weitere Reduktion des Schnellepegels. Bis ca. 700 Hz ist eine deutliche Verringerung des gemessenen Schnellespektrums zu erkennen. Die Reduktion erreicht Werte von bis zu 11,5 dB (bei 142 Hz im Fernfeld). Lediglich unter ca. 40 Hz erzeugt der Aktor eine Erhöhung der Schnellepegel der Platte, die durch die Resonanz des Aktors hervorgerufen wird.

7.3.1 Einfügungsdämm-Maß

Die Dämmwirkung durch das Einfügen eines Dämmelements, sei es ein passives oder aktives Element, kann durch das Einfügungsdämm-Maß beschrieben werden.

Das Einfügungsdämm-Maß D_e ist definiert durch

$$D_e = 20 \cdot \log \left(\frac{v_o}{v_m} \right) \quad (38)$$

mit v_o der Schnelle ohne Dämmmaßnahme und v_m der Schnelle mit Dämmmaßnahme. Das Einfü- gungsdämm-Maß gibt damit die Pegeldifferenz zwischen dem gemessenen Schnellepegel mit und ohne Dämmmaßnahme an.

Da in der Bauakustik eine Beurteilung in Terzen üblich ist, wurden die Messergebnisse in Terzen dargestellt. Dabei wurde der in der Bauakustik übliche erweiterte Frequenzbereich von 50 bis 5000 Hz berücksichtigt. Die Umrechnung in Terzen erfolgte mittels des Softwarepakets ArtemiS (FFT-Methode).

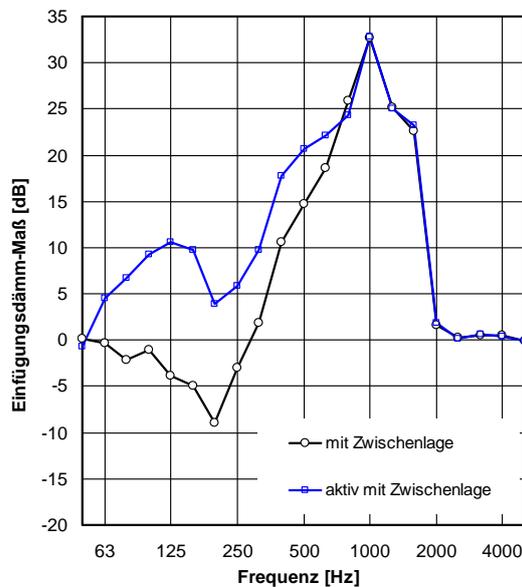


Bild 62: Einfügungsdämm-Maß der elastischen Zwischenlage und der elastischen Zwischenlage mit Kraftvorspeisung im Fernfeld der Platte.

Bild 62 zeigt die Einfügungsdämmung der elastischen Zwischenlage (passive KSI) und der Zwischenlage mit zusätzlich verwendeter Kraftvorspeisung (aktive und passive KSI) im Fernfeld der Platte. Der Wirksamkeitsbereich der elastischen Zwischenlage ist auf den Bereich über 315 Hz beschränkt. Ab dieser Frequenz steigt die Einfügungsdämmung stark an und erreicht Werte bis zu 32 dB bei 1000 Hz. Darüber fällt sie steil auf null ab, da das Anregespektrum bei diesen hohen Frequenzen keine wesentliche Körperschalleinleitung besitzt. Im Frequenzbereich unterhalb von 315 Hz dagegen ist die Einfügungsdämmung der passiven KSI negativ, da es dort durch die Resonanz der elastischen Zwischenlage zu einer Überhöhung der Einleitung kommt. Hier setzt die zusätzliche Wirkung der aktiven KSI durch Kraftvorspeisung ein. Im gesamten Frequenzbereich von 63 Hz bis 630 Hz wird eine deutliche Erhöhung der Einfügungsdämmung erreicht. In Bild 63 ist die Einfügungsdämmung durch die Kraftvorspeisung (aktive und passive KSI) bezogen auf den Aufbau mit elastischer Zwischenlage (nur passive KSI) dargestellt.

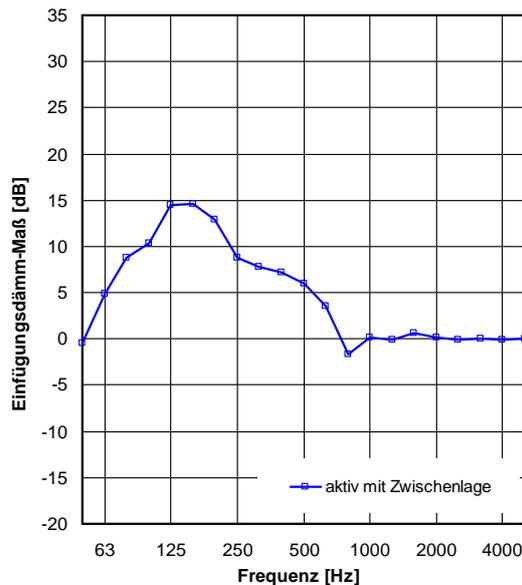


Bild 63: Einfügungsdämm-Maß der elastischen Zwischenlage mit Kraftvorspeisung im Fernfeld der Platte (bezogen auf den Aufbau mit elastischer Zwischenlage ohne aktiver KSI)

Die zusätzliche aktive KSI ist vor allem tieffrequent wirksam. Die Einfügungsdämmung steigt von 50 Hz von 0 dB auf ca. 15 dB bei 125 und 160 Hz an. Von dort fällt sie kontinuierlich auf einen Wert von -1 dB bei 630 Hz ab. Darüber bleibt die Einfügungsdämmung bei 0 dB. Im Bereich zwischen 63 Hz und 500 Hz wird durchgehend eine Verbesserung von 5 dB oder mehr erreicht.

Die Erhöhung des Schnellepegels durch die elastische Zwischenlage im Frequenzbereich von 100 bis 250 Hz kann durch die aktive Kraftvorspeisung im Modellaufbau kompensiert werden. Darüber hinaus reduziert das System die Körperschalleinleitung deutlich. Das beschriebene aktive KSI System ergänzt damit die sinnvollen und üblichen passiven Maßnahmen im tiefen Frequenzbereich, in dem die passiven Elemente ihrer Grenzen und Nachteile besitzen. Ein Kombiniertes System aus aktiver und passiver KSI ist damit in der Lage, im gesamten bauakustischen Frequenzbereich die Körperschalleinleitung deutlich zu reduzieren. Die Höhe der erzielbaren Verbesserung ist stark von den Randbedingungen der Anwendung, wie dem anregenden Spektrum, der möglichen Verstärkung und anderer praktischer Gegebenheiten abhängig und muss für jeden Anwendungsfall gesondert optimiert werden. Dies übersteigt den Rahmen dieses Forschungsvorhabens.

7.3.2 Eingeleitete Körperschall-Leistung

Die eingeleitete Körperschall-Leistung stellt die charakteristische Größe für Körperschallquellen dar, da sie die Leistung beschreibt, wie dies auch bei Luftschallquellen der Fall ist. Sie kann an der Empfangsplatte bestimmt werden und basiert im Wesentlichen auf der Messung der mittleren Schnelle der Empfangsplatte, Gleichung (3). Die eingeleitete Körperschall-Leistung wurde für den Aufbau ohne und mit elastischer Zwischenlage, sowie mit zusätzlicher aktiver Körperschallisolierung bestimmt. Hierzu muss zusätzlich zur gemittelten Schnelle der Empfangsplatte deren Verlustfaktor bestimmt werden.

Der Verlustfaktor der Empfangsplatte wurde durch die Messung der Körperschall-Nachhallzeit (Gleichung 5) bestimmt. Für diese Messung wurde der Echtzeitanalysator 840 der Firma Norsonic verwendet, der mittels MLS- Messtechnik sehr kurze Nachhallzeiten bestimmen kann. Zur Anregung der Platte wurde der Schwingerreger Typ 4810 eingesetzt. Ein Foto des Messaufbaus ist in Bild 64 dargestellt.



Bild 64: Anregung der Empfangsplatte durch einen entkoppelten Shaker bei der Bestimmung der Körperschall-Nachhallzeiten mittels MLS- Messtechnik.

Die Messung der Körperschall-Nachhallzeiten wurde an vier Messpositionen und drei verschiedene Anregungspositionen durchgeführt, so dass 12 unabhängige Messungen gemittelt wurden. Die Messung geschah in Anlehnung an DIN EN 15657-1 [22]. Der bestimmte Verlustfaktor ist in Bild 65 dargestellt.

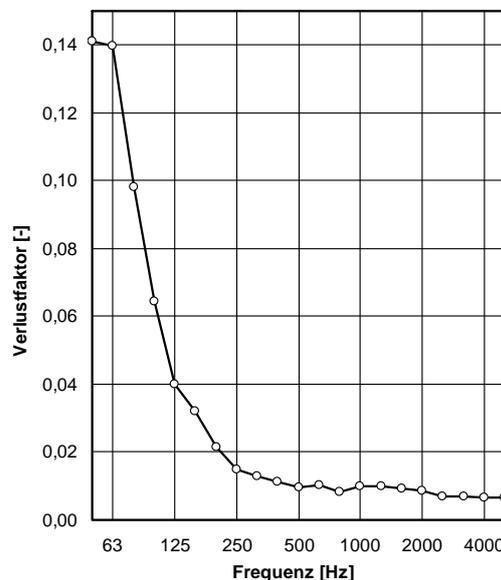


Bild 65: Verlustfaktor der Bodenplatte des Empfangsplattenprüfstands.

Der Verlustfaktor besitzt bei 50 Hz einen Wert von 0,14, und fällt zu höheren Frequenzen steil ab. Bei 125 Hz liegt er bei ca. 0,04, bei 500 Hz bei ca. 0,01. Oberhalb 500 Hz fällt der Verlustfaktor nur noch sehr leicht und erreicht bei 4000 Hz einen Wert von ca. 0.0057.

Das mittlere Schnellequadrat zur Bestimmung der eingeleiteten Körperschall-Leistung wurde durch Messung der Schnelle an zwölf Messpositionen im Fernfeld der Quelle gemessen und gemittelt. Dabei wurden die in [54] genannten Abstände zwischen den Messpositionen und der Anregeposition sowie den Plattenrändern eingehalten. Die gemessenen Schnellewerte wurden quadriert und für die jeweiligen Frequenzen arithmetisch gemittelt, um so das räumlich und zeitlich gemittelte Schnellequadrat $\overline{\tilde{v}^2}$ zu erhalten.

Aus der nach Gleichung (3) ermittelten Körperschall-Leistung wurde ein Körperschall-Leistungspegel durch:

$$L_w = 10 \cdot \log \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad (39)$$

mit P_0 der Bezugsschall-Leistung von 10^{-12} W berechnet.

Für den Modellaufbau mit starrer Verbindung (ohne elastische Zwischenlage), mit elastischer Zwischenlage (passive KSI) und mit zusätzlicher Kraftvorspeisung (passive + aktive KSI) wurde der Körperschall-Leistungspegel bei Anregung mit dem KGN-Signal ermittelt. Die Ergebnisse sind in Bild 66

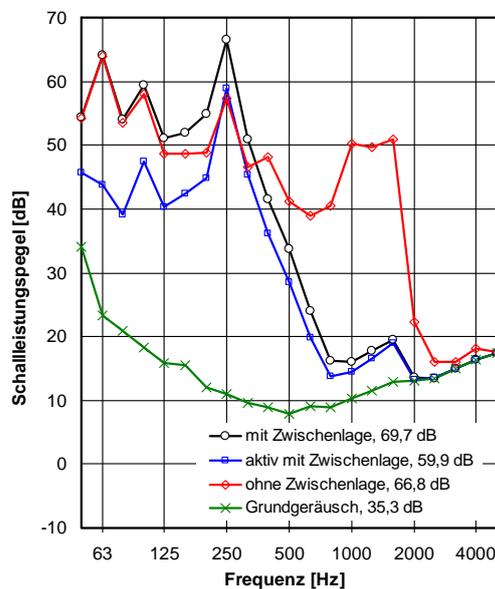


Bild 66: Körperschall-Leistung für den Modellaufbau ohne KSI, mit passiver KSI und mit passiver + aktiver KSI. Anregesignal war das KGN-Signal. Die Zahlen in der Legende geben den Summenschallleistungspegel an.

Das Spektrum des Schall-Leistungspegels ist stark durch das Anrgespektrum geprägt. Dieses ist aus Bild 59 ersichtlich. Für den starren Aufbau ergibt sich daraus ein durch Resonanzen geprägtes abfallendes Spektrum von tiefen Frequenzen bis zu 800 Hz. Danach folgt ein Anstieg um ca. 10 dB bei 1000 Hz und ähnliche Werte bis 1600 Hz. Darüber fällt der Pegel steil ab und erreicht das Hintergrundgeräusch-Spektrum bei 3150 Hz.

Durch die elastische Zwischenlage wird der Schalleistungspegel im Bereich zwischen 125 Hz und 315 Hz durch die Resonanz der Zwischenlage erhöht. Bei den darüber liegenden Frequenzen setzt die Dämmwirkung der Zwischenlage ein, was zu starken Verringerungen des eingeleiteten Schalleistungspegels führt. Ab der Terzmittenfrequenz von 800 Hz ist der Abstand zum Grundgeräusch nur noch sehr gering, über 2000 Hz liegt der Schalleistungspegel im Grundgeräusch.

Durch die zusätzliche aktive Kraftvorspeisung, in Kombination mit der passiven elastischen Zwischenlage reduziert sich der Schalleistungspegel im gesamten tiefen Frequenzbereich von 50 bis 1250 Hz. Unter 250 Hz ist die Reduktion besonders stark ausgeprägt, so beträgt sie beispielsweise bei 125 Hz 10,7 dB. Im Frequenzbereich zwischen 250 Hz und 630 Hz verringert sich der Pegel durchgehend um ca. 5 dB. Auch im Frequenzbereich über 630 Hz bis 2000 Hz wird der Pegel durch die Kraftvorspeisung um ca. 1 dB gemindert.

Der Summenschallpegel liegt für die passive Maßnahme 2,9 dB über dem Summenpegel des starren Aufbaus. Der Grund hierfür ist die Resonanz der elastischen Zwischenlage zwischen 125 Hz und 315 Hz. Da hier die höchsten Pegel vorkommen, sind diese für die Höhe des Summenschallpegels bestimmend. Dies ist allerdings vom Modellaufbau und vom Anregespektrum abhängig und kann nicht verallgemeinert werden. Die aktive Körperschallisolierung, in Kombination mit der elastischen Zwischenlage, bewirkt eine Verringerung des Summenschalleistungspegels von 9,8 dB im Vergleich zur Variante mit Zwischenlage bzw. um 6,9 dB im Vergleich zur Variante ohne Zwischenlage.

7.3.3 A-bewertete eingeleitete Körperschall-Leistung

Um das menschliche Lautstärkeempfinden etwas stärker zu berücksichtigen, und weil dies eine gängige Größe bei der Beurteilung von technischen Geräten ist, wurde der Schalleistungspegel A-bewertet. Die A-Bewertung bezieht sich in diesem Fall auf die in die Struktur eingeleitete Schall-Leistung. Sie macht keine Aussage über den in einem benachbarten Raum durch diese Quelle verursachten A-bewerteten Schalldruckpegel, denn sie berücksichtigt nicht die Übertragung im Gebäude und die Abstrahlung in den Raum.

Das A-bewertete Frequenzspektrum der eingeleiteten Schalleistung ist in Bild 67 gezeigt.

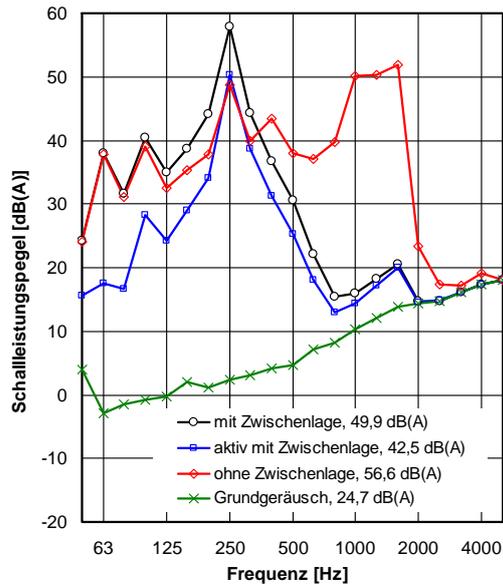


Bild 67: A-bewerteter Schalleistungspegel für den Modellaufbau ohne KSI, mit passiver KSI und mit passiver + aktiver KSI. Anregesignal war das KGN-Signal. Die Zahlen in der Legende geben den A-bewerteten Summenschall-Leistungspegel an.

Durch die A-Bewertung wurden die Spektren in ihrem Frequenzverlauf verändert. Damit wird auch die Gewichtung der einzelnen Frequenzanteile im A-bewerteten Summenpegel verändert. Die elastische Zwischenlage reduziert den A-bewerteten Summenschalleistungspegel des starren Aufbaus von 56,6 dB(A) um 6,7 dB(A) auf 49,9 dB(A). Das weitere Zuschalten des aktiven Systems (passiv + aktiv) bewirkt eine weitere Reduzierung um 7,4 dB(A). Damit erreicht das passive + aktive System eine Gesamtverringerung der Körperschall-Leistung von 14,1 dB(A). Diese Ergebnisse zeigen die Leistungsfähigkeit der Kombination einer passiven Körperschall-Isolation mit einer aktiven Körperschall-Isolation, in diesem Fall der Kraft-Vorspeisung. Damit erscheint diese Kombination als ein aussichtsreiches Verfahren, die Körperschalleinleitung von haustechnischen Anlagen zu verringern. Die Höhe der Verbesserungen ist allerdings stark von der Quelle (Struktur der Quelle, Anregespektrum) als auch der möglichen elastischen Zwischenlage, der Möglichkeiten des Einsatzes von aktiven Systemen (Signal-Vorspeisung oder –Rückspeisung) und der Kosten des Systems abhängig. Daher wird im Weiteren der mögliche Einsatz von kostengünstigen Sensoren beleuchtet. Außerdem wird der Einsatz der beschriebenen aktiven Komponenten an realen Quellen beschrieben, so dass damit genauere Aussagen zur Leistungsfähigkeit solcher Systeme unter realen Bedingungen gemacht werden können.

7.4 Veränderungen des Modellaufbaus zu einem realen Befestigungselement

Der wesentliche Unterschied des Modellaufbaus zu einem realen Befestigungselement war der Einsatz des Drahtes zur Unterdrückung von Momenten-Einleitung. Dieser veränderte das in die Konstruktion eingeleitete Kraftspektrum durch die Resonanz der beiden Spannfutter. Daher wurden nun der Draht und die Spannfutter entfernt.

7.4.1 Starrer Modellaufbau ohne Aluminiumdraht und Spannhalter

Der Modellaufbau wurde durch entfernen des Aluminiumdrahts und der Spannhalter vereinfacht und liegt damit näher an einer realen Befestigungseinrichtung einer potentiellen Körperschallquelle wie z.B. einem Wannenfuß. Der Messaufbau ist in Bild 68 dargestellt.



Bild 68: Modellaufbau ohne Aluminiumdraht und Spannhalter

Der Einfluss des Drahtes ist aus Kapitel 5.3 zu ersehen. Mit diesem Modellaufbau war es möglich, bei der Kraftvorspeisung eine etwas höhere Verstärkung zu verwenden, ohne dass das Schnellsignal im Fernfeld auf der Empfangsplatte nach einer Reduktion wieder erhöht wurde. Bei Versuchen in diesem Aufbau wurden verschiedenen Signale als Anrege-Spektren verwendet. Diese sind in Bild 69 dargestellt. Dabei handelt es sich um Signale, die am in Kapitel 7.2 beschriebenen Aufbau erzeugt wurden.

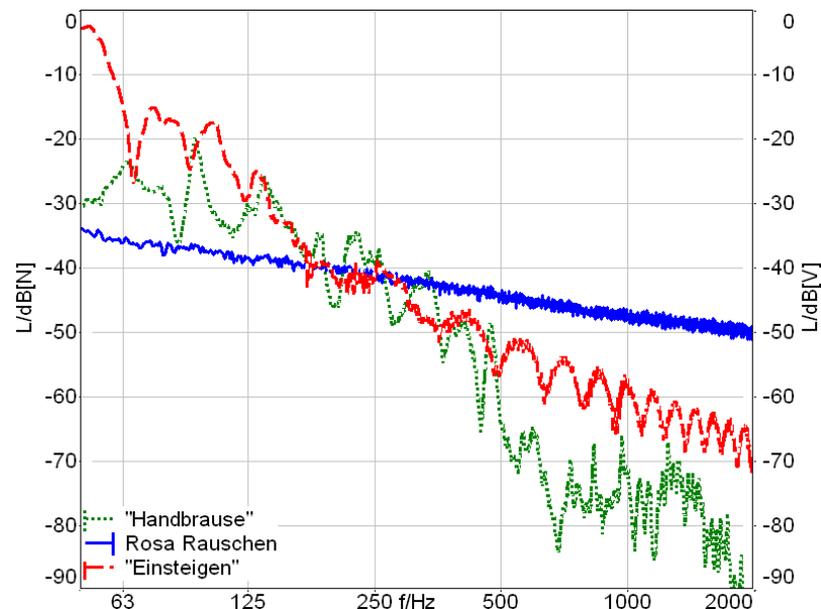


Bild 69: Spektren der in diesen Abschnitt verwendeten Anreagesignale.

Bei dem Signal „Einsteigen“ handelt es sich um ein instationäres Signal, das durch das Einsteigen einer barfüßigen erwachsenen Person mit ca 70 kg Gewicht in die in Bild 58 dargestellte Duschwanne erzeugt wurde. Das Signal ist dabei das Kraftsignal an einem Wannenfuß.

Für das Anregesignal rosa Rauschen ist die Schnelle im Fernfeld der Empfangsplatte in Bild 70 dargestellt. Dabei war die Vorgehensweise so, wie dies in Kapitel 6.1 beschreiben wurde.

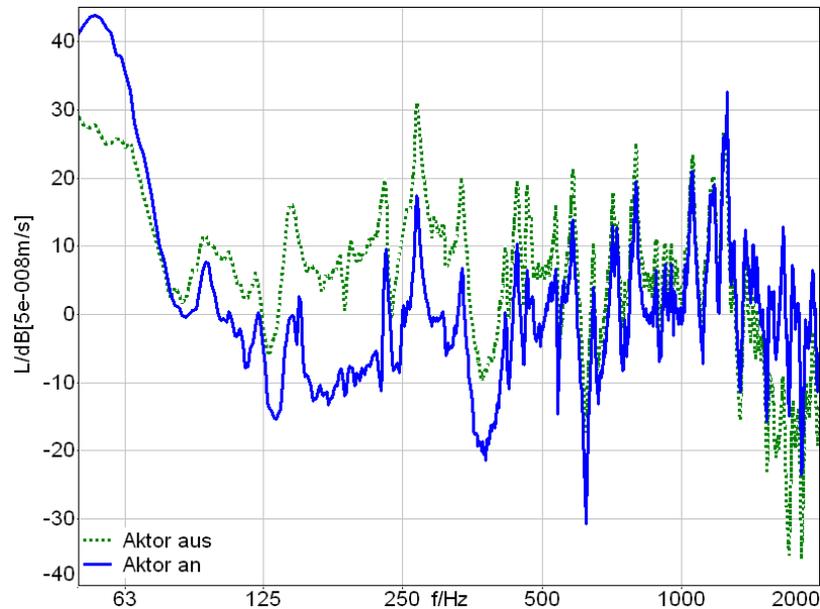


Bild 70: Schnellepegel des Aufnehmers im Fernfeld bei Kraftvorspeisung für die offene („Aktor aus“) und geschlossene Steuerungsschleife („Aktor an“) bei Verwendung von rosa Rauschen. (Verstärkungsfaktor: ca. 15,1).

Die Vorspeisung der Kraft bewirkt auch bei direkter Ankopplung des Schwingerregers ohne Aluminiumdraht eine Reduzierung des Schnellepegels über einen großen Frequenzbereich. Daher kann davon ausgegangen werden, dass keine wesentliche Einleitung über Momente stattfindet. Der Pegel wird dabei im Frequenzbereich von 80 Hz bis 1250 Hz um bis zu 15 dB verringert. Bei der Resonanzfrequenz des Aktors (bei ca. 50 Hz) erfolgt wiederum eine Erhöhung der Pegel. Die Ergebnisse zeigen im Wesentlichen keine Veränderung der Wirksamkeit des aktiven Systems. Daher kann in weiteren Versuchen auf die Verwendung der Drahtkonstruktion zur Unterdrückung von Momenten-Einleitung verzichtet werden.

Der selbe Aufbau wurde weiterhin bei Anregung mit einem Brausesignal getestet. Hierbei handelte es sich um das in Bild 69 beschriebene Signal einer Handbrause, bei der das Kraftsignal an einem Fuß einer Duschwanne aufgezeichnet wurden, bei der Wasser aus 1,5 m Höhe aus einem Duschkopf auf eine Duschwanne fällt. Die Schnelle im Fernfeld auf der Empfangsplatte bei dieser Anregung, mit und ohne Betreiben der aktiven Kraft-Vorspeisung ist in Bild 71 gezeigt.

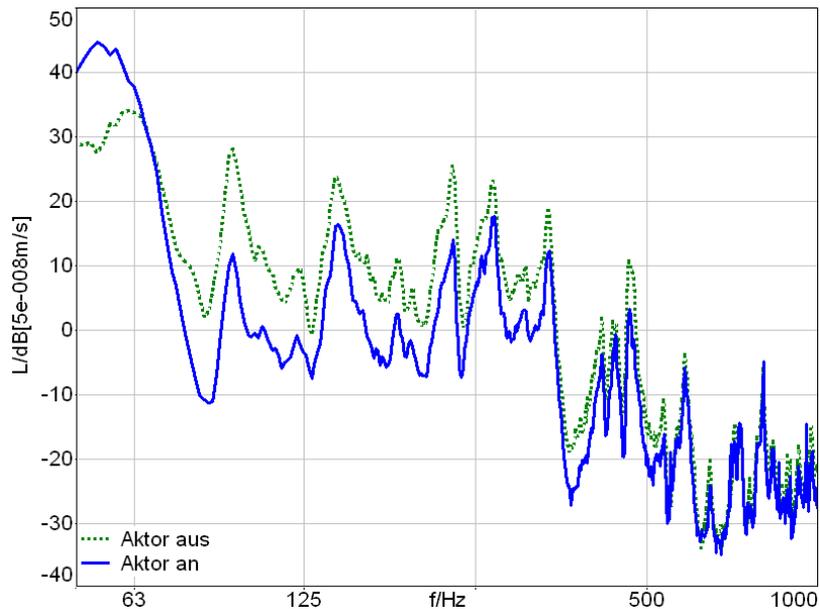


Bild 71: Schnellepegel des Aufnehmers im Fernfeld bei Kraftvorspeisung für die offene („Aktor aus“) und geschlossene Steuerungsschleife („Aktor an“) bei Verwendung des Brausesignals. (Verstärkungsfaktor: ca. 9.3).

Die Vorspeisung der Kraft bewirkt ähnlich wie bei der Anregung durch rosa Rauschen eine Reduzierung des Schnellepegels über den Frequenzbereich von 80 bis 800 Hz. Allerdings war die optimale Verstärkung etwas geringer. Trotzdem wurde der Pegel dabei um bis zu 16 dB verringert. Eine Ausnahme stellt wiederum die Resonanzfrequenz des Aktors dar. Auch hier lässt sich feststellen, dass der Aufbau ohne Aluminiumdraht eine ähnlich gute Wirkungsweise des aktiven Systems ermöglicht, als dies im Falle mit Aluminiumdraht der Fall war.

Als drittes Anregesignal wurde das instationäre Signal „in eine Duschwanne einsteigen“, kurz mit einsteigen bezeichnet, getestet. Dabei wurde wiederum die Schnelle im Fernfeld mit und ohne aktives System gemessen. Beide Schnellepegel sind in Bild 72 dargestellt, die Werte beinhalten die Mittelung von jeweils 6 Messungen mit diesem instationären Signal.

Die Ergebnisse zeigen wieder deutlich die Überhöhung bei der Resonanz des Aktors bei ca. 50 Hz. Im darüberliegenden Frequenzbereich gibt es Frequenzen, die gemindert werden, andere werden durch das aktive System etwas angehoben. Außer der bekannten Überhöhung bei der Resonanz des Aktors erscheinen aber keine weiteren starken Überhöhungen, so dass festgestellt werden kann, dass sich das aktive System auch bei instationärer Anregung eher gutmütig verhält und auch bei dieser Art von Signalen keine wesentlichen Probleme aufweist, sondern die Übertragung insgesamt eher mindert.

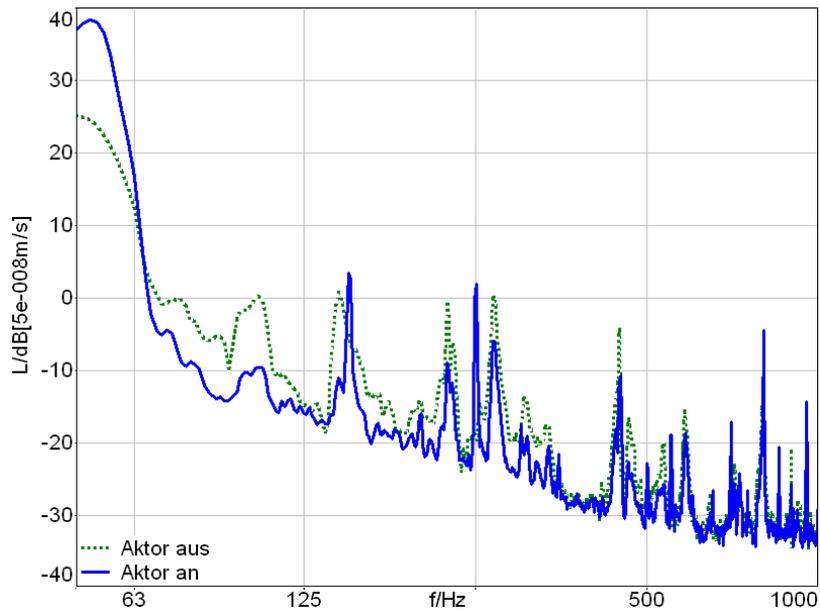


Bild 72: Schnellepegel im Fernfeld auf der Empfangsplatte bei instationärem Anregesignal „einsteigen“, ohne und mit aktivem System mit Kraft-Vorspeisung.

7.4.2 Aktive Körperschall-Isolierung an einem Duschwannenfuß

Um die aktive Körperschall-Isolierung an einem realen Verbindungselement zu testen, wurden Versuche an einer Duschwanne unternommen. Dabei handelt es sich um die in Kapitel 5.1 näher beschriebene Duschwanne. Diese wurde über Eck auf die Empfangsplatte gestellt, so dass nur ein Fuß der Duschwanne mit der Empfangsplatte in Verbindung stand. An diesem Fuß wurde das aktive System mit Aktor befestigt. Der Aufbau ist in Bild 73 dargestellt.



Bild 73: Duschwannenfuß mit integriertem Aktor beim Aufbau auf der Empfangsplatte.

Die Anregung der Duschwanne erfolgte mittels eines Schwingerregers, der die Wanne an einem Punkt anregte. Als anregendes Signal wurde rosa Rauschen verwendet. Auch in diesem Aufbau wurde die Schnelle im Fernfeld der Empfangsplatte als Referenzsignal zur Feststellung der Wirk-

samkeit des aktiven Systems verwendet.

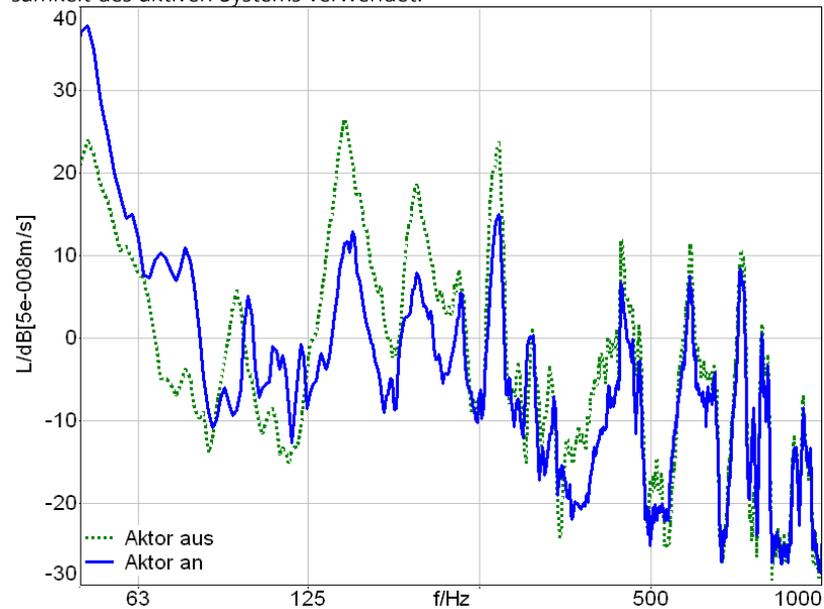


Bild 74: Schnellespektrum des Aufnehmers im Fernfeld der Empfangsplatte bei Anregung durch rosa Rauschen (Kraft-Vorspeisung mit Verstärkungsfaktor 18,5)

Diese Schnelle ist in Bild 74 mit und ohne Kraft-Vorspeisung dargestellt. Die Verwendung der aktiven Körperschall-Isolation reduziert die Schnelle im Fernfeld im Frequenzbereich von 125 Hz bis ca. 800 Hz. Allerdings ist die Reduktion im Bereich um 250 Hz nicht so hoch wie vorhergehenden Versuchen. Im tiefen Frequenzbereich bis 125 Hz erhöht das System die Schnelle im Fernfeld, hervorgerufen durch die Resonanz des Aktors.

In einem weiteren Versuch wurde anstatt dem rosa Rauschen das Duschbrausesignal eingespielt. Wiederum wurde die Kraft-Vorspeisung verwendet. Die Schnelle im Fernfeld ist in Bild 75 gezeigt.

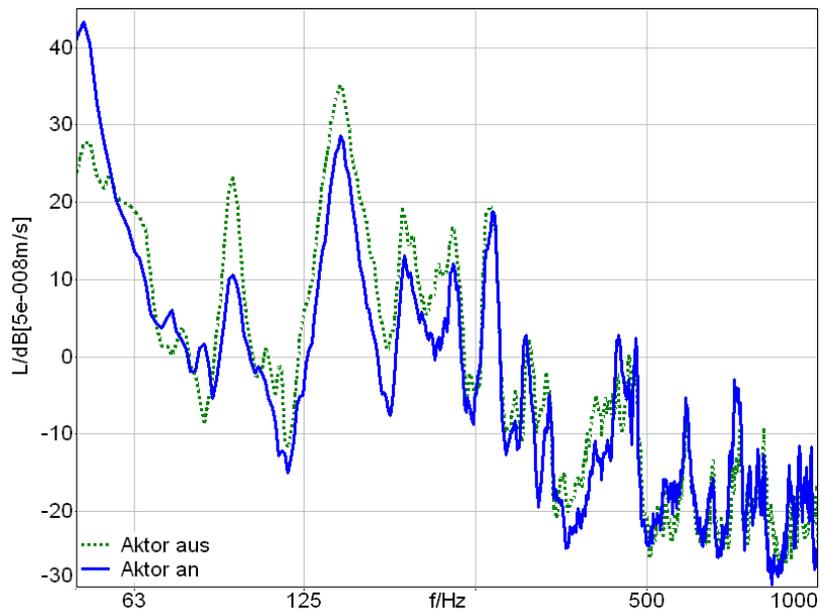


Bild 75: Schnellespektrum des Aufnehmers im Fernfeld der Empfangsplatte bei Anregung durch das Duschbrausesignal (Kraft-Vorspeisung mit Verstärkungsfaktor 13,8)

Bei Anregung der Duschwanne mit dem Duschbrausesignal kann durch die Kraftvorspeisung, außer im Bereich der Resonanz des Aktors durchgehend eine Verringerung des Schnellepegels auf der Platte erreicht werden. Die Verringerung durch das aktive System liegt maximal bei 12 dB. Im Vergleich zur vorigen Messung war hier der Verstärkungsfaktor etwas geringer. Daher wurde eine geringere maximale Reduktion erreicht. Dagegen ist die Überhöhung bei der Resonanz des Aktors im tiefen Frequenzbereich weniger ausgeprägt und fällt geringer aus.

Auch Versuche bei Verwendung von Schnelle-Rückspeisung führten prinzipiell zu ähnlichen Ergebnissen, wie sie schon in Kapitel 6.1.2 gezeigt wurden. Beispielhaft sei hier das Ergebnis bei Anregung des Aufbaus an der Duschwanne (Bild 73) mit dem Duschbrausesignal gezeigt. Dabei wird wiederum die Schnelle im Fernfeld als Referenzsignal herangezogen. Das Ergebnis ist in Bild 76 dargestellt.

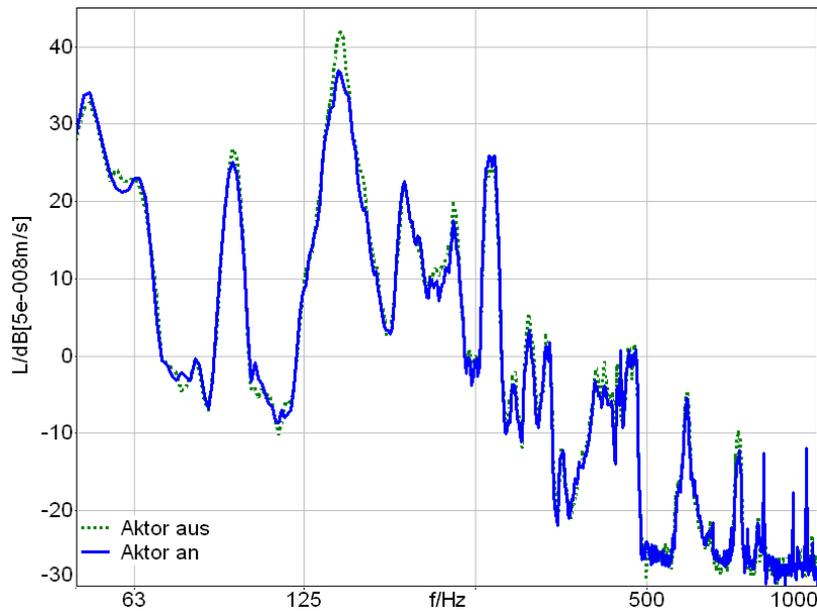


Bild 76: Schnellespektrum des Aufnehmers im Fernfeld de Empfangsplatte bei Anregung mit dem Duschbrausesignal (Schnelle-Rückspeisung mit Verstärkungsfaktor 110)

Durch die Schnellerückspeisung verringert sich die Schnelle im Fernfeld der Empfangsplatte bei den Resonanzspitzen, wie in Kapitel 3.9.5 und 6.1.2 beschrieben ist. Bei der Resonanz bei 94 Hz wird eine Reduktion von 1,8 dB erreicht. Bei 145 Hz kann die höchste Reduktion von 5 dB festgestellt werden. Alle anderen Resonanzspitzen werden um ca. 1 bis 3 dB reduziert.

Es kann festgestellt werden, dass die aktive Körperschall-Isolierung mittels Kraft-Vorspeisung als auch mittels Schnelle-Rückspeisung prinzipiell auch am Wannefuß funktioniert und zu ähnlichen Ergebnissen wie am Modellaufbau führt.

7.4.3 Aktive Körperschall-Isolierung an zwei Duschwannenfüßen

Nach dem erfolgreichen Einsatz des aktiven Systems an einem Wannenfuß wurde nun untersucht, ob auch zwei Systeme an einer Quelle wirksam sind, die zwei Kontaktpunkte mit der Empfangsstruktur besitzt. Hier wäre es denkbar, dass sich die beiden unabhängigen Systeme gegenseitig stören und sich eventuell gegenseitig aufschaukeln. Deshalb wurde die im vorigen Abschnitt verwendete Duschwanne mit zwei Füßen auf die Empfangsplatte aufgestellt. An beiden Füßen war ein separates, voneinander unabhängiges aktives System befestigt. Beide Füße waren starr mit der Empfangsplatte verbunden. Bei den aktiven Systemen war der Aufbau der selbe, wie in Kapitel 7.4.2 beschrieben. Der Messaufbau ist in Bild 77 dargestellt.

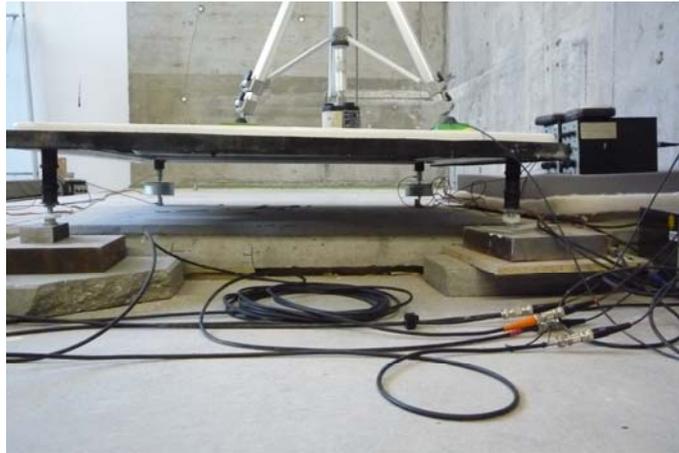


Bild 77: Messaufbau der Duschwanne mit zwei Kontakt-Füßen zur Empfangsplatte. Im Vordergrund sind die von der Empfangsplatte entkoppelten Füße, im Hintergrund die mit der Empfangsplatte verbundenen Füße und den daran befestigten Aktoren zu erkennen.

Die Duschwanne wurde wieder durch einen Schwingerreger (in Bild 77 oben zu sehen) mit rosa Rauschen angeregt. Die Beurteilung fand wiederum durch die Veränderung der Schnelle im Fernfeld auf der Platte statt. Bei dieser Untersuchung wurden im ersten Schritt beide aktiven Systeme einzeln betrieben, und in einem zweiten Schritt dann beide Systeme gleichzeitig verwendet. Dabei waren die Ergebnisse bei dem Betrieb nur eines Systems sehr ähnlich, so dass hier nur die Ergebnisse bei dem Betrieb des linken Fußes (in Bild 77) dargestellt werden. In Bild 78 ist die Schnelle im Fernfeld der Empfangsplatte ohne Betrieb der aktiven Kraft-Vorspeisung und bei Verwendung der aktiven Kraft-Vorspeisung am linken Fuß dargestellt.

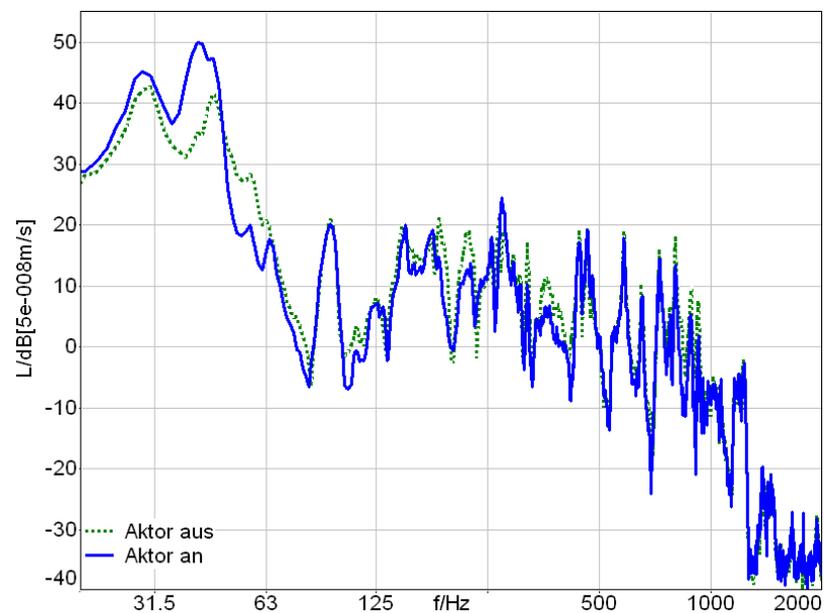


Bild 78: Schnellespektrum des Aufnehmers im Fernfeld bei der Kraft-Vorspeisung am linken Duschwannenfuß (Verstärkungsfaktor 9)

Bei der aktiven Körperschallisolierung durch Kraftvorspeisung an nur einem (hier dem linken) Duschwannefuß zeigt sich deutlich die Resonanzfrequenz des Aktors bei 42 Hz durch Überhöhung des Schnellesignals. Im Frequenzbereich über 50 Hz verringert sich der Schnellepegel im Fernfeld, die Reduktion fällt aber mit ca. 1 dB eher gering aus. Einzelne Frequenzen weisen eine Reduktion von bis zu 5 dB auf (beispielsweise bei ca. 360 Hz). Die relativ geringe Reduktion des Schnellepegels war zu erwarten, denn in diesem Fall ist eine weitere Körperschallquelle durch den zweiten Fuß vorhanden, die nicht reduziert wurde und deshalb den Schnellepegel im Fernfeld dominiert. Würde eine der beiden Quellen durch das aktive System komplett unterdrückt, so konnte der Pegel (bei nicht korrelierten Quellen) maximal um 3 dB verringert werden.

Bei dem Betrieb beider aktiven Systeme mit Kraft-Vorspeisung war die Reduktion deutlich größer. Dies ist in Bild 79 dargestellt.

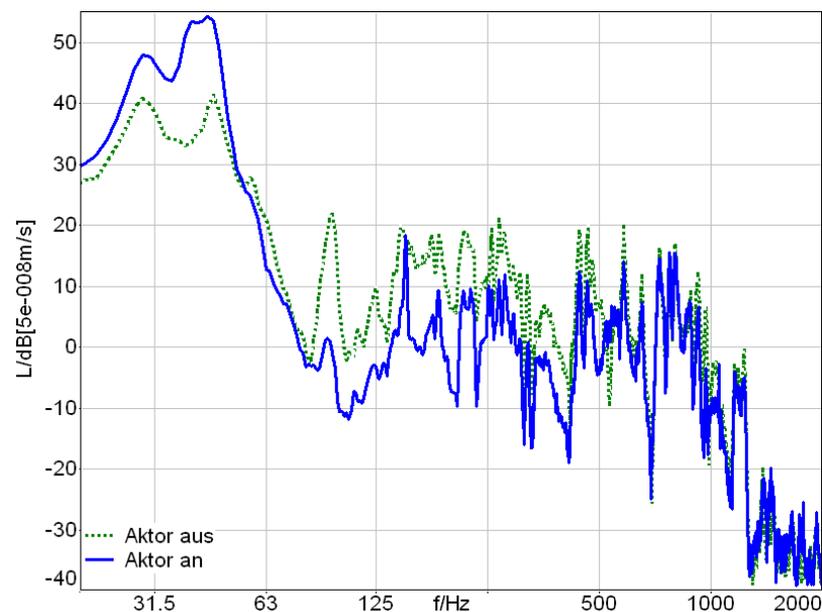


Bild 79: Schnellespektrum des Aufnehmers im Fernfeld bei der Kraftvorspeisung an beiden Duschwannefüßen (Verstärkung links: 14; Verstärkung rechts: 13).

Bei der Kraftvorspeisung an beiden Duschwannefüßen zeigt sich wie gehabt eine Überhöhung des Schnellepegels bei 42 Hz durch die Resonanz der beiden Aktoren. Im Frequenzbereich über 50 Hz wird eine deutliche Verringerung des Schnellepegels auf der Platte erreicht. Bei 95 Hz erreicht die Reduktion einen Wert von 20 dB. Auch der Frequenzbereich darüber wird bis ca. 400 Hz um durchschnittlich 10 dB reduziert. Zwischen 400 und 1000 Hz liegt die Reduktion unter 10 dB. Über 1250 Hz erreicht der Schnellepegel das Grundgeräusch.

Auffallend in Bild 79 ist lediglich bei Verwendung der aktiven Kraft-Vorspeisung eine ausgeprägte Spitze bei ca. 150 Hz, die Werte des nicht betriebenen Systems erreicht. Diese könnte möglicherweise durch die Interaktion der beiden aktiven Systeme hervorgerufen sein. Weitere Untersuchungen zur Analyse wurden nicht durchgeführt.

Die Ergebnisse legen nahe, dass sich die Systeme nicht stark gegenseitig negativ beeinflussen. So war es möglich, beide Systeme mit ähnlich großen Verstärkungen zu betreiben, wie dies bei den

Versuchen an einem einzelnen System der Fall war. Weitere Untersuchungen zu Mehrfach-Systemen werden in Kapitel 8 beschrieben.

An diesem Aufbau wurde im Anschluss auch die Verwendung von Schnelle-Rückspeisung an beiden Füßen untersucht. Der Aufbau der beiden Systeme war prinzipiell der in Kapitel 6.1.2 beschriebene.

Die Ergebnisse der aktiven Körperschallisierung durch Schnellerückspeisung am linken Fuß sind in Bild 80 dargestellt. Dabei war wieder nur das aktive System am linken Fuß betrieben worden, das zweite System am rechten Fuß war ausgeschaltet.

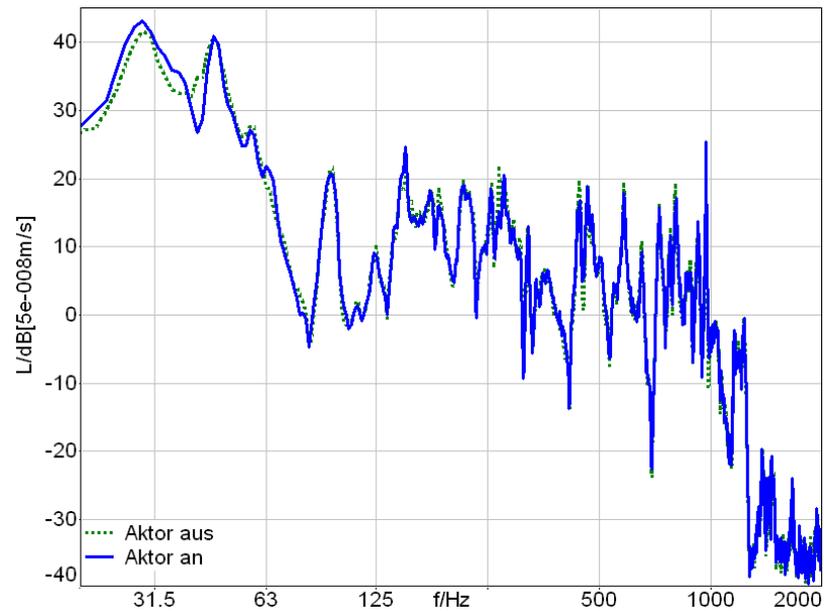


Bild 80: Schnellepegel im Fernfeld der Empfangsplatte bei der Schnellerückspeisung am linken Fuß (Verstärkungsfaktor 125)

Bei der Schnellerückspeisung an nur einem Fuß der Duschwanne (hier dem linken) zeigt sich eine geringe Reduktion im Schnellepegel auf der angeregten Empfangsplatte bei einigen Resonanzspitzen. Beispielsweise reduziert sich der Schnellepegel bei 440 Hz um ca. 2 dB. Sonstige Reduktionen betragen maximal 1 dB. Auch hier wird der Effekt der aktiven Körperschallisierung durch die Körperschallübertragung über den zweiten Duschwannenfuß überdeckt. Ähnlich waren die Ergebnisse bei individuellem Betrieb des anderen Systems.

Die Ergebnisse bei gleichzeitigem Betrieb beider Systeme sind in Bild 81 dargestellt.

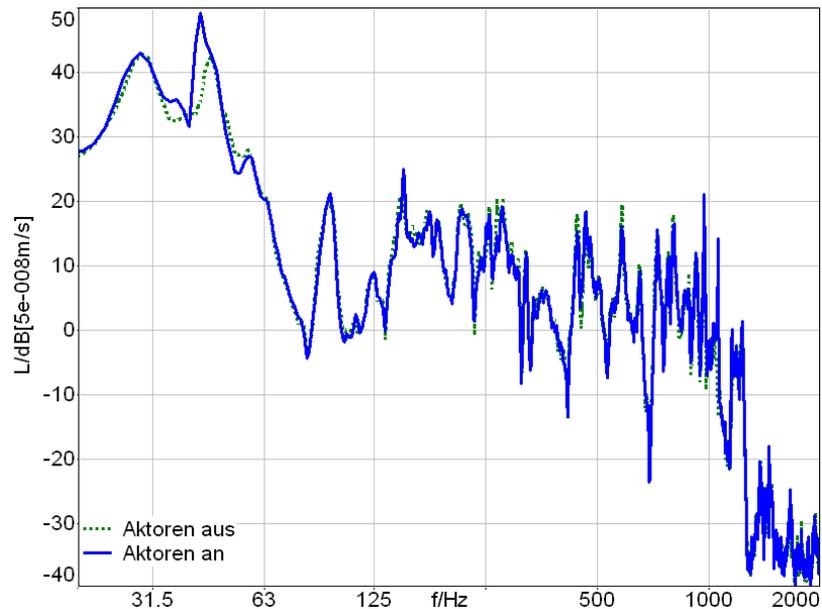


Bild 81: Schnellepegel im Fernfeld der Empfangsplatte bei der Schnellerückspeisung an beiden Füßen (Verstärkung links: 111, Verstärkung rechts: 108)

Bei Betrieb beider aktiver Systeme mit Schnellerückspeisung werden bei einer Vielzahl der Resonanzspitzen die Schnellepegel auf der Empfangsplatte reduziert. Die Reduktion kann bis zu 3 dB (z.B. bei 441 Hz) erreichen. Im Spektrum treten vereinzelt Resonanzen auf, bei denen der Pegel etwas erhöht wird. Ausgeprägt ist dies aber nur bei der Resonanzfrequenz der Aktoren bei 42 Hz.

Auch bei der Schnelle-Rückspeisung zeigt sich, dass die Systeme unabhängig von einander funktionieren und sich nicht stören. Auch hier war es möglich, ähnliche Verstärkungsfaktoren an den Verstärkern zu verwenden, wie bei Verwendung nur eines Systems. Daher kann davon ausgegangen werden, dass die Systeme auch für die Anwendung an realen Quellen mit mehreren Kontaktpunkten geeignet sind. Versuche an realen Quellen sind in Kapitel 8 beschrieben.

7.5 Untersuchungen zur Verwendung alternativer Sensoren

Die Untersuchungen bei Verwendung von Piezo-Sensoren, z.B. Beschleunigungs- und Kraftsensoren ergaben, dass diese hochwertigen Sensoren gut für die Verwendung in aktiven KSI-Systemen geeignet sind. Allerdings ist ihr Preis recht hoch, so dass für eine Anwendung im größeren Maßstab nach Alternativlösungen gesucht wurde. Welche Sensoren sich für diese Anwendung eignen können, sind in Kapitel 4.6 beschrieben. Einige Sensoren wurden in einem einfachen Aufbau, bestehend aus einer Duschwanne eingesetzt, um ihre grundsätzliche Eignung zu testen. Diese Tests sind allerdings nicht umfassend, und können nur einige Schlaglichter auf den Einsatz alternativer Sensoren werfen. Zum Aufbau eines Prototypen eines passiven + aktiven Systems für eine bestimmte Anwendung sind noch weitere Recherchen und Versuche bezüglich der Verwendung von geeigneten Sensoren notwendig.

7.5.1 Geophon zur Schnelle-Rückspeisung

Die Funktionsweise von Geophonen ist in Kapitel 4.6.4 beschrieben. Bei dem hier verwendeten Geophon handelt es sich um Typ SM-7/U-B 10 Hz der Firma ION Sensor Nederland BV. Dieses ist für die vertikale Ausrichtung konzipiert und besitzt eine Grenzfrequenz von 10 Hz. Ein Datenblatt ist im Anhang

D beigefügt.

Um die Messung der Schnelle mit dem Geophon mit den in dieser Arbeit verwendeten Piezo-Beschleunigungsaufnehmer mit Ladungsverstärker und einfacher Integration abzugleichen, wurde ein einfacher Messaufbau gewählt. Dieser ist in Bild 82 gezeigt.



Bild 82: Messaufbau zum Abgleich der Geophon-Messung mit der Messung mittels Piezo-Beschleunigungsaufnehmer

Der Messaufbau besteht aus einem Shaker, an dem eine Massescheibe befestigt ist, diese ist mit beiden Sensoren bestückt. Der Shaker regt die Masse zu Schwingungen an, beide Sensoren erfassen die Schwingungsschnelle (Beschleunigungsaufnehmer mit Ladungsverstärker und einmaliger Integration). Der Vergleich der gemessenen Schnelle ist in Bild 83 dargestellt.

Der Shaker wurde mit rosa Rauschen betrieben. Der Vergleich der Messergebnisse zeigt, dass beide Signale bis ca. 1600 Hz sehr gut übereinstimmen. Bei 2700 Hz besitzt das Geophon eine ausgeprägte Resonanz, die ca. 20 dB über den Werten des Beschleunigungsaufnehmers liegt. Oberhalb dieser Resonanz liegen die Messwerte relativ ähnlich, hier zeigt der gesamte Messaufbau eine Resonanz und damit einen Anstieg der Schnelle. Der Vergleich zeigt, dass das Geophon durchaus geeignet wäre, in aktiven Systemen mit einem Anregungsspektrum bis ca. 1600 Hz einen Piezo-Beschleunigungsaufnehmer zu ersetzen.

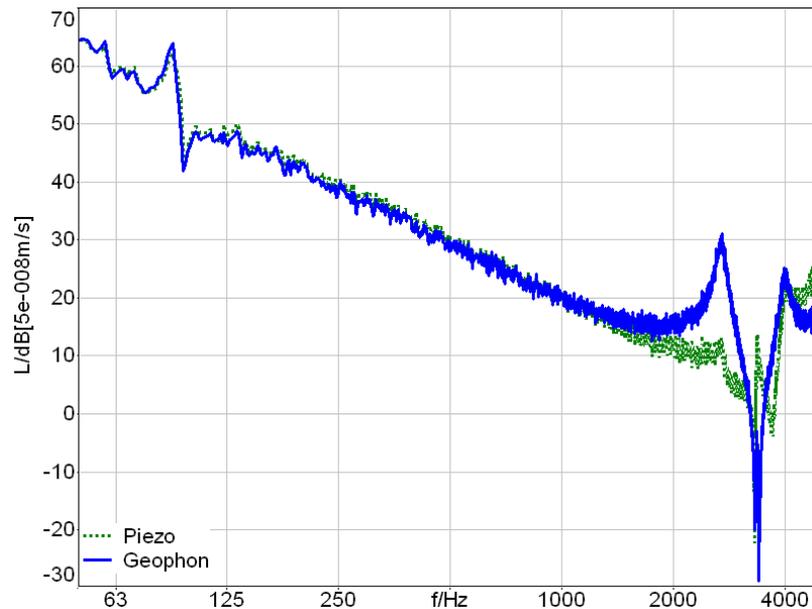


Bild 83: Schnellespektrum des Piezo-Aufnehmers und des Geophons

Anschließend wurde das Geophon in einem Messaufbau getestet. Dieser ist in Bild 84 gezeigt. Dabei handelt es sich um die Duschwanne, die in Kapitel 5.1 näher beschrieben ist. Diese wurde mit einem Fuß auf die Empfangsplatte gestellt, so dass sie nur über diesen Fuß Körperschall in die Empfangsplatte einleiten konnte. Die Duschwanne selbst wurde mittels eines Shakers mit rosa Rauschen angeregt. Der Aufbau ist in der Draufsicht in Bild 85 gezeigt. Das Geophon-Signal wurde zur Schnelle-Rückspeisung verwendet. Wie bei den früheren Untersuchungen wurde wieder die Schnelle der Empfangsplatte im Fernfeld als Referenz zur Beurteilung der Wirkung verwendet. Diese ist in Bild 86 gezeigt. Die Ergebnisse sind im Prinzip sehr ähnlich zu denen unter Verwendung eines Piezo-Beschleunigungsaufnehmers, siehe Kapitel 6.1.2. Vor allem die Spitzen der Resonanzen werden durch die Schnelle-Rückspeisung verringert, beispielsweise bei 145 Hz um bis zu 1,6 dB. Dabei war diese Reduktion bei Verwendung des Geophons etwas geringer als bei den Messungen mit Piezo-Beschleunigungsaufnehmern.



Bild 84: Messaufbau an einem der vier Duschwannenfüße bei der Schnellerückspeisung mit dem Geophon



Bild 85: Draufsicht auf die Duschwanne mit Anregung durch einen Schwingerreger (Shaker)

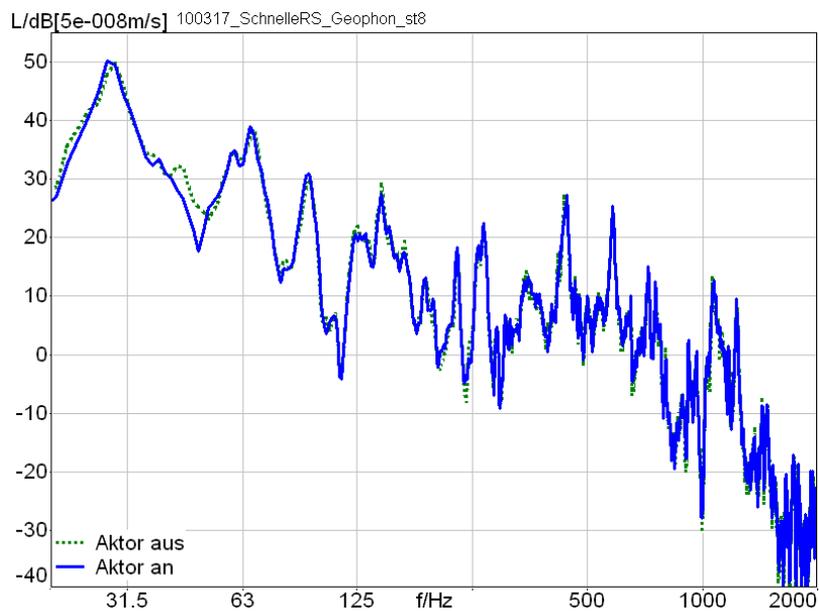


Bild 86: Schnelle im Fernfeld bei der Schnellerückspeisung mit dem Geophon

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass ein Geophon durchaus als Sensor zur Anwendung der Schnellerückspeisung geeignet ist. Wichtig ist dabei, dass es sich bei der Anregung um ein Signal handelt, das im Wesentlichen die Frequenzen unterhalb 1600 Hz anregt, so dass die Resonanz des Geophons bei 2700 Hz nicht angeregt wird. Möglicherweise kann diese Resonanz trotzdem die mögliche Verstärkung des rückgespeisten Signals begrenzen, so dass die Wirkung eines Systems mit Geophon geringer ausfällt als bei Verwendung von Piezo-Aufnehmern. Weiterhin muss beachtet werden, dass Geophone bei Anregung quer zur Messachse weitere Resonanzen durch ihren Aufbau aufweisen können. Dies ist bei den hier gezeigten Ergebnissen nicht der Fall, könnte aber bei anderen Anwendungen zu Einschränkungen führen.

7.5.2 DMS-Kraftaufnehmer zur Kraft-Vorspeisung

Bei dem Einsatz eines Kraftaufnehmers auf Basis von DMS-Messstreifen wurde versucht, die prinzipielle Eignung für die Kraftvorspeisung darzustellen. Der Aufbau eines Kraftaufnehmers mit DMS-Messstreifen erwies sich als schwierig. Zum einen musste ein geeigneter Messkörper ent-

worfen werden, auf dem die DMS-Messstreifen appliziert wurden. In dieser Arbeit wurde ein Messkörper verwendet, der in Bild 87 skizziert ist.

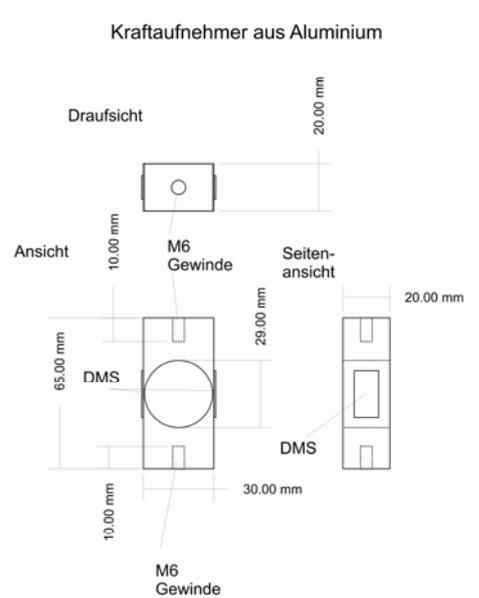


Bild 87: Skizze des Messkörpers für die Messung mit DMS-Messstreifen

Dabei war die Herstellung des Messkörpers schwierig da die große Bohrung sehr genau Mittig angebracht werden musste, dies gelang nicht vollständig. Danach mussten die DMS-Streifen appliziert werden. Dabei viel die Wahl auf den Typ K-XY33-6/350 von HBM. Das Datenblatt der DMS ist in Anhang

E niedergelegt. Dabei handelt es sich um zwei rechtwinklig zueinander angeordnete DMS, die mittels Träger miteinander verbunden sind. Auf jeder Seite des Messkörpers wurden ein paar der DMS aufgebracht, so dass eine Wheatstone'sche Vollbrückenschaltung mit vier DMS verwendet werden konnte. Dabei werden zwei der DMS bei Druck auf den Messkörper und der daraus resultierenden Verformung verkürzt, die anderen zwei DMS werden verlängert. Die daraus resultierende Änderung des Widerstands der DMS muss mittels stabilisiertem Messverstärker abgegriffen werden. Hierbei muss der Verstärker selbst in der Lage sein, höhere Frequenzen zu Messen. Die Wahl für diese Labormessung viel auf den Verstärker Typ RM4220 von HBM. Das Datenblatt dieses Verstärkers ist in Anhang

F beigefügt. Der Verstärker wurde so eingestellt, dass seine Grenzfrequenz bei 5000 Hz lag. Da das durch die einwirkende Kraft generierte Signal sehr klein ist, wurde der Verstärker auf den größtmöglichen Verstärkungsfaktor eingestellt. Der so erstellte Kraftaufnehmer wurde in den oben beschriebenen Messaufbau eingebaut. Der Aufbau ist in Bild 88 gezeigt.



Bild 88: Messaufbau an einem der vier Duschwannenfüße bei der Kraftvorspeisung mit dem DMS-Sensor

Das Spannungssignal des DMS-Sensors wurde wie in Kapitel 6.1.6 beschrieben wiederum durch einen Leistungsverstärker verstärkt und auf den Aktor vorgespeist. Die Ergebnisse mit und ohne Aktivierung des Aktors sind in Bild 89 dargestellt.

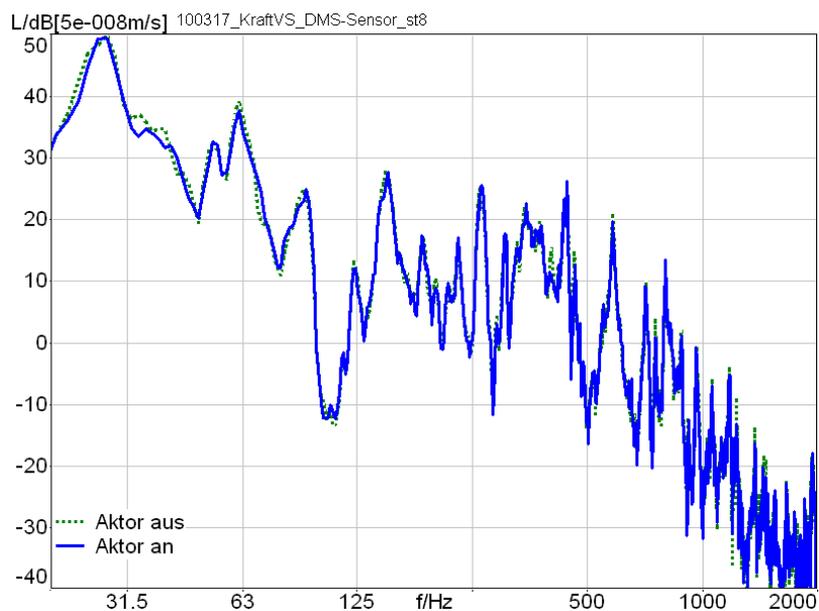


Bild 89: Schnelle im Fernfeld der Empfangsplatte bei der Kraftvorspeisung mit dem DMS-Sensor

Die Messergebnisse in Bild 89 zeigen eine geringfügige Reduktion der Schnelle der Empfangsplatte. Dabei handelt es sich um eine Reduktion im Summenpegel um ca. 0,5 dB. Hier ist anzumerken, dass der Leistungsverstärker auf höchster Verstärkerstufe betrieben wurde. Eine höhere Verstärkung hätte hier voraussichtlich zu einer deutlicheren Verringerung der Schnelle geführt, da die lediglich durch die Leistungsfähigkeit des verwendeten Verstärkers begrenzt war.

Die Anwendung des Kraftaufnehmers war prinzipiell erfolgreich, allerdings müsste die Empfindlichkeit durch veränderten Messkörper und verbesserten Aufbau des gesamten Sensors incl. der

Elektronik deutlich erhöht werden. Dann wäre es durchaus möglich, Sensoren auf DMS-Technik für eine Kraftvorspeisung und aktiver Körperschall-Isolation einzusetzen. Die Kosten für diese Anwendung hängt stark von der Anzahl der produzierten Systeme ab, es ist aber durchaus denkbar, für haustechnische Anlagen mittels DMS-Sensoren und dem verwendeten Aktor zu aktiven Systemen zu kommen, die in wirtschaftlicher Hinsicht vertretbare Mehrkosten nicht übersteigen.

7.5.3 MEMS-Beschleunigungssensor zur Schnelle-Rückspeisung

MEMS – Sensoren bestehen aus elektronischen Bauteilen, die in großer Stückzahl hergestellt werden und daher preisgünstig sind. Zurzeit sind hier nur Beschleunigungssensoren verfügbar, die vor allem im Fahrzeugbau eingesetzt werden. Im detaillierter sind diese in Kapitel 4.6.5 beschrieben.

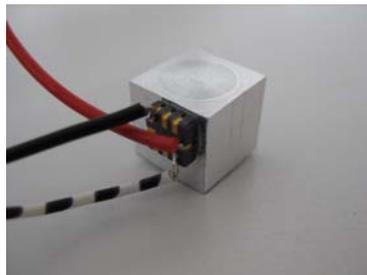


Bild 90: MEMS-Beschleunigungssensor auf Alu-Körper

Der Einsatz des MEMS-Sensors im Modellaufbau war aus zeitlichen Gründen im Rahmen dieses Projekts nicht mehr möglich. Der in Bild 90 gezeigte Sensor konnte aber in einer Voruntersuchung mittels eines Schwing-Kalibrators getestet werden. Hierbei wurde ein Vergleich mit einem Piezo-Beschleunigungssensor durchgeführt. Der Vergleich ist in Bild 91 dargestellt.

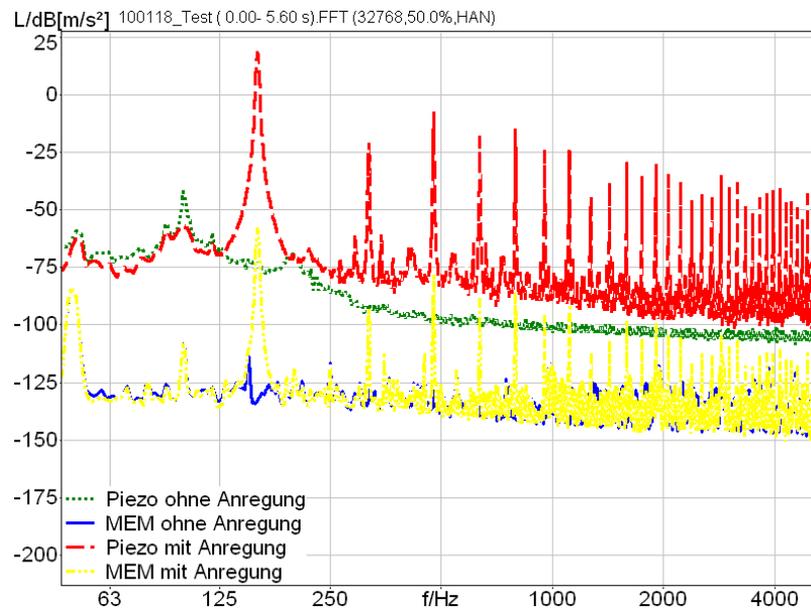


Bild 91: Vergleich des Beschleunigungspegels des MEMS-Sensors mit dem eines Piezo-Beschleunigungssensors bei Anregung durch einen Schwing-Kalibrator mit Schwingfrequenz bei 160 Hz.

Bei dem Vergleich in Bild 91 wurde der MEMS-Aufnehmer nicht kalibriert, so dass er in seinem Pegel zum Piezo-Sensor um ca. 75 dB verschoben ist. Die Messung zeigt aber, dass die Dynamik des MEMS-Sensors um ca. 25 dB geringer ist als die des Piezo-Sensors. Dies zeigt sich durch die geringeren Abstände der Maximalwerte bei der Kalibrierfrequenz und deren Obertönen zum Rauschsignal bei ausgeschaltetem Kalibrator. Trotzdem könnte der Einsatz eines MEMS-Beschleunigungsaufnehmers mit Integration des Signals zur Schnellerückspeisung eingesetzt werden, da es hierbei zu einer Beeinflussung der Resonanzspitzen des Schnellesignals kommt. Ob sich solche Sensoren eignen, hängt natürlich auch vom Anregespektrum ab und muss daher für die einzelne Anwendung geprüft werden.

7.6 Zusammenfassung

Die in diesem Kapitel beschriebenen Untersuchungen bauen auf den Messungen am Modellaufbau auf. Die Verwendung eines realitätsnahen Anregesignal, das deutlich tieffrequenter ist, zeigte, dass die Wirksamkeit der Kombination aus aktiver und passiver Körperschallisolation gesteigert werden konnte. Für diesen Aufbau wurde das Einfügungsdämm-Maß bestimmt sowie die eingeleitete Körperschall-Leistung gemessen und A-bewertet. Die Ergebnisse zeigen das hohe Potential der Körperschall-Isolierung durch ein aktives System, auch in Verbindung mit einem passiven Element, auf Das passive Element reduziert den A-bewerteten Summenschalleistungspegel des starren Aufbaus von 56,6 dB(A) um 6,7 dB(A) auf 49,9 dB(A). Das weitere Zuschalten des aktiven Systems (passiv + aktiv) bewirkt eine weitere Reduzierung um 7,4 dB(A). Damit erreicht das passive + aktive System eine Gesamtverringerung der Körperschall-Leistung von 14,1 dB(A). Hierbei fand die Kraft-Vorspeisung Anwendung, die das größte Potential für die aktive Körperschallisolation aufweist. Weiterhin wurden Untersuchungen an einer Duschwanne vorgestellt. Auch hier konnte ein großes Potential zur Reduktion der Körperschalleinleitung durch das aktive System dargestellt werden. Weitere Untersuchungen zum Einsatz von alternativen Sensoren wurden dargestellt, die aber aus Gründen der begrenzten Zeit nicht weiter vertieft werden konnten.

8 Aktive Körperschallisolierung in bauähnlicher Situation

Da die Ergebnisse am Modellaufbau und an der Duschwanne vielversprechend waren, wurde entschieden weitere Versuche an einer bauähnlichen Situation mit realen Quellen durchzuführen. Als bauähnliche Situation wurde der Installationsprüfstand des IBP ausgesucht. Dieser Prüfstand wird seit geraumer Zeit zur Messung von Installationsgeräuschen und zur Eignungsprüfung von Installationen genutzt. Der Prüfstand besteht aus 4 Räumen, von denen zwei im EG und zwei im UG des Technikums des IBP angeordnet sind. Eine Skizze des Raumes ist in Bild 92 dargestellt.



Bild 93: Detailaufnahme der starren Verbindung des Modellaufbaus mit der Bodenplatte



Bild 94: Modellaufbau mit Stativ im Installationsprüfstand.

In Bild 95 ist der Schnellepegel im Fernfeld auf der Bodenplatte für den starren Aufbau dargestellt. Als Anregesignal wurde rosa Rauschen verwendet, das aktive System wurde mit Kraft-Vorspeisung betrieben. Die Verstärkung wurde hier nicht mitgemessen, da im Folgenden auch Messungen mit vier aktiven Systemen durchgeführt wurden, so dass hierfür der messtechnische Aufwand zu hoch erschien. Deshalb wird nur die Einstellung am Verstärker, hier Verstärkerstufe 4, angegeben.

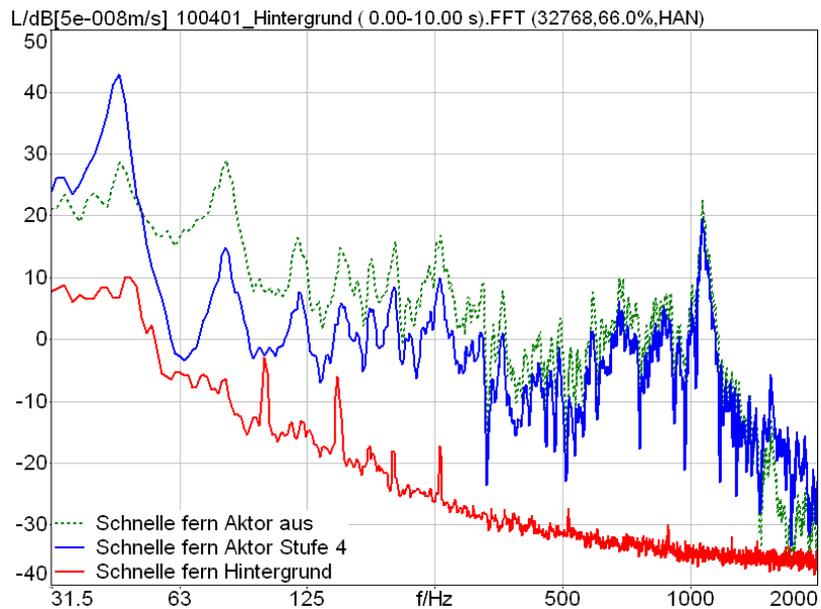


Bild 95: Schnellepegel im Fernfeld bei Anregung des Modellaufbaus. Aktives System mit Kraftvorspeisung, rosa Rauschen.

Die Ergebnisse in Bild 95 zeigen wie auch bei den Messungen an der Empfangsplatte eine deutliche Reduktion der Schnelle im Fernfeld durch das aktive System. Dieses ist vor allem im tiefen Frequenzbereich bis ca. 1000 Hz der Fall. Eine Ausnahme stellt wiederum die Resonanz des Aktors dar, bei der bei ca. 50 Hz eine deutliche Überhöhung auftritt. Interessant und wichtig ist auch die Übertragung in den Empfangsraum. Dieser war bei allen weiteren Messungen der Raum UG hinten (Bild 92). Die Messergebnisse sind in Bild 96 dargestellt.

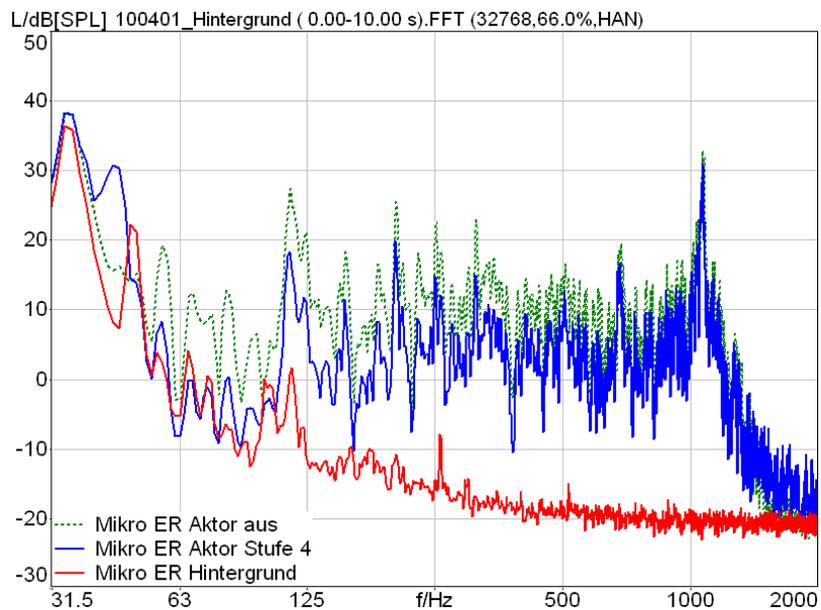


Bild 96: Schalldruckpegel im Empfangsraum bei Anregung des Modellaufbaus. Aktives System mit Kraftvorspeisung, rosa Rauschen.

Auch im Empfangsraum war die Reduktion der Pegel durch das aktive System im tiefen Frequenzbereich erheblich. Zwischen 50 und 250 Hz fiel die Reduktion am größten aus, und erreichte Werte über 10 dB. Der A-bewertete Summenpegel wurde um 2,4 dB(A) reduziert. Allerdings trat bei diesem starren Aufbau und Anregung mit rosa Rauschen eine Resonanz im Aufbau bei ca. 1100 Hz auf, die nur geringfügig durch das aktive System gemindert wurde, die aber den A-bewerteten Summenpegel deutlich mitbestimmte. Daher war der Wert der Reduktion des A-Pegels deutlich niedriger. Die Überhöhung bei der Resonanz des Aktors bei ca. 50 Hz dagegen viel geringer aus als bei der Messung der Schnelle im Fernfeld der Bodenplatte. Dies zeigt, dass diese Überhöhung der Pegel durch die Resonanz des Aktors im Bau weniger wichtig sein kann, als die Messung der Schnelle im Fernfeld zeigt.

Da ein Aufbau des aktiven Systems an realen Quellen mit vier Füßen geplant war, wurden 4 Systeme aufgebaut, die von einander unabhängig waren. Hierfür waren auch 4 Verstärkerkanäle notwendig. Hierzu wurden zwei Stereo-Verstärker der Firma Klein und Hummel vom Typ 240 verwendet. Bei diesen Messungen wurde nicht der Verstärkungsfaktor gemessen, da dieses messtechnisch sehr aufwändig gewesen wäre. Anstatt dessen wurden am selben Aufbau mit starrer Ankopplung alle 4 Verstärkerkanäle nacheinander vermessen. Die Ergebnisse des aktiven Systems, bei Verwendung der verschiedenen Verstärkerkanäle sind für Stufe 5 der Verstärker in Bild 97 dargestellt.

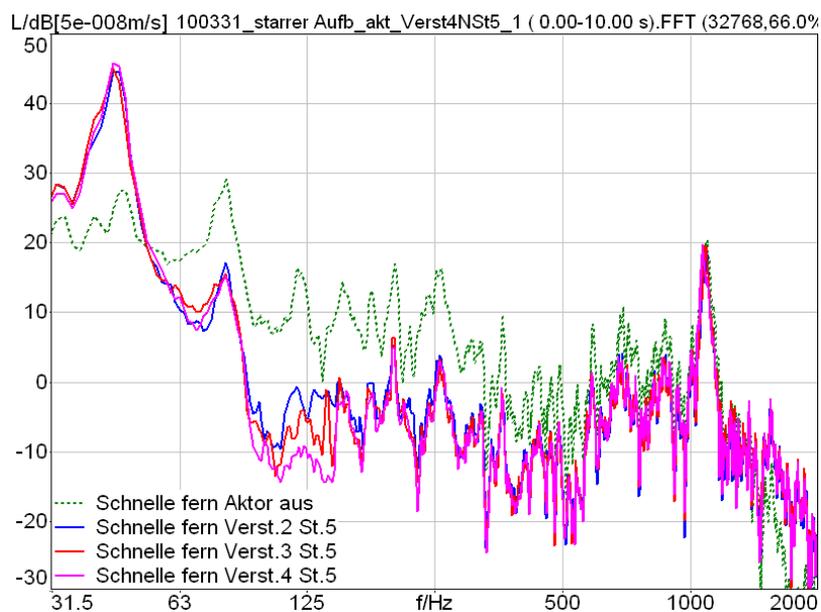


Bild 97: Schnellepegel im Fernfeld der Bodenplatte bei Anregung des Modellaufbaus. Aktives System mit Kraft-Vorspeisung, Variation des Verstärkers, Anregung durch rosa Rauschen

Der Vergleich der Messungen mit verschiedenen Verstärkerkanälen in Bild 97 zeigt sehr ähnliche Verläufe bei gleicher Verstärkereinstellung. Lediglich in den Frequenzbereichen um 125 Hz gab es eine geringe Veränderung der Schnellepegel. Eine systematische Veränderung der Kurven durch verschiedene Verstärkungsfaktoren ist nicht festzustellen, so dass man davon ausgehen kann, dass alle Verstärker bei derselben Verstärkungsstufe eine ähnliche Verstärkung des Signals lieferten.

8.1.2 Modellaufbau mit elastischer Zwischenschicht zur Bodenplatte

Bei diesem Aufbau wurden geringe Veränderungen zu den vorigen Modellaufbauten mit elastischer Zwischenschicht vorgenommen. Da die Messungen darauf abzielten, reale Quellen zu untersuchen, wurde ein typischer Wannenufuß der Firma Kaldewei nachgebildet. Dieser besteht aus einer Gewindestange mit einem abgerundeten Kopf, an den ein Kunststoffkörper angeklipst wird. Dieser Kunststoffkörper nimmt die elastische Zwischenlage auf. Dabei handelte es sich wieder um das in Kapitel 4.5 beschriebene Material. Diese Bauteile sind in Bild 98 dargestellt. Zusammgebaut sind die Bauteile in Bild 99 dargestellt. Dabei ist im oberen Bereich des Bildes der Aktor zu sehen. Da die Gewindestange des Wannenufußes einen zu großen Durchmesser besaß (M8), wurde der Wannenufuß durchbohrt und mit einem Gewinde versehen, so dass die in den vorigen Untersuchungen verwendete Gewindestange (M6) weiterhin verwendet werden konnte. Beide Bauteile wurden kraftschlüssig unterhalb des Aktors miteinander verbunden. Der gesamte Aufbau ist in Bild 100 dargestellt. Der Modellaufbau wurde durch ein Stativ gehalten, das von der Bodenplatte durch elastische Lager entkoppelt war, um Nebenwegsübertragung über die Füße des Stativs zu verhindern.



Bild 98: Einzelne Bauteile des Wannenufußes: Gewindestange mit Kopf, elastische Zwischenlage mit PE-Gleitschicht und Kunststoffkörper.



Bild 99: Bauteile des Wannenfußes: Elastische Zwischenlage, Kunststoffkörper und Gewindestange mit Kopf zum anklipsen des Kunststoffkörpers.



Bild 100: Modellaufbau bei Messung im Installationsprüfstand

Mit diesem veränderten Modellaufbau wurden wiederum Messungen im Installationsprüfstand durchgeführt. Der Schwingerreger (Shaker) wurde wiederum mit rosa Rauschen betrieben. Bei dem aktiven System wurde die Kraft-Vorspeisung verwendet. Die Ergebnisse für den Schnellepegel im Fernfeld auf der Bodenplatte sind in Bild 101 gezeigt. Zusätzlich sind die Werte für den starren Aufbau ohne elastische Zwischenlage dargestellt.

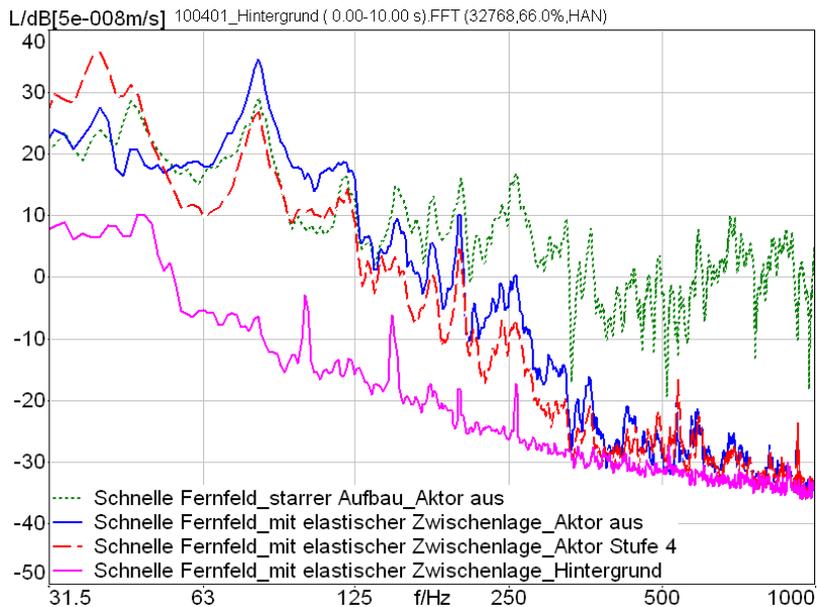


Bild 101: Schnellepegel im Fernfeld bei Anregung des Modellaufbaus ohne und mit elastischer Zwischenschicht und zusätzlich mit aktiver Körperschall-Isolierung. Aktives System mit Kraft-Vorspeisung, Anregung durch rosa Rauschen.

Die Ergebnisse der passiven Isolation zeigen eine Reduktion oberhalb 125 Hz. Darunter erhöht die Resonanz der elastischen Zwischenlage die Anregung etwas. Das aktive System mit elastischer Zwischenlage (passiv + aktiv) zeigt ein ähnliches Verhalten wie die Messungen in Kapitel 6. Das aktive System ist in der Lage, die Schnelle im Fernfeld vor allem im tiefen Frequenzbereich um bis zu 10 dB zu reduzieren, wiederum mit einer Überhöhung bei tiefen Frequenzen unter 50 Hz.

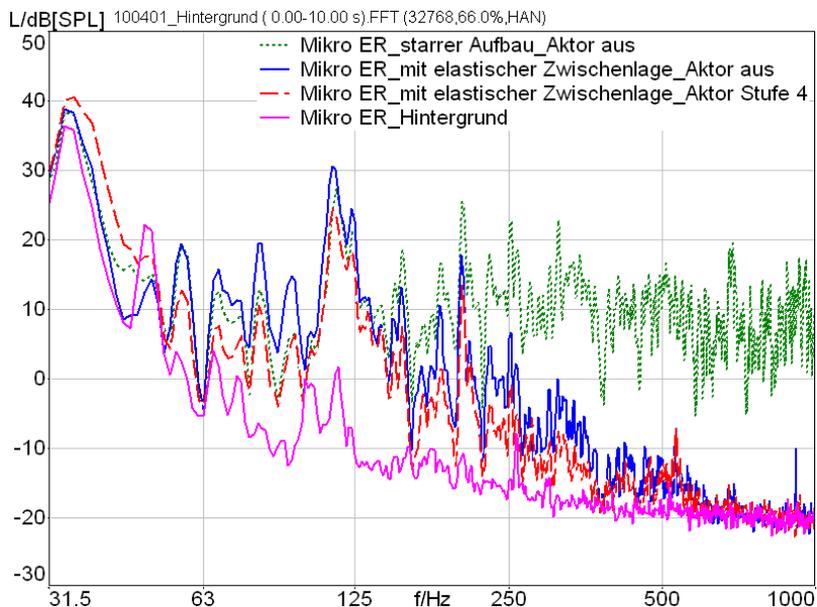


Bild 102: Schalldruckpegel im Empfangsraum bei Anregung des Modellaufbaus ohne und mit elastischer Zwischenschicht und zusätzlich mit aktiver Körperschall-Isolierung. Aktives System mit Kraft-Vorspeisung, Anregung durch rosa Rauschen.

Der Schalldruckpegel im Empfangsraum ist in Bild 102 dargestellt. Auch hier wirkt sich die elastische Zwischenlage ähnlich aus. Das aktive System zeigt im tiefen Frequenzbereich eine geringe Überhöhung durch die Resonanz des Aktors, und darüber eine deutliche Reduktion der Pegel vor allem im Frequenzbereich von ca. 50 bis 125 Hz. Darüber fällt die Reduktion zum Teil geringer aus, sie ist aber bis ca. 500 Hz vorhanden. Die Absenkung des A-bewerteten Pegels durch die passive Isolation beträgt 20,2 dB(A), durch das aktive System wird er um weitere 2,9 dB(A) reduziert. Die Kombination von passiv + aktiv zeigt eine breitbandige Reduktion von 50 Hz bis zu hohen Frequenzen, lediglich bei den Frequenzen unterhalb 50 Hz kommt es zu einer Überhöhung durch die Resonanz des Aktors.

Da dieser Aufbau dem Wannenuß für die Whirlwanne aus Stahl-Email entsprach, wurde dieser Aufbau in vier Varianten für alle 4 Füße erstellt, so dass bei späteren Versuchen an der Whirlwanne mit 4 aktiven Systemen gemessen werden konnte. Daher wurden alle 4 Versuchsaufbauten seriell vermessen. Damit war ein Vergleich der 4 aktiven Systeme mit ihrer dazugehörigen Wannenuß-Konstruktion möglich. Die Position des Aufbaus an der Bodenplatte blieb dabei gleich. Die Messergebnisse der 4 Aufbauten ist in Bild 103 dargestellt.

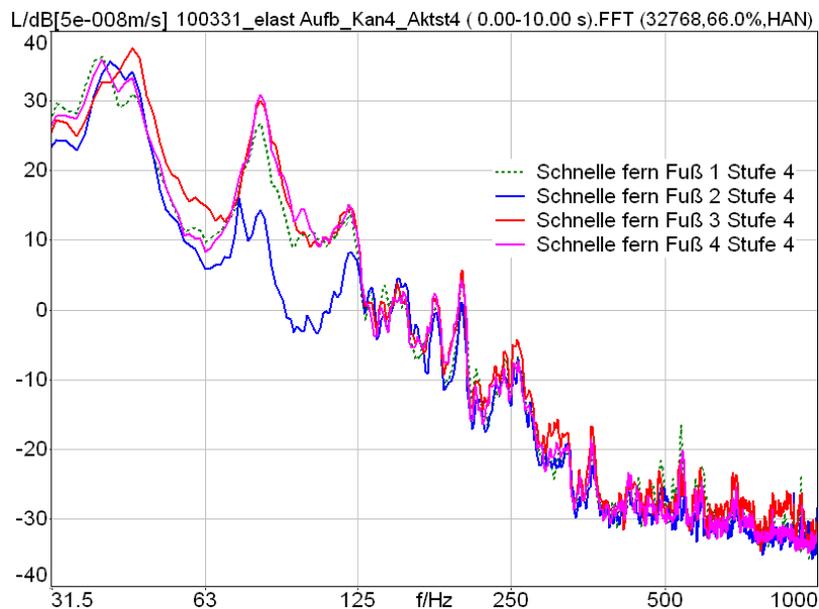


Bild 103: Schnelle im Fernfeld bei Anregung des Modellaufbaus mit elastischer Zwischenschicht (passive und aktive Körperschall-Isolierung). Aktives System mit Kraft-Vorspeisung, rosa Rauschen. Variation der 4 Modellaufbauten

Der Vergleich der Schnelle im Fernfeld bei Verwendung der vier Fußaufbauten zeigt, dass sich drei der Systeme bei gleichem Verstärkungsfaktor sehr ähnlich verhalten haben. Dies bedeutet, dass sowohl die verwendeten Aktoren als auch der mechanische Aufbau in seinem dynamischen Verhalten vergleichbar war. Einzig der Aufbau von Fuß 2 zeigte eine deutliche Abweichung im Frequenzbereich von 63 bis 125 Hz. Eine genauere Untersuchung des Aktors 2 zeigte, dass sich hier eine der Haltefedern gelockert hatte und sich in ihrer Position verschoben war. Dies ist in Bild 104 gezeigt. Weitere Änderungen im mechanischen Aufbau des Fuß 2 waren nicht festzustellen. Deshalb wurde die Feder an ihre Ausgangsposition geschoben und dort verklebt, wie dies auch bei den anderen Aktoren der Fall war. Somit war sichergestellt, 4 sehr ähnliche Systeme zu besit-

zen, die für die weiteren Versuche an realen Quellen mit mehreren Kontakten und aktiven Systemen geeignet waren.



Bild 104: Draufsicht auf den Aktor des Fuß 2, mit etwas verrutschter Feder. Diese wurde nach diesem Versuch wieder eingerichtet und mit Klebstoff fixiert.

8.2 Messungen an der Duschwanne im Installationsprüfstand

Nach den guten Ergebnissen am Modellaufbau wurde nun eine reale Quelle verwendet. Hierbei handelt es sich um eine Duschwanne, die in Kapitel 5.1 näher beschrieben ist. Als Fußrahmen wurde in diesem Fall der Typ ESR der Firma Kaldewei verwendet. Aus anderen Messungen ist bekannt, dass sich beide Fußrahmen in akustischer Hinsicht nicht wesentlich unterscheiden.

8.2.1 Duschwanne mit einem Fuß und mit elastischer Zwischenschicht zur Bodenplatte

Die Duschwanne wurde als Quelle gewählt, da sie einfacher zu handhaben war als die später untersuchten Whirlwannen. An dieser Duschwanne wurde wiederum eine Kontaktstelle zur Bodenplatte über die Fußkonstruktion hergestellt. Alle anderen 3 Füße der Wanne wurden über sehr weiche elastische Zwischenlagen von der Bodenplatte möglichst gut entkoppelt, so dass diese nicht oder nur gering zur Körperschall-Einleitung in die Platte beitragen. Der Aufbau ist in Bild 105 dargestellt.



Bild 105: Ansicht des Aufbaus der Duschwanne mit einem Fuß. Alle anderen Füße waren durch weiche elastische Zwischenlagen von der Bodenplatte entkoppelt (hinten links)

Die Duschwanne wurde wiederum mit einem Schwingerreger angeregt, der das in Bild 69 dargestellte Spektrum des Brausegeräusches in die Duschwanne einleitete. Das Ergebnis der Schnelle im Fernfeld auf der Bodenplatte ohne und mit aktivem System ist in Bild 106 gezeigt.

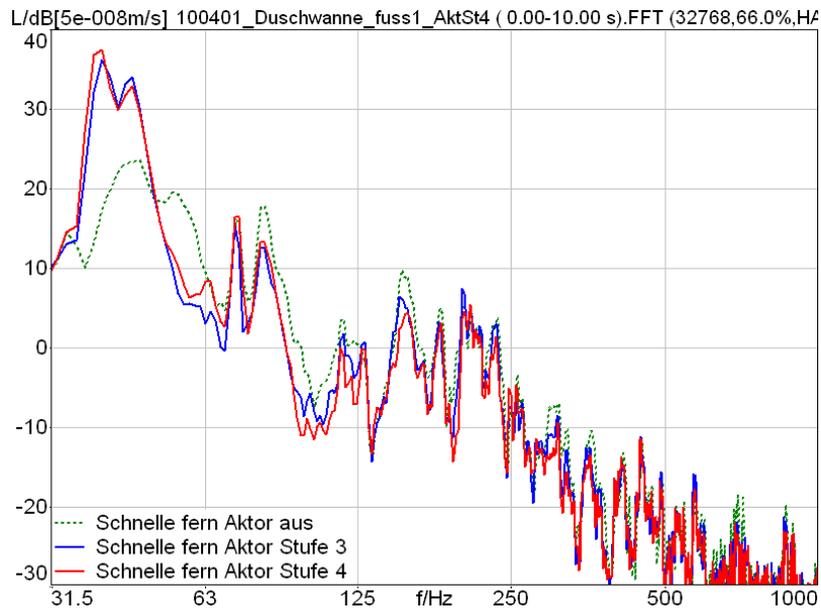


Bild 106: Schnellepegel im Fernfeld bei Anregung der Duschwanne mit einem Fuß und mit elastischer Zwischenschicht (passive und aktive Körperschall-Isolierung). Aktives System mit Kraft-Vorspeisung, rosa Rauschen.

Das aktive System mit Kraft-Vorspeisung war in der Lage, die Pegel auf der Platte vor allem wieder im tiefen Frequenzbereich zu verringern. Die Reduktion war aber nicht so groß wie in vorigen Versuchen und betrug zwischen 1 und 5 dB. Bei ca. 40 Hz erschien wiederum die Überhöhung durch die Resonanz des Aktors. Der Schalldruckpegel im Empfangsraum ist in Bild 107 gezeigt. Diese Messung zeigt eine deutliche Überhöhung bei ca. 70 Hz, die allerdings durch ein erhebliches Störgeräusch im Empfangsraum verursacht wird. Leider wurden bei diesen Messungen Bauarbeiten im Gebäude durchgeführt, so dass manche Störungen bei der Messung nicht auszuschließen war. Trotzdem wurde darauf geachtet, dass diese möglichst gering ausfielen. Weiterhin zeigt die Messung eine deutliche Reduktion der Pegel bei ca. 50 Hz, sowie eine weitere Reduktion im tiefen Frequenzbereich zwischen 80 und 160 Hz. Zu beachten ist bei diesen Ergebnissen, dass eine komplette Entkopplung der anderen Füße nicht möglich war. Deshalb ist es möglich, dass die Reduktion etwas größer ausgefallen wäre, wenn die anderen Füße keinen Kontakt zur Bodenplatte gehabt hätten. Aus praktischen Gründen war eine solche Aufstellung aber nicht möglich.

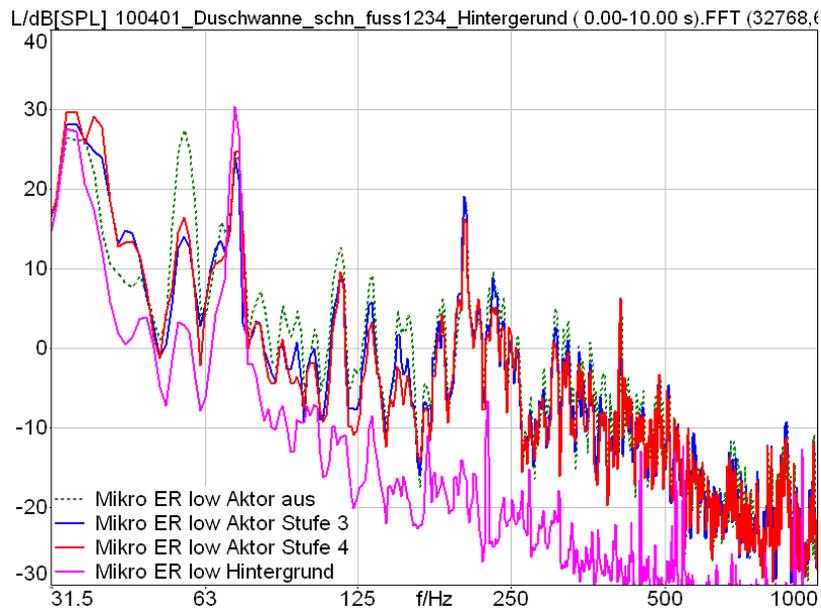


Bild 107: Schalldruckpegel im Empfangsraum bei Anregung der Duschwanne mit einem Fuß und mit elastischer Zwischenschicht (passive und aktive Körperschall-Isolierung). Aktives System mit Kraft-Vorspeisung, rosa Rauschen

8.2.2 Duschwanne mit zwei Füßen und mit elastischer Zwischenschicht zur Bodenplatte

Darauffolgend wurde die Duschwanne mit zwei Füßen ausgestattet, die als Kontaktpunkte der Wanne zur Bodenplatte fungierten. Beide Füße waren mit aktiven Systemen ausgestattet und wurden mit Kraft-Vorspeisung betrieben. Die Anregung erfolgte wiederum durch das Brausegeräusch und einen Shaker. Die beiden anderen Füße wurden wiederum durch weiche Lagerung von der Bodenplatte entkoppelt. Die Ergebnisse der Schnelle im Fernfeld der Platte sind in Bild 108 gezeigt.

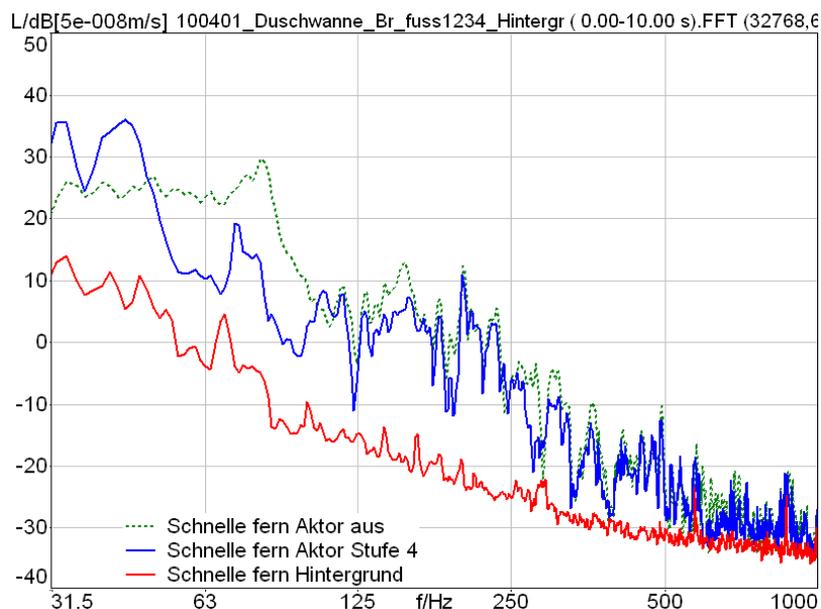


Bild 108: Schnellepegel im Fernfeld bei Anregung der Duschwanne mit zwei Füßen und mit elastischer Zwischenschicht (passive und aktive Körperschall-Isolierung). Aktives System mit Kraft-Vorspeisung, rosa Rauschen.

Die Schnelle im Fernfeld bei Betrieb der beiden aktiven Systeme zeigt eine deutliche Reduktion im tiefen Frequenzbereich zwischen 50 und 125 Hz. Im Frequenzbereich darüber war die Reduktion zum Teil noch gut zu erkennen, sie viel aber nicht so stark aus. Der Schalldruckpegel im Empfangsraum ist in Bild 109 gezeigt.

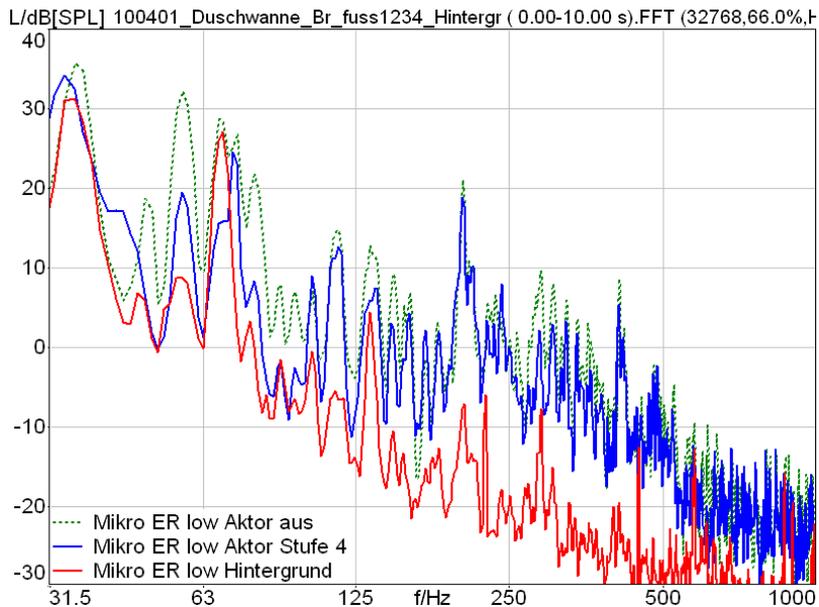


Bild 109: Schalldruckpegel im Empfangsraum bei Anregung der Duschwanne mit einem Fuß und mit elastischer Zwischenschicht (passive und aktive Körperschall-Isolierung). Aktives System mit Kraft-Vorspeisung, rosa Rauschen

Auch bei dieser Messung war das Hintergrundgeräusch durch Bauaktivitäten etwas angehoben. Daher ist eine Beeinflussung bei bestimmten Frequenzen nicht ausgeschlossen. Die Ergebnisse in Bild 109 zeigen aber, dass eine deutliche Reduktion des Schalldruckpegels vor allem im tiefen Frequenzbereich durch die aktiven Systeme erzielt werden konnte. Weiterhin zeigen die Ergebnisse, dass die beiden aktiven Systeme sich gegenseitig nicht stören oder aufschaukeln.

Auch bei Verwendung des Brausesignals, das deutlich tieffrequenter ist als das rosa Rauschen, ergab sich eine deutliche Reduktion der Schnellepegel, Bild 110. Allerdings war es bei diesem Signal auch möglich, eine etwas höhere Verstärkung zu verwenden. Diese Reduktion betrug bei gewissen Frequenzen bis zu 20 dB. Wirksam sind beide Systeme zwischen 50 und ca. 400 Hz. Die Schalldruckpegel im Empfangsraum sind in Bild 111 gezeigt. Auch diese fällt etwas höher aus, mit einer maximalen Reduktion von mehr als 10 dB bei ca. 90 Hz. Die Absenkung des Brausesignals im Empfangsraum betrug 7,9 dB(A). Dies ist der Tatsache geschuldet, dass dieses Signal sehr tieffrequent dominiert ist und dass die Überhöhung durch das aktive System zwischen 40 und 50 Hz deutlich geringer ausfällt und im Summenpegel einen relativ geringen Einfluss besitzt.

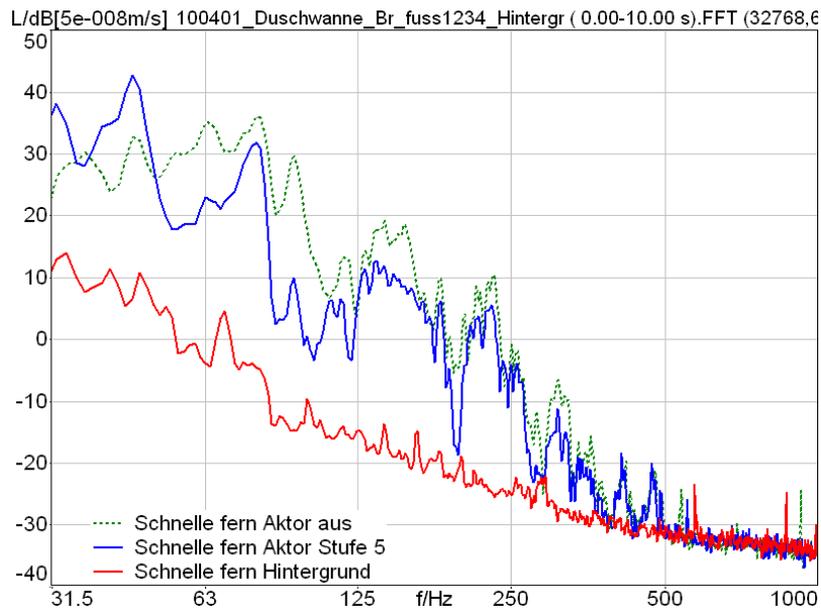


Bild 110: Schnellepegel im Fernfeld bei Anregung der Duschwanne mit zwei Füßen und mit elastischer Zwischenschicht (passive und aktive Körperschall-Isolierung). Aktives System mit Kraft-Vorspeisung, Anregung durch Duschbrause-Signal.

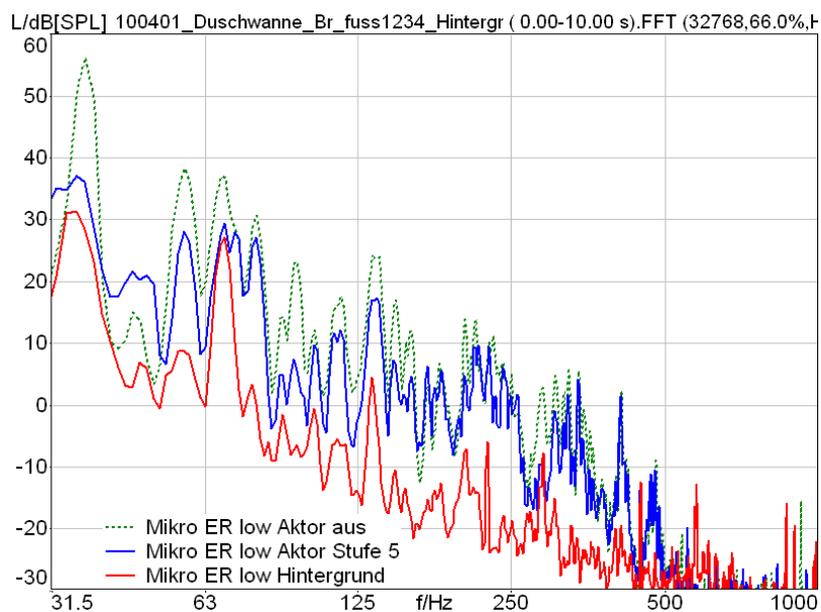


Bild 111: Schalldruckpegel im Empfangsraum bei Anregung der Duschwanne mit einem Fuß und mit elastischer Zwischenschicht (passive und aktive Körperschall-Isolierung). Aktives System mit Kraft-Vorspeisung, Anregung durch Duschbrause-Signal

8.2.3 Duschwanne mit vier Füßen und mit elastischer Zwischenschicht zur Bodenplatte

Als nächster Schritt wurden alle vier Füße der Duschwanne mit Wannenfüßen mit elastischer Zwischenlage und aktiven Systemen ausgestattet. Die aktiven Systeme wurden mit Kraft-Vorspeisung betrieben. Die Verstärkung der vier Füße wurde über die Verstärker auf gleichen Stufen einge-

stellt. Aus der Messung in Bild 97 geht hervor, dass die Verstärkung aller 4 Kanäle ähnlich war. Nach der Korrektur des Aktors 2, siehe Kapitel 8.2.1 konnte davon ausgegangen werden, dass alle vier Aktoren und alle vier Fußkonstruktionen vergleichbar sind. Die Duschwanne wurde wiederum mittels Shaker angeregt, das Signal war das Brausesignal. Die Schnelle im Fernfeld bei Anwendung der aktiven Kraft-Vorspeisung an allen vier Duschwannenfüßen ist in Bild 112 gezeigt. Der Schalldruckpegel im Empfangsraum ist in Bild 113 niedergelegt.

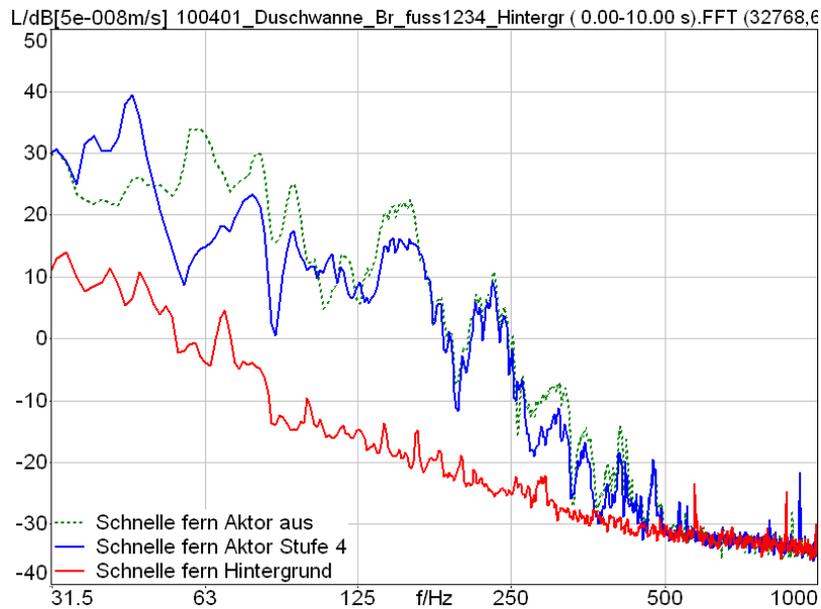


Bild 112: Schnellepegel im Fernfeld bei Anregung der Duschwanne mit vier Füßen und mit elastischer Zwischenschicht (passive und aktive Körperschall-Isolierung). Aktives System mit Kraft-Vorspeisung, Anregung durch Duschbrause-Signal

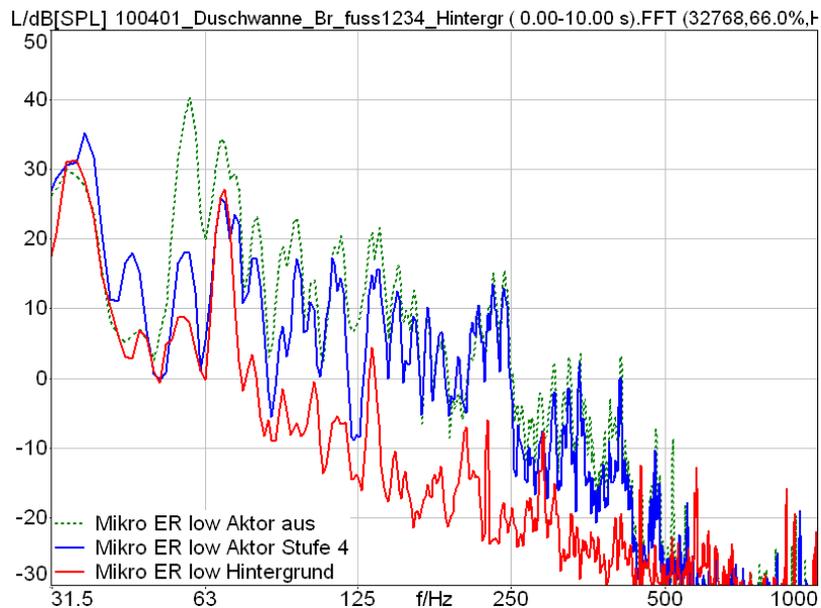


Bild 113: Schalldruckpegel im Empfangsraum Fernfeld bei Anregung der Duschwanne mit vier Füßen und mit elastischer Zwischenschicht (passive und aktive Körperschall-Isolierung). Aktives System mit Kraft-Vorspeisung, Anregung durch Duschbrause-Signal.

Beide Messungen zeigen zum Teil eine erhebliche Reduktion der Pegel durch die aktiven Systeme. So wird die Schnelle im Fernfeld bei 63 Hz um bis zu 15 dB gemindert. Ähnlich hoch ist die Minderung auch im Schalldruckpegel im Empfangsraum. Hier ist die Wirkung bis zu ca. 500 Hz deutlich. Der A-bewertete Schalldruckpegel wird um 4,7 dB(A) reduziert.

Wie bei früheren Versuchen wurde auch bei diesem Aufbau die Schnelle-Rückspeisung untersucht. Dabei wurden die Beschleunigungssensoren an den Kontaktpunkten der Füße über einen Ladungsverstärker mit Integration (B&K Nexus) verwendet. Da das Schnellesignal gering war, konnte dieses deutlich höher verstärkt werden. Daher wurde an allen Verstärkern die höchstmögliche Verstärkung eingestellt, so dass die Leistung der Verstärker ausgereizt wurde. Daher ist anzumerken, dass mit anderen Verstärkern mit einer höheren Verstärkung möglicherweise eine größere Wirksamkeit der Schnellerückspeisung möglich gewesen wäre. Die Ergebnisse sind für das Fernfeld in Bild 114 dargestellt, für den Schalldruckpegel im Empfangsraum sind sie in Bild 115 gezeigt.

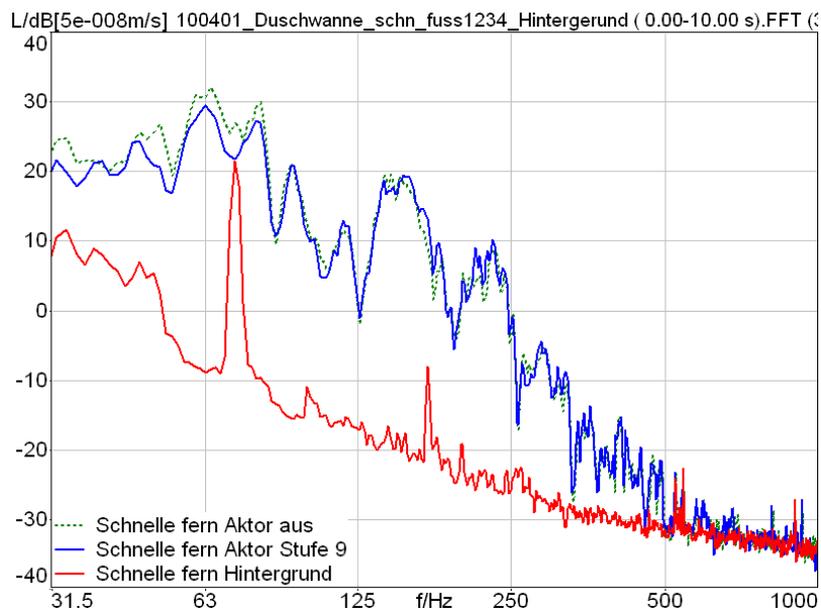


Bild 114: Schnellepegel im Fernfeld bei Anregung der Duschwanne mit vier Füßen und mit elastischer Zwischenschicht (passive und aktive Körperschall-Isolierung). Aktives System mit Schnelle-Rückspeisung, Anregung durch Duschbrause-Signal

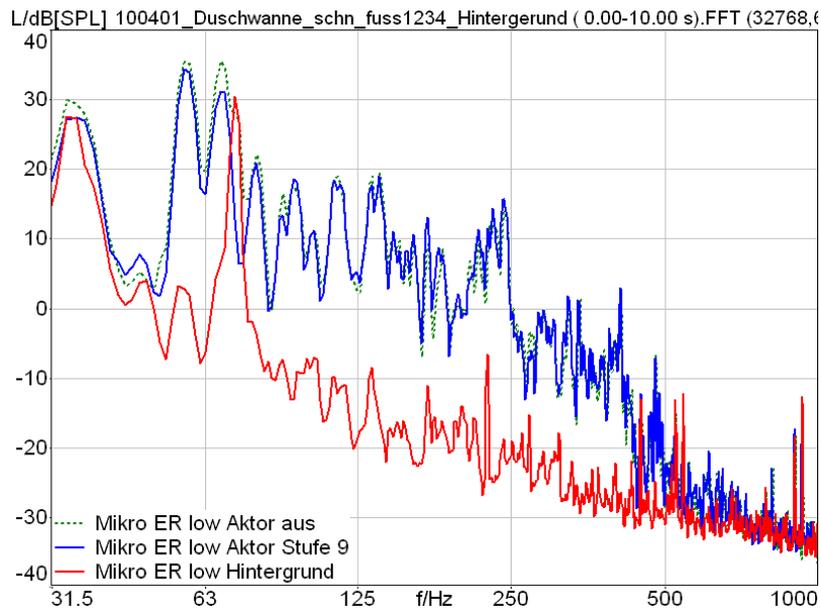


Bild 115: Schalldruckpegel im Empfangsraum bei Anregung der Duschwanne mit vier Füßen und mit elastischer Zwischenschicht (passive und aktive Körperschall-Isolierung). Aktives System mit Schnelle-Rückspeisung, Anregung durch Duschbrause-Signal

Die Ergebnisse zeigen eine Reduktion der Schnelle im Fernfeld und auch des Schalldruckpegels im tiefen Frequenzbereich von 31.5 bis ca. 80 Hz. Dabei fällt die Veränderung der Schalldruckpegel weniger ins Gewicht. Insgesamt ist die Reduktion nicht sehr groß, verglichen mit der Kraftvorspeisung. Dies kann auch daran liegen, dass die verwendeten Verstärker einen nicht ausreichenden Verstärkungsfaktor besaßen. Es zeigt sich aber schon, dass keine signifikante Reduktion oberhalb 80 Hz auftritt, im Gegensatz zur Kraftvorspeisung, die bis ca. 500 Hz wirksam war. Ein weiterer Grund für die geringere Wirksamkeit besteht darin, dass das rückgespeiste Signal durch die elastische Zwischenschicht reduziert wird, und so nicht auf der Empfangsplatte wirksam wird. Dies wurde auch schon im Modellaufbau beobachtet. Daher wurde bei den folgenden Aufbauten die Schnelle-Rückspeisung nicht weiter untersucht.

8.3 Messungen an einer Whirlwanne aus Acryl (Hoesch)

Im nächsten Schritt wurden nun reale Quellen untersucht. Dabei sollte es möglich sein, die Quelle auch selbst zu betreiben. Daher wurden zwei verschiedene Whirlwannen herangezogen, die durch ihren Pumpenbetrieb als Quellen mit stationärem Anregesignal wirken können. Diese Quellen können eine relativ starke Anregung besitzen, so dass sie auch für aktive Körperschallminderungsmaßnahmen in Frage kommen. Als erste Quelle wurde eine Acryl-Whirlwanne der Firma Hoesch Typ Scelta 1800 x 900 mit Laola Whirl + Air (3671D.010305004), mit den Abmessungen 180 cm x 90 cm x 48 cm verwendet. Diese besaß sowohl eine Wasserpumpe als auch ein Luftgebläse. Als Füße wurde dieselbe Konstruktion verwendet, die auch an der Duschwanne eingesetzt wurde. Diese wurde mittels Kontermuttern am Rahmen der Whirlwanne starr befestigt, siehe Bild 117. Ein Foto der Aufstellung im Senderraum ist in Bild 116 gezeigt. Eine Detailaufnahme des Wannenfußes mit aktivem Element ist in Bild 117 dargestellt.



Bild 116: Ansicht der Wanne aus Acryl



Bild 117: Aufbau des Fußes an der Acryl-Whirlwanne. Wannenfuß mit passiver und aktiver Körperschall-Isolierung

Die Aufnahme in Bild 117 zeigt die Fußkonstruktion der Wanne. Dabei ist der Wannenkörper selbst auf einem Stahlprofil aufgelagert, der vom Wannenfuß getragen wird. Die Aggregate der Whirlwanne sind über Querträger mit diesen Stahlprofilen verbunden. Die Querträger stützen auf beiden Seiten der Wanne Befestigungsplatten, die die Pumpe und das Gebläse der Whirlwanne tragen. Die Whirlwanne wurde durch einen Kran abgesetzt. Die Tragbänder sind in Bild 116 zu sehen.

8.3.1 Whirlwanne aus Acryl mit einem Fuß

Bei der ersten Messung der Acrylwanne wurde nur ein Fuß auf die Bodenplatte abgesetzt. Dieser war mit einem aktiven System und elastischer Zwischenlage ausgestattet. Alle anderen Füße hatten keinen Kontakt zum Boden. Gehalten wurde die Wanne durch die Tragbänder des Krans, so dass die Wanne eine horizontale Ausrichtung besaß. Allerdings wurde die Wanne bei diesem Aufbau nicht mit Wasser gefüllt, da sich dadurch die Lastverteilung und die Lage der Wanne möglicherweise verändert hätten. Daher wurde die Wanne bei diesem Aufbau mit einem Shaker und dem Duschbrausesignal angeregt und die Kraft-Vorspeisung verwendet. Die Schnelle im Fernfeld auf der Bodenplatte ist mit und ohne Anschalten des aktiven Systems in Bild 118 gezeigt.

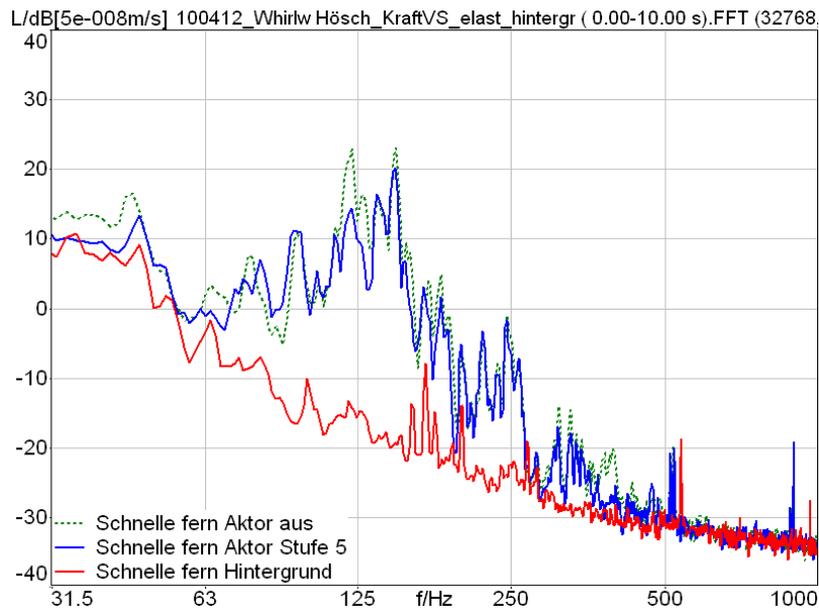


Bild 118: Schnellepegel im Fernfeld bei Anregung der Whirlwanne (Acryl) mit einem Fuß und mit elastischer Zwischenschicht (passive und aktive Körperschall-Isolierung). Aktives System mit Kraft-Vorspeisung, Anregung durch Duschbrause-Signal

Die Verwendung der Kraft-Vorspeisung bei der Acryl-Whirlwanne mit einem Fuß in Bild 118 zeigt eine zum Teil deutliche Reduktion bei tiefen Frequenzen zwischen 31,5 Hz und 160 Hz. Weiterhin werden einige Frequenzen bei ca. 400 Hz reduziert. Der Schalldruckpegel im Empfangsraum diagonal darunter ist in Bild 119 dargestellt.

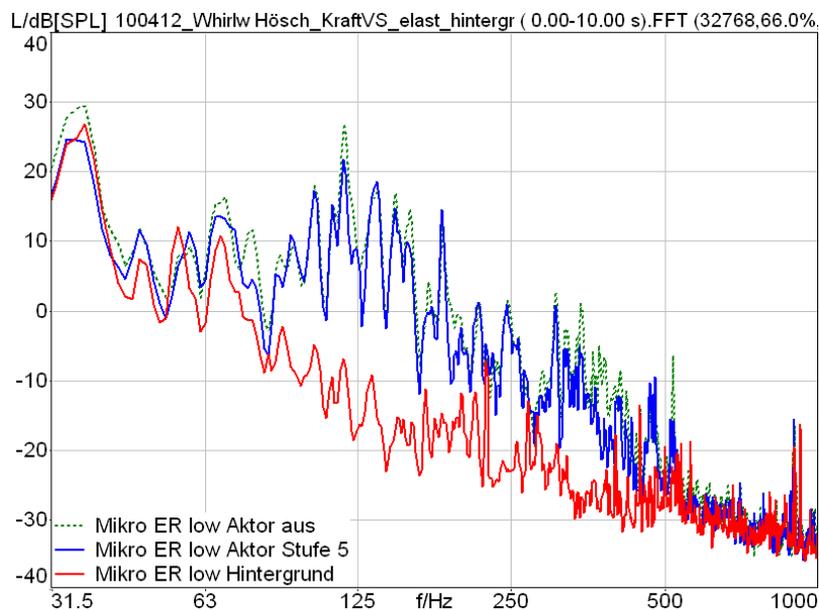


Bild 119: Schalldruckpegel im Empfangsraum bei Anregung der Whirlwanne (Acryl) mit einem Fuß und mit elastischer Zwischenschicht (passive und aktive Körperschall-Isolierung). Aktives System mit Kraft-Vorspeisung, Anregung durch Duschbrause-Signal

Im Empfangsraum werden wiederum die tiefen Frequenzen bis ca. 160 Hz zum Teil verringert, und auch im Bereich von 400 Hz ist eine Reduktion der Pegel festzustellen. Die Absenkung des A-bewerteten Summenpegels beträgt 2,3 dB(A). In einem zweiten Versuch wurde die elastische Zwischenlage und der Kunststoff-Träger entfernt, und der Fuß direkt auf die Bodenplatte aufgestellt. In diesem Fall konnte der Verstärker nur auf Stufe 3 betrieben werden, ohne die Pegel wieder zu erhöhen. Der Schnellepegel im Fernfeld ist bei starrer Konstruktion in Bild 120 dargestellt.

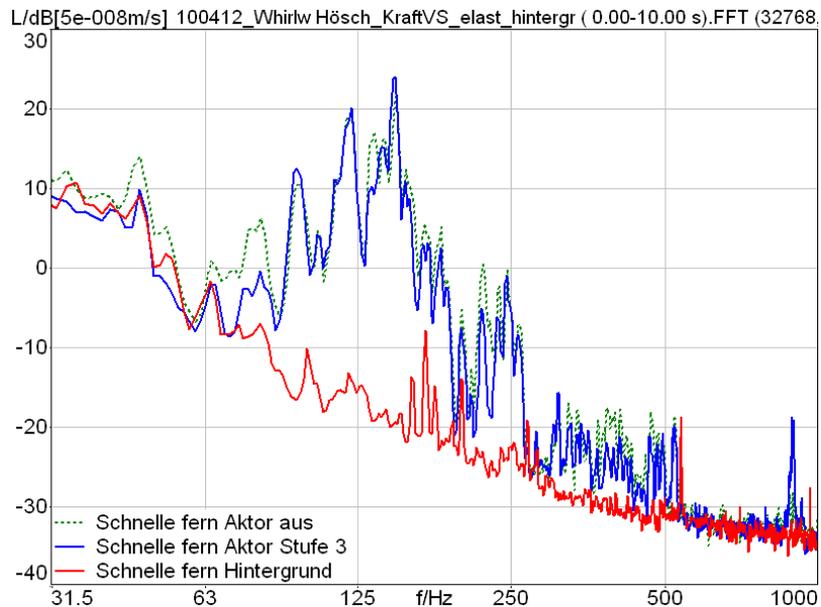


Bild 120: Schnellepegel im Fernfeld bei Anregung der Whirlwanne (Acryl) mit einem Fuß und ohne elastische Zwischenschicht (starre Ankopplung). Aktives System mit Kraft-Vorspeisung, Anregung durch Duschbrause-Signal

Bei der starren Ankopplung wird vor allem die Schnelle im Fernfeld bei den tiefen Frequenzen bis ca. 80 Hz reduziert. Weitere Reduktionen zeigen sich bei ca. 200 Hz und 400 Hz. Bei den beiden Spitzen um 125 Hz zeigt sich nur eine geringfügige Reduktion der Schnelle. Der Schalldruckpegel im Empfangsraum ist in Bild 121 dargestellt.

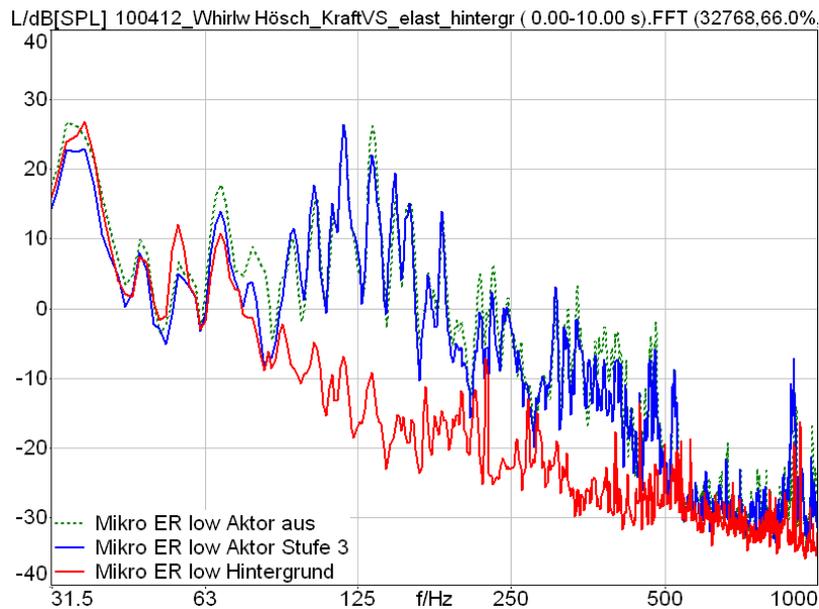


Bild 121: Schalldruckpegel im Empfangsraum bei Anregung der Whirlwanne (Acryl) mit einem Fuß und ohne elastische Zwischenschicht (starre Ankopplung). Aktives System mit Kraftvorspeisung, Anregung durch Duschbrause-Signal

Auch der Schalldruckpegel im Empfangsraum zeigt eine Reduktion bei tiefen Frequenzen um bis zu 10 dB. Bei den beiden Spitzen ist die Reduktion wiederum geringer, bei 200 Hz tritt wiederum eine deutliche Reduktion auf. Der A-bewertete Schalldruckpegel wird daher nur um 1,2 dB verringert, da die beiden Spitzen Pegel bestimmend sind.

8.3.2 Whirlwanne aus Acryl mit vier Füßen

Als weiterer Schritt wurde nun die Whirlwanne aus Acryl mit vier Füßen und vier aktiven Systemen aufgestellt. In diesem Fall wurde die Wanne mit Wasser gefüllt, so dass der Betrieb der Whirlwanne möglich war. Als Betriebsmodus wurden Pumpe und Gebläse auf voller Leistung betrieben. Die Schnelle im Fernfeld bei Kraftvorspeisung an allen 4 Füßen ist in Bild 122 gezeigt. Alle 4 Verstärker wurden auf der gleichen Verstärkerstufe betrieben.

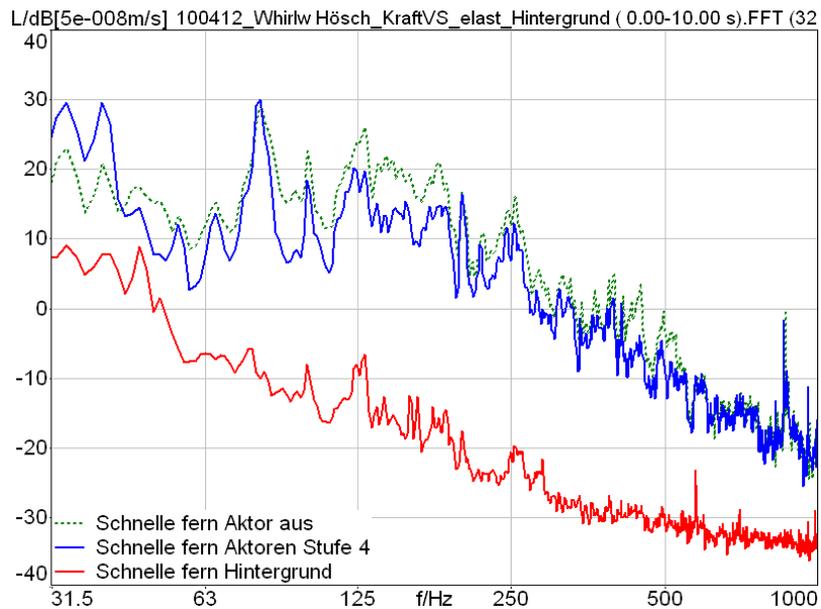


Bild 122: Schnellepegel im Fernfeld bei Anregung der Whirlwanne (Acryl) mit vier Füßen und mit elastischer Zwischenschicht (passive und aktive Körperschall-Isolierung). Aktives System mit Kraft-Vorspeisung, Anregung durch Pumpe und Gebläse mit voller Leistung.

Der Betrieb der aktiven Systeme an allen 4 Füßen zeigt eine deutliche Reduktion der Schnellepegel im Fernfeld. Dabei werden die Pegel recht breitbandig von 50 bis 500 Hz deutlich verringert. Die Reduktion beträgt bis zu 10 dB. Einzig bei ganz tiefen Frequenzen unter 40 Hz tritt eine Überhöhung durch die Resonanzen der Aktoren auf. Die Schalldruckpegel im Empfangsraum sind in Bild 123 gezeigt.

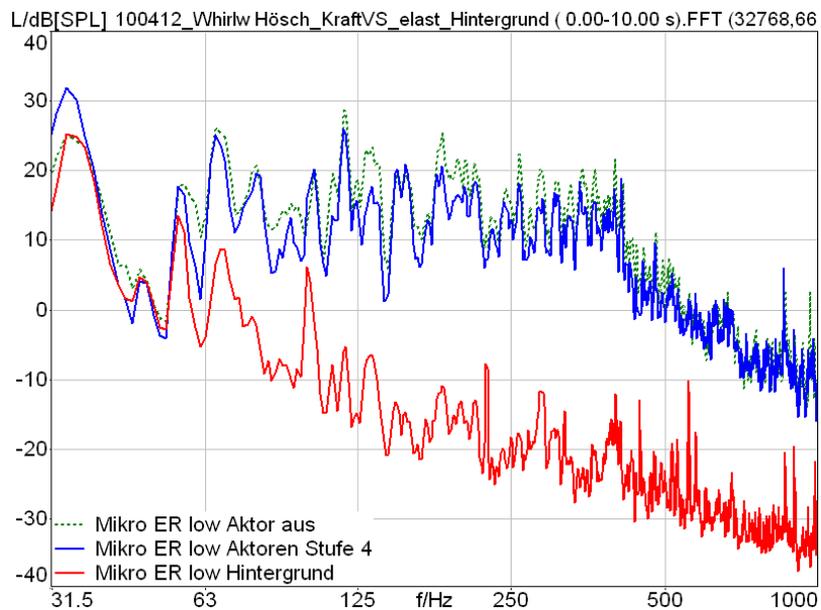


Bild 123: Schalldruckpegel im Empfangsraum bei Anregung der Whirlwanne (Acryl) mit vier Füßen und mit elastischer Zwischenschicht (passive und aktive Körperschall-Isolierung). Aktives System mit Kraft-Vorspeisung, Anregung durch Pumpe und Gebläse mit voller Leistung.

Auch im Empfangsraum wird der Schalldruckpegel durch die aktiven Systeme breitbandig reduziert. Diese beträgt bis zu 6 dB bei einzelnen Frequenzen. Wie bei der Schnelle im Fernfeld wird bei ca. 40 Hz die Pegel durch die Resonanz der Aktoren erhöht. Der A-bewertete Schalldruckpegel wird im Empfangsraum durch die aktiven Systeme von 31,0 dB(A) auf 28,2 dB(A) um 2,8 dB verringert. Diese Reduktion bedeutet zum einen eine relativ hohe Reduktion, die akustisch durchaus deutlich wahrgenommen wird, zum anderen wird durch die aktive Systeme der Schalldruckpegel von über 30 dB(A), der nach DIN 4109 [55] für Installationen nicht zulässig ist auf deutlich unter 30 dB(A) gedrückt, so dass diese Whirlwanne mit diesem aktiven System nun die Anforderungen erfüllen würde.

8.4 Messungen an einer Whirlwanne aus Stahl-Email (Kaldewei)

Um die oben gewonnenen Ergebnisse nochmals zu verifizieren wurde eine weitere Whirlwanne untersucht. Es handelt sich dabei um eine Stahl-Email-Whirlwanne der Firma Kaldewei, Typ Mega Duo Modell 180 mit den Abmessungen 180 cm x 90 cm x 45 cm und mit dem Whirlsystem Vivo Vario Plus 120 kpl. Die Wanne ist im Einbauzustand in Bild 124 dargestellt.



Bild 124: Ansicht der Whirlwanne aus Stahl-Email

Auch bei dieser Whirlwanne wurden dieselben Füße und dasselbe aktive System verwendet, wie es in Abschnitt 8.1.2 beschrieben ist. Auch die Aufstellung der Wanne war vergleichbar zur Aufstellung der Acryl-Wanne. Da die Unterschiede zwischen aktivem System aus und an bei der Schnelle im Fernfeld ähnlich zu der im Empfangsraum waren, werden bei allen weiteren Messungen nur noch die Ergebnisse der Schalldruckpegel im Empfangsraum dargestellt. Als Betriebsart wurden wiederum alle Systeme mit voller Leistung gewählt. Die Ergebnisse des Schalldruckpegels im Empfangsraum bei Aufstellung mit elastischen Zwischenlagen und Aktivierung aller vier Füße mit Kraftvorspeisung ist in Bild 125 dargestellt.

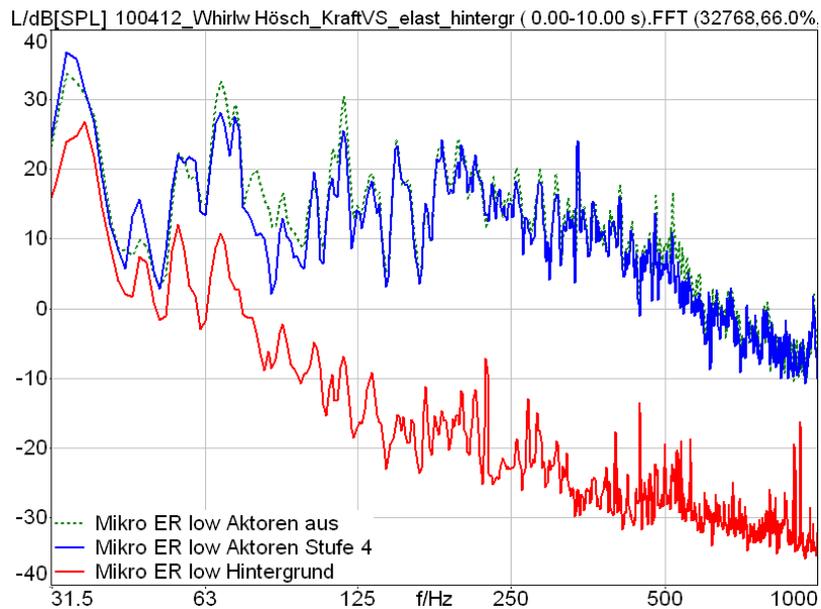


Bild 125: Schalldruckpegel im Empfangsraum bei Anregung der Whirlwanne (Email) mit vier Füßen und mit elastischer Zwischenschicht (passive und aktive Körperschall-Isolierung). Aktives System mit Kraft-Vorspeisung, Anregung durch Pumpe und Gebläse mit voller Leistung

Bei der Stahl-Email-Whirlwanne wurden durch das aktive System die Pegel ab ca. 63 Hz aufwärts etwas verringert. Weiterhin konnte im Frequenzbereich zwischen 250 und 630 Hz eine Reduktion der Pegel festgestellt werden. Die Pegel wurden von 30,7 dB(A) auf 29,7 dB(A) um 1,0 dB(A) reduziert. An dieser Wanne fällt also die Reduktion bei gleicher Verstärkung des vorgespeisten Signals deutlich geringer aus. Daher wurde vermutet, dass eventuell die Aufstellung der Wanne selbst einen Einfluss auf die Ergebnisse besitzt. Deshalb wurde die Wanne nochmals neu aufgestellt. Die Ergebnisse der Schalldruckpegel vor und nach dem neuen Aufstellen der Wanne sind in Bild 126 dargestellt.

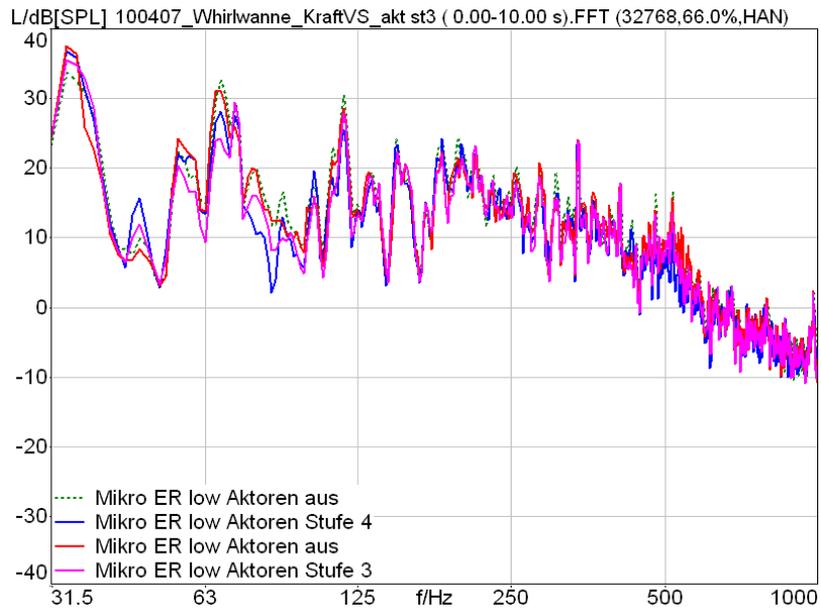


Bild 126: Schalldruckpegel im Empfangsraum bei Anregung der Whirlwanne (Email) mit vier Füßen und mit elastischer Zwischenschicht (passive und aktive Körperschall-Isolierung). Aktives System mit Kraft-Vorspeisung, Anregung durch Pumpe und Gebläse mit voller Leistung, wiederholte Aufstellung

Der Vergleich der Messungen nach wiederholter Aufstellung mit denen davor in Bild 126 zeigt sehr ähnliche Spektren und auch eine sehr ähnliche Wirksamkeit der aktiven Systeme, so dass man davon ausgehen kann, dass die Messungen eine gute Wiederholbarkeit hatten.

Daraufhin wurden die elastischen Zwischenlagen und die Kunststoff-Halterungen an allen vier Füßen entfernt und die aktiven Systeme am starren Aufbau dieser Wanne getestet. Die Ergebnisse sind in Bild 127 dargestellt.

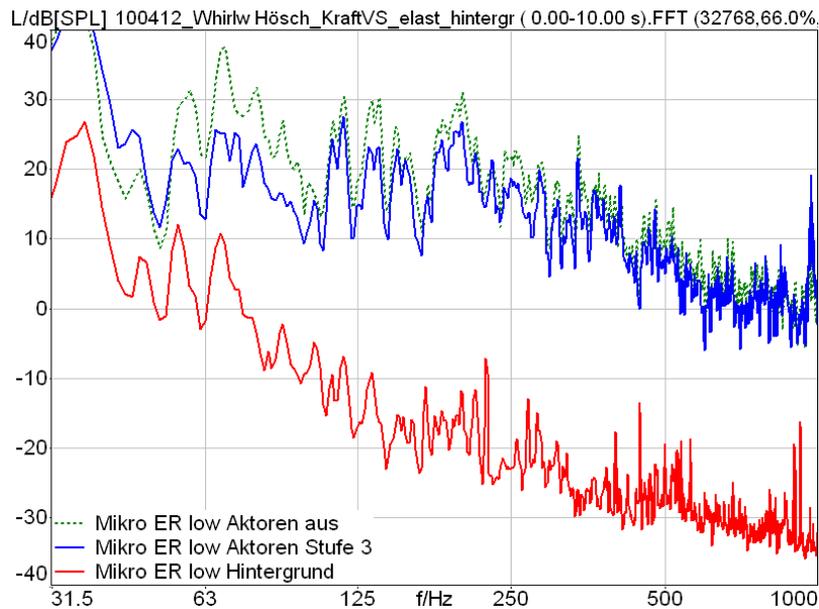


Bild 127: Schalldruckpegel im Empfangsraum bei Anregung der Whirlwanne (Email) mit vier Füßen und ohne elastische Zwischenschicht (starre Aufstellung). Aktives System mit Kraftvorspeisung, Anregung durch Pumpe und Gebläse mit voller Leistung

Die Messung der Schalldruckpegel im Empfangsraum bei starrem Aufbau zeigt eine deutlich höhere Wirksamkeit der aktiven Systeme. Oberhalb 50 Hz bis 500 Hz zeigt sich eine durchgehende Reduktion, die zum Teil Werte von mehr als 10 dB aufweist. Bei ganz tiefen Frequenzen um 40 Hz zeigt sich wiederum eine Überhöhung durch die Resonanz der Aktoren. Der A-bewertete Schalldruckpegel wird im Empfangsraum von 34,4 auf 32,2 dB(A) um 2,2 dB(A) verringert. Auch diese Reduktion ist subjektiv deutlich wahrnehmbar. Hier stellt sich wiederum die Frage, warum die Reduktion der aktiven Systeme im starren Aufbau deutlich größer ausfällt, als dies im Aufbau mit elastischer Zwischenlage der Fall ist. In Abschnitt 8.5 wird versucht, eine erste Erklärung dieses Sachverhalts zu geben.

Um die Wirksamkeit an dieser Wanne für die unterschiedlichen Whirlsysteme darzustellen wurden diese einzeln betrieben und die aktiven Systeme im Aufbau mit elastischer Zwischenlage untersucht. Für den Betrieb der Pumpe mit voller Leistung sind die Ergebnisse in Bild 128 gezeigt.

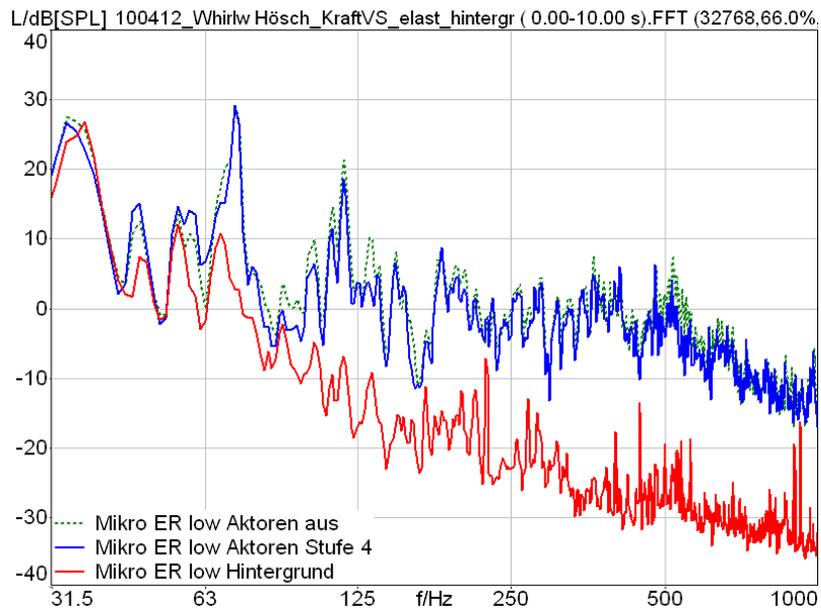


Bild 128: Schalldruckpegel im Empfangsraum bei Anregung der Whirlwanne (Email) mit vier Füßen und mit elastischer Zwischenschicht (passive und aktive Körperschall-Isolierung). Aktives System mit Kraft-Vorspeisung, Anregung durch Pumpe mit voller Leistung

Auch bei Betrieb nur der Pumpe mit voller Leistung war die Reduktion durch die aktiven Systeme nicht sehr groß, wie dies auch in Bild 125 zu sehen war. Der A-bewertete Schalldruckpegel wurde im Empfangsraum von 20,1 auf 18,7 dB(A) reduziert. Für das Gebläse alleine, bei voller Leistung sind die Schalldruckpegel in Bild 129 dargestellt.

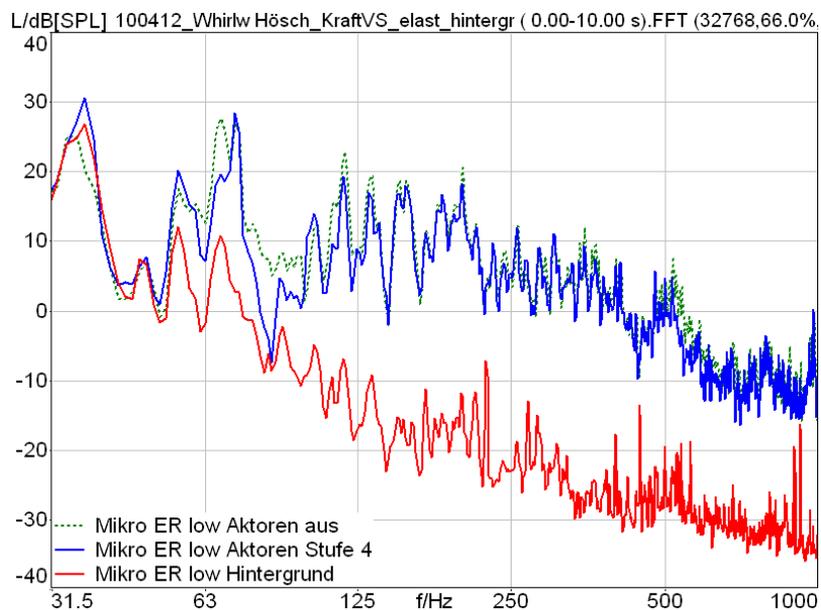


Bild 129: Schalldruckpegel im Empfangsraum bei Anregung der Whirlwanne (Email) mit vier Füßen und mit elastischer Zwischenschicht (passive und aktive Körperschall-Isolierung). Aktives System mit Kraft-Vorspeisung, Anregung durch Gebläse mit voller Leistung

Auch bei Verwendung der aktiven Systeme bei Betrieb des Gebläses mit voller Leistung tritt wiederum tendenziell eine geringe Reduktion der Pegel auf. Eine Ausnahme ist bei ca. 90 Hz zu erkennen, bei der die Pegel mit aktivem System deutlich geringer sind als ohne. Insgesamt verhält sich die Reduktion aber ähnlich, wie dies zu erwarten ist, und die Pegel werden von 23,6 dB(A) auf 22,5 dB(A) reduziert.

Eine weitere Variante bei den Untersuchungen an der Stahl-Email-Whirlwanne war der Einsatz von Masseringen an den vier Aktoren. Damit wird die Resonanzfrequenz der Aktoren zu tieferen Frequenzen verschoben, siehe Abschnitt 4.4.2. Der Vergleich der Schalldruckpegel im Empfangsraum ohne und mit Masseringen an den Aktoren ist in Bild 130 dargestellt.

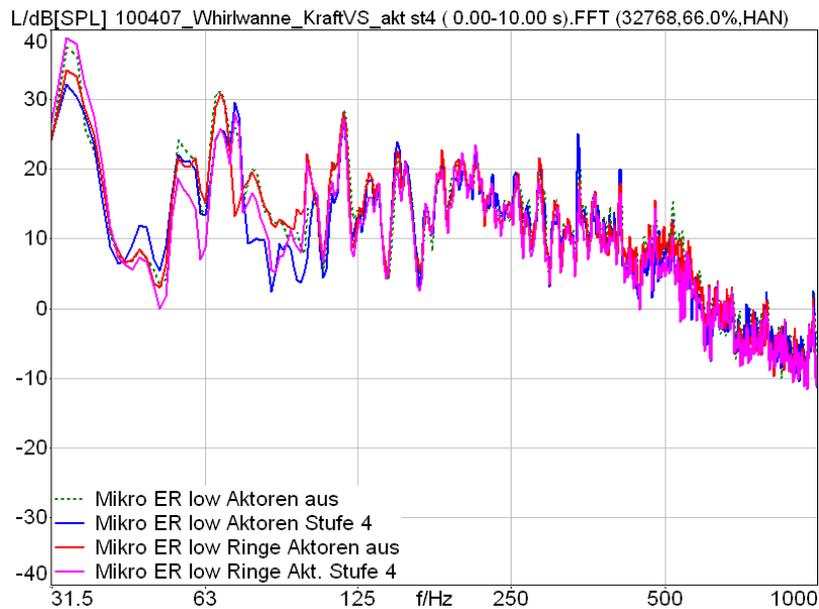


Bild 130: Schalldruckpegel im Empfangsraum bei Anregung der Whirlwanne (Email) mit vier Füßen und mit elastischer Zwischenschicht (passive und aktive Körperschall-Isolierung). Aktives System mit Kraft-Vorspeisung, Anregung durch Pumpe und Gebläse mit voller Leistung. Verwendung einer Zusatzmasse (Ring) an allen Aktoren.

Die Messungen ohne und mit Zusatzmasse an den Aktoren in Bild 130 zeigt geringfügige Unterschiede im tiefen Frequenzbereich bei Einsatz der aktiven Systeme, wie dies zu erwarten war. Dabei treten diese Unterschiede nur unter ca. 100 Hz auf. Bei ca. 50 Hz zeigt sich, dass die aktiven Systeme ohne Massering eine Überhöhung erzeugen, die bei den Systemen mit Massering bei ca. 40 Hz auftritt. Oberhalb dieser aus den Systemen bedingten Unterschiede treten noch weitere kleine Unterschiede auf. Oberhalb von ca. 100 Hz führen beide Varianten zu sehr ähnlichen Ergebnissen. Insgesamt festzuhalten gilt, dass die Wirksamkeit an der Wanne aus Stahl-Email am geringsten war, an der Duschwanne mit zwei Füßen aber mit einer Verbesserung von 7,9 dB(A) die größte Verbesserung durch die aktiven Systeme am Aufbau mit elastischer Zwischenschicht (aktiv + passiv) erzielt werden konnten.

8.5 Unterschiede in der Wannenkonstruktion und Folgerungen für die Wirksamkeit von aktiven Systemen

Bei den in den Abschnitten 8.2 bis 8.4 beschriebenen Messungen viel auf, dass die Wirksamkeit der aktiven Körperschall-Isolationen in Verbindung mit der elastischen Zwischenlage (aktives + passives System) deutlich unterschiedlich ausfiel. Dabei wurden in allen 3 Fällen dieselben Systeme eingesetzt und mit denselben Verstärkungsfaktoren gearbeitet. Um dies zu Erklären wurde für den Modellaufbau und die beiden Whirlwannen der Kraftpegel am Kraftaufnehmer ausgewertet. Für den Modellaufbau ist er in Bild 131 dargestellt.

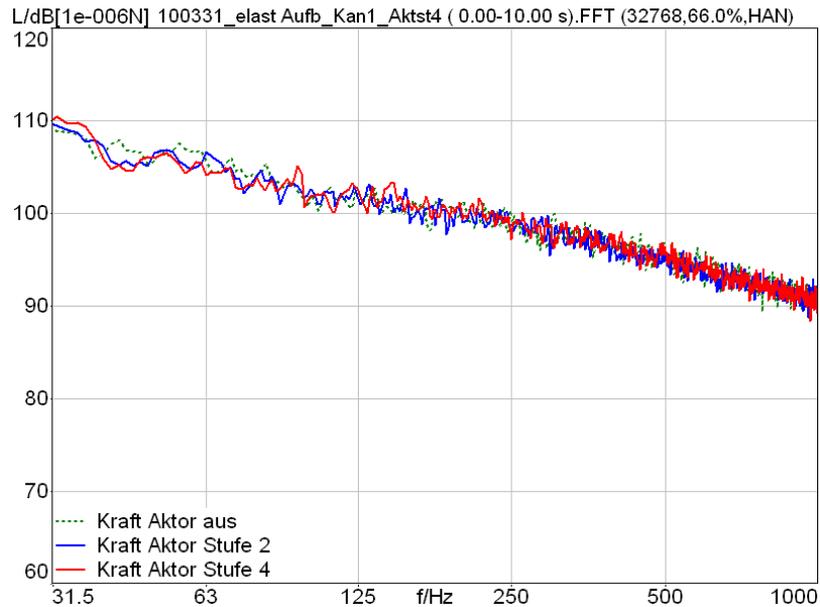


Bild 131: Kraftspektrum im Modellaufbau mit elastischer Zwischenschicht bei Kraft-Vorspeisung durch das aktive System

Der Kraftpegel im Modellaufbau zeigt keine wesentliche Änderung bei Betrieb des aktiven Systems. Bei beiden Verstärkerstufen ändert sich der Kraftpegel zum Fall Verstärker aus nicht oder nur geringfügig. Dagegen wird bei der Acryl-Whirlwanne der Kraftpegel am Kraftaufnehmer durch das aktive System verändert. Dies ist in Bild 132 gezeigt.

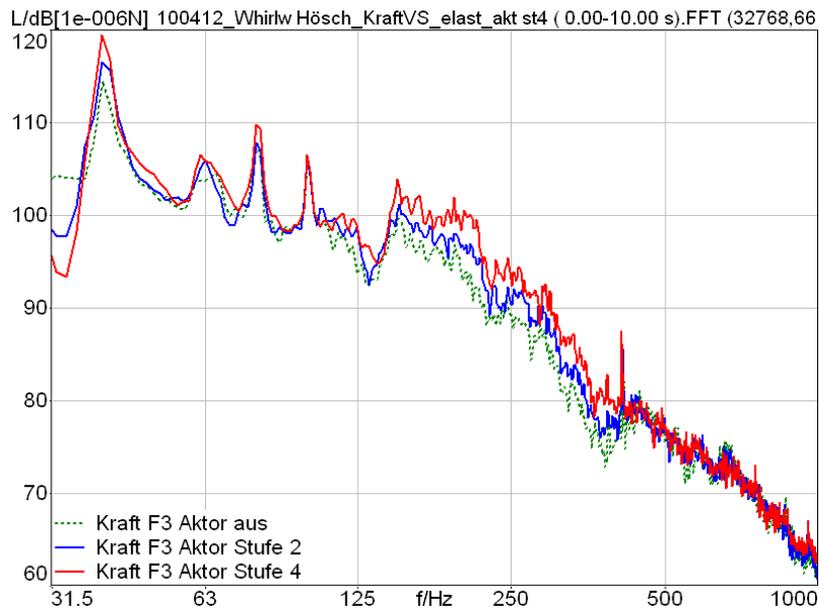


Bild 132: Kraftspektrum am Fuß der Whirlwanne aus Acryl mit elastischer Zwischenschicht bei Kraft-Vorspeisung durch das aktive System

Bei der Acyl-Whirlwanne steigt der Kraftpegel am Kraftaufnehmer durch die Aktor-Vorspeisung deutlich an. Dies ist vor allem im Frequenzbereich von ca. 160 bis 400 Hz der Fall. Für die Stahl-Email-Whirlwanne sind die Ergebnisse der Kraftpegel in Bild 133 dargestellt.

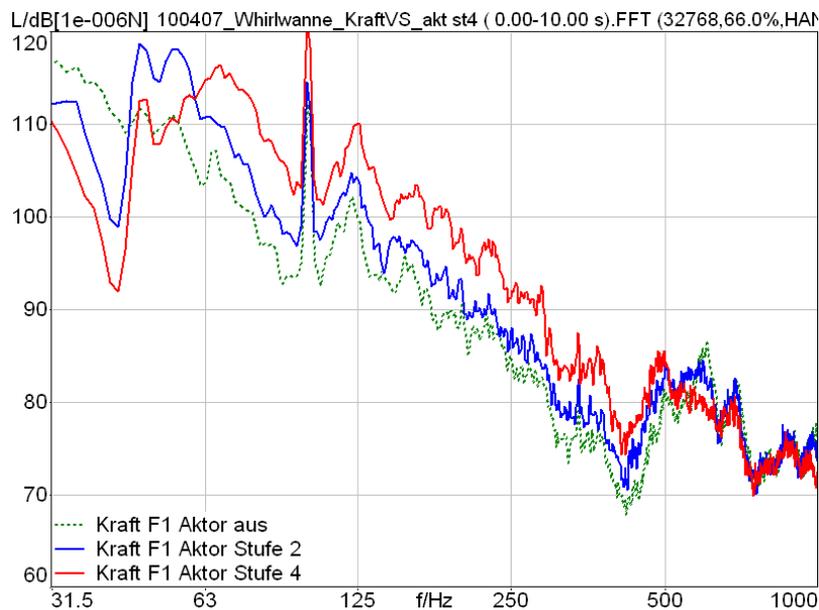


Bild 133: Kraftspektrum am Fuß der Whirlwanne aus Stahl-Email mit elastischer Zwischenschicht bei Kraft-Rückspeisung durch das aktive System

Bei dieser Whirlwanne, bei der die Wirksamkeit der aktiven Systeme am geringsten war, steigt die Kraft am Kraftaufnehmer am deutlichsten an. Dies ist im gesamten Frequenzbereich von 63 bis 500 Hz der Fall. Daher wurde nochmals die Konstruktion der Wannen genauer untersucht.

Dabei stellte sich heraus, dass die Acryl-Wanne eine eher Steife Anbindung des Rahmens an die Wanne besaß. Allerdings stellt das Profil, an das die Füße starr befestigt waren, eine Art Kragarm dar, der selbst wie eine Feder wirken kann. Bei der Stahl-Emailwanne wurde dagegen eine Fußkonstruktion verwendet, die selbst als schalldämmendes Element wirken soll. Diese ist in Bild 134 dargestellt. So sind die relativ steifen Fußhalterungen mit dem Wannenkörper nur über Klemmverbindungen verbunden. Die beiden Füße sind über eine Gewindestange miteinander verspannt, die größte Kontaktfläche der Füße unterhalb der Druckteller ist zur Wanne hin durch elastische Zwischenlagen entkoppelt.



Bild 134: Aufnahme der Fußkonstruktion an der Badewanne aus Stahl-Email. Die Konstruktion der Füße an der Whirlwanne aus Stahl-Email war vergleichbar.

Damit stellen die Fußkonstruktionen der beiden Whirlwannen eine mehr oder weniger zweifach elastisch entkoppelte Konstruktion dar, wenn die elastischen Zwischenlagen am Fuß eingesetzt werden. Das aktive System arbeitet dabei an der Masse zwischen diesen beiden Federn. Ein einfaches Modell dieses Aufbaus ist in Bild 135 dargestellt.

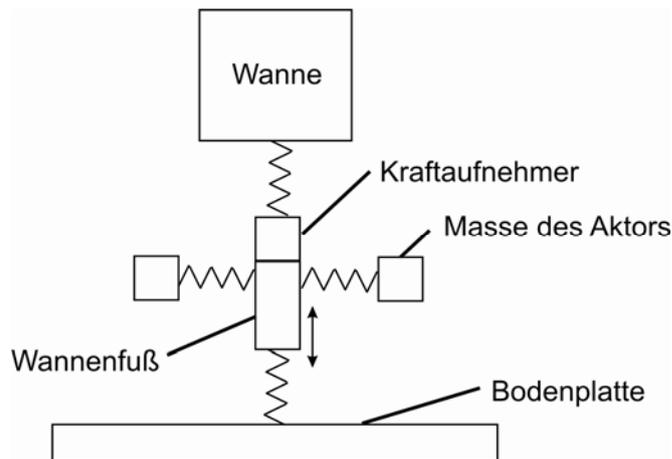


Bild 135: Modell eines Wannenfußes mit passiver und aktiver Körperschallisolierung und einem Federnden Element zwischen Wannenfuß und Wannenkörper

Die Obere Masse stellt hier die Wannenmasse dar. Danach folgt eine Feder, daran anschließend die Masse des Wannenfußes. An dieser ist der Aktor befestigt. Der Wannenfuß selbst ist über die

elastische Zwischenschicht von der Bodenplatte entkoppelt. Bei Aktivierung des Aktors leitet dieser eine Kraft in den Wannenuß ein, was zu einer Schwingung des Wannenußes und einer Erhöhung der Kraft am Kraftaufnehmer führt, die Körperschalleinleitung in die Bodenplatte aber nur geringfügig verringert. Erst bei starrem Aufbau auf einer Seite, also entweder an der Wanne, oder am Boden, kann das aktive System die Körperschalleinleitung deutlich reduzieren. Dies kann beispielhaft Bild 127 mit starrem Aufbau verdeutlichen. Aus praktischen Gründen war es nicht möglich, weitere Messungen an den beiden Whirlwannen durchzuführen. Dies würde auch in diesem Projekt zu weit führen, denn damit wären detaillierte Untersuchungen spezieller Quellen notwendig geworden, die in diesem Grundlagenprojekt nicht vorgesehen waren. Die Messungen und diese erste Analyse zeigen aber deutlich, dass die Wirksamkeit der aktiven Systeme stark von den verwendeten Quellen und deren Strukturen abhängt.

8.6 Zusammenfassung

Die Messungen im Installationsprüfstand, der einer bauähnlichen Situation entspricht, haben bestätigt, dass das untersuchte aktive System bei Verwendung der Kraft-Vorspeisung ein hohes Potential zur Reduktion der Körperschalleinleitung aufweist. Dabei führte diese Reduktion der Körperschalleinleitung entsprechend auch zu einer zum Teil deutlichen Reduktion der Schalldruckpegel im Empfangsraum, was der Schallübertragung in einen fremden Raum im Bau entspricht. Die erzielbare Reduktion des A-bewerteten Schalldruckpegels ist stark vom Anregungsspektrum sowie von der gesamten Übertragungssituation abhängig. Trotzdem wurde dieser Wert herangezogen, um das Potential der aktiven Körperschallisolierung im Bau mit einer gängigen Größe zu beschreiben. Da das aktive System der Kraft-Vorspeisung zu einer systembedingten Überhöhung bei der Resonanz der Aktoren führt, war ebenso wesentlich bei der Beurteilung durch den A-bewerteten Schalldruckpegel, wie stark ausgeprägt diese Überhöhung im Vergleich zu anderen Frequenzen war. Dies führte zu großen Unterschieden in der Reduktion der A-bewerteten Schalldruckpegel durch das aktive System. Für alle in diesem Kapitel beschriebenen Aufbauten lag die Verbesserung zwischen 1,0 dB(A) für die Whirlwanne aus Email und 7,9 dB(A) für den Aufbau der Duschwanne mit zwei Füßen. Die Ergebnisse für die Whirlwannen, vor allem der Whirlwanne aus Stahl-Email sind durch die Konstruktion der Wannenuße, die selbst akustisch von der Wanne entkoppelt sind, begrenzt. Bei Einsatz eines aktiven Systems muss die Konstruktion der Quelle auch berücksichtigt werden. Es ist zu vermuten, dass das aktive System eine deutlich größere Reduktion aufweist, wenn die Wanne selbst starr konstruiert ist. Für den Einsatz von aktiven Systemen bedarf es hier natürlich noch einer Abstimmung. Vor allem die Ergebnisse an der Duschwanne mit starrer Fußkonstruktion zeigen aber, dass mit dem aktiven System eine sehr deutliche Reduktion der Körperschalleinleitung möglich ist.

9 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wird die Verbesserung des baulichen Schallschutzes durch aktive Körperschallisolation haustechnischer Anlagen beschrieben. Die Untersuchungen basieren auf einem einfachen Modellaufbau, bei dem ein elektrodynamischer Schwingungserreger als Inertial-Aktor eingesetzt wird. Als Sensoren werden vor allem piezo-elektrische Sensoren verwendet, der Einsatz von alternativen Sensoren wird aber auch beleuchtet. Der Modellaufbau ist abgeleitet von einfachen Befestigungselementen, die vor allem bei Sanitärinstallationen im Bau eingesetzt werden. Als Kontroll-Methode werden die klassischen Größen der Schnelle-, Beschleunigungs- und Auslen-

kungsrückspeisung (Feedback) sowie der Kraft-Vorspeisung (Feed forward) verwendet. Die Signale werden mittels analoger Verstärkung verstärkt und in ihrer Phase gedreht, eine digitale Signalverarbeitung wurde nicht eingesetzt. Die aktiven Systeme werden lokal an den Verbindungselementen der Quellen eingesetzt, sie sind autonom und bei Verwendung mehrerer Systeme nicht vernetzt.

Zuerst werden die Grundlagen von Körperschall, der passiven und aktiven Körperschallisolierung und die Grundlagen der verwendeten Kontroll-Methoden beschreiben. Danach wird der Modellaufbau mit seinen Komponenten dargestellt. Voruntersuchungen an den verwendeten Quellen und der Empfangsstruktur zeigten, dass sich die verwendeten Sanitärinstallationen im Massivbau als Kraftquellen beschreiben lassen. Dies entspricht auch dem Verhalten des Modellaufbaus, so dass der gewählte Modellaufbau als realitätsnah bestätigt werden konnte.

Bei den Untersuchungen am starren Modellaufbau wurden die klassischen Kontroll-Methoden untersucht. Die Messungen zeigten, dass das Verhalten der Systeme, wie es die Theorie vorher sagt, bestätigt werden konnte. Die Schnellerückspeisung führt zu einer Erhöhung der Dämpfung der Strukturresonanzen. Die Auslenkungsrückspeisung führt zu einer Verschiebung der Resonanzfrequenzen zu höheren Frequenzen, konnte aber nur bei wenigen Resonanzen festgestellt werden. Die Beschleunigungsrückspeisung führte dagegen zu einer geringfügigen Reduktion der Resonanzfrequenzen. Die Kraft-Rückspeisung bewirkte eine geringfügige Reduzierung des Schnellepegels bei den Resonanzfrequenzen. Allerdings traten hier schon bei einer geringen Verstärkung Stabilitätsprobleme auf.

Bei der untersuchten Kraft-Vorspeisung zeigte sich eine über den gesamten tiefen Frequenzbereich reichende Reduzierung der Schnelle auf der Empfangsplatte, wie dies auch die Theorie vorhersagt. Bei der Resonanz des Aktors (bei ca. 50 Hz) wurde eine Überhöhung des Signals festgestellt, da hier die Phase gedreht wird. Dieses Problem trat bei allen Messungen auf. Prinzipiell könnte durch Filterung der Signale hier eingegriffen werden, in diesem Projekt wurde stattdessen die Resonanz des Aktors durch Erhöhung der Masse aus dem bauakustisch relevanten Frequenzbereich auf unter 50 Hz geschoben. Sollte es zum Einsatz eines solchen Systems kommen, muss dieser Resonanz Aufmerksamkeit geschenkt werden und eventuell weitere Maßnahmen getroffen werden, um dieses Problem zu entschärfen.

Das Einbringen der elastischen Zwischenlage in den Aufbau bewirkte eine Überhöhung des eingeleiteten Signals bei der Resonanzfrequenz des elastischen Aufbaus. Oberhalb der Resonanz ergibt sich die gewünschte deutliche Reduzierung des Schnellepegels auf der Empfangsplatte bis ca. 1000 Hz, bei der das Hintergrundgeräusch erreicht wird. Die Kombination von aktiver und passiver Körperschallisolierung (KSI) zeigt bei Schnellerückspeisung nur geringe Wirkung und Reduktion des Schnellepegels auf der Empfangsplatte. Es wird vermutet, dass die Wirkung des Aktors durch die elastische Zwischenschicht selbst gemindert wird. Die Kraftvorspeisung dagegen ermöglicht eine deutliche Reduktion des Schnellepegels im gesamten Frequenzbereich mit Ausnahme der Eigenresonanz des Aktors. Ab einer bestimmten Verstärkung wird der Schnellepegel auf der Platte erhöht. Es wird vermutet, dass der Aktor dann das Primärsignal überkompensiert und zur dominierenden Schallquelle wird.

Weiterhin wurde untersucht, wie die Ergebnisse am Modellaufbau auf reale Quellen und eine reale Gebäudesituation übertragbar sind. Hierzu wurde ein realitätsnahes Anregesignal verwendet,

das deutlich tieffrequenter ist. Für diesen Aufbau wurde das Einfügungsdämm-Maß bestimmt sowie die eingeleitete Körperschall-Leistung gemessen und A-bewertet. Die Ergebnisse zeigen das hohe Potential der Körperschall-Isolierung durch ein aktives System, auch in Verbindung mit einem passiven Element. Das passive Element reduziert den A-bewerteten Summschallleistungspegel des starren Aufbaus von 56,6 dB(A) um 6,7 dB(A) auf 49,9 dB(A). Das weitere Zuschalten des aktiven Systems (passiv + aktiv) bewirkt eine weitere Reduzierung um 7,4 dB(A). Damit erreicht das passive + aktive System eine Gesamtverringerung der Körperschall-Leistung von 14,1 dB(A). Hierbei fand die Kraft-Vorspeisung Anwendung, die das größte Potential für die aktive Körperschallisolation aufweist.

Weitere Messungen im Installationsprüfstand und an realen Quellen haben bestätigt, dass das untersuchte aktive System bei Verwendung der Kraft-Vorspeisung ein hohes Potential zur Reduktion der Körperschalleinleitung besitzt. Hier wurde auch die Reduktion der Schalldruckpegel in einem Empfangsraum einer bauähnlichen Übertragungssituation berücksichtigt. Die erzielbare Reduktion des A-bewerteten Schalldruckpegels ist stark vom Anregungsspektrum sowie von der gesamten Übertragungssituation und dem Einfluss der Überhöhung des Signals bei der Aktor-Resonanz abhängig. Diese Einflüsse führten zu großen Unterschieden in der gemessenen Reduktion der A-bewerteten Schalldruckpegel durch das aktive System. Für alle beschriebenen Aufbauten lag die Verbesserung zwischen 1,0 dB(A) für die Whirlwanne aus Email und 7,9 dB(A) für den Aufbau der Duschwanne mit zwei Füßen. Die Ergebnisse für die Whirlwannen sind durch die Konstruktion der Wannenfüße beeinflusst. Für den Einsatz von aktiven Systemen bedarf es hier einer Abstimmung. Die Ergebnisse zeigen, dass mit dem verwendeten einfachen aktiven System mit Kraft-Vorspeisung eine sehr deutliche Reduktion der Körperschalleinleitung möglich ist. Dabei erscheint die Kombination von aktiven und passiven Maßnahmen sinnvoll, da die passiven Maßnahmen die höheren Frequenzen abdecken, das aktive System dagegen tieffrequent wirksam ist und sich beide Systeme gut ergänzen.

Die Ergebnisse dieser Arbeit sollten Anlass geben, die verwendeten Strategien zur Reduktion der Körperschalleinleitung von haustechnischen Anlagen zu überdenken und den Einsatz von aktiven Systemen mit in Betracht zu ziehen. Die Ergebnisse zeigen ein großes Potential für die Reduktion der Körperschalleinleitung von Installationen auf, das in Zukunft genutzt werden könnte, um die Körperschalleinleitung von Installationen deutlich zu reduzieren und die akustische Situation in Gebäuden zu verbessern. Ob und wie aktive Systeme Anwendung finden werden, ist dagegen von vielen Faktoren, vor allem den Kosten und Verlässlichkeit der Systeme abhängig. Deshalb wird es auf die spezielle Situation und Anwendung ankommen, in der sich die aktive Körperschallisolation durchsetzen kann.

10 Literatur

- [1] Interdisziplinärer Arbeitskreis für Lärmwirkungsfragen im Umweltbundesamt: Beeinträchtigung des Schlafes durch Lärm. Zeitschrift für Lärmbekämpfung 29 (1982), S 13-16.
- [2] Hansen, C. H., Snyder, S. D.: Active Control of Noise and Vibration. E&FN Spon London, 1997.
- [3] Fuller, C.R., Elliot, s. J., Nelson, P. A.: Active Control of Noise and Vibration. Academic Press London, 1995.
- [4] Guicking's Online Reference Bibliography on Active Control of Sound and Vibration. 5th edition on CD ROM (August 2008) mit dem Programm GORBI 1.2.
- [5] Lueg, P.: Verfahren zur Dämpfung von Schallschwingungen.. Deutsches Patent DRP No. 655 508 (1933).
- [6] Lueg, P. Process of Silencing Sound Oscillations. US Patent No. 2043 416 (1936).
- [7] Guicking, D.: Aktive Lärm- und Schwingungsminderung. Manuskript mit letzten Änderungen am 12. Juni 2003. Drittes Physikalisches Institut der Universität Göttingen, unter <http://gina.ikmfbs.ing.tu-bs.de/triz/upload/Laermminderung.pdf> abrufbar.
- [8] Bay, K.; Krämer, M.M.; Brandstät, P.: Compact silencer for heating systems. Joint Congress CFA/DAGA 2004, Straßburg, p. 459-460.
- [9] Brandstät, P.; Bay, K.; Kristen, R.: Aktiv-Schalldämpfer mit einstellbarem Dämpfungsspektrum. IBP-Mitteilung 32 (2005) Nr. 458.
- [10] Leistner, P.: Gestaltungs- und Einsatzvarianten aktiver Resonatoren. Fortschritte der Akustik - DAGA 2006, S. 141-142.
- [11] Bay, K.; Brandstät, P.; Krämer, M.: Modellierung aktiver Kompaktschalldämpfer. Fortschritte der Akustik - DAGA 2006, S. 643-644.
- [12] Bay, K.; Brandstetter, D.: Active Sound Insulation of wall and enclosure openings. Tagungsband Euronoise 2006, Tampere, Finland.
- [13] Bay, K.; Leistner, P.; Krämer, M.; Rambauser, N.: Anpassungen und Anwendungen von Aktiv-Schalldämpfern. Fortschritte der Akustik - DAGA 2007, S. 699-700.
- [14] Bay, K.; Leistner, P.: Aktive Schalldämpfer in Strömungskanälen. Fortschritte der Akustik - DAGA 2008 S. 881-882
- [15] Palumbo, D., Cabell, R., Cline, J., Sullivan, B.: Active Structural Acoustic Control of Interior Noise on a Raytheon 1900D. NASA/TM-2000-209846 ARL-TR-2205.

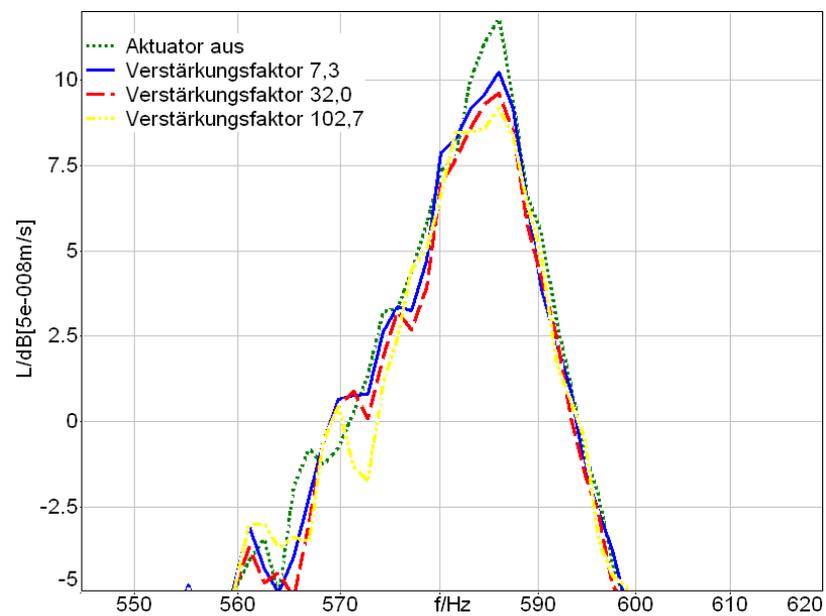
- [16] Tewes, S., Maier, R., Pfeiffer, A.: Active control of sound transmission through aircraft structures. Tagungsband Eurnoise in Tampere, 2006.
- [17] Kletschkowskia, T., Sachaub, D.: Active Noise Control in Aircraft Cabin: State of the Art and Combination with Audio Entertainment. Tagungsband Eurnoise in Edinburgh, 2009.
- [18] Misol, M., Algermissen, s., Monner, h. P., Naake, A.: Reduction of Interior Noise in an Automobile Passenger Compartment by Means of Active Structural Acoustic Control (ASAC). . Fortschritte der Akustik – NGA-DAGA 2009, S. 580-583.
- [19] Hanselka, H.; Melz, T.; Matthias, M.; Bein, T.: Aktive Systeme im Maschinenbau und deren Zuverlässigkeit. ITG/GMA-Fachtagung Sensoren und Messsysteme (2002), S. 253 - 258.
- [20] Heckl, M.: Körperschallübertragung bei homogenen Platten beliebiger Dicke. *Acustica* 49, S. 183 – 191, 1981.
- [21] Späh, M.: Characterisation of Structure-Borne Sound Sources in Buildings. PhD-Thesis The University of Liverpool, 2006.
- [22] DIN EN 15657-1: Akustische Eigenschaften von Bauteilen und von Gebäuden – Messung des Luft- und Körperschalls von haustechnischen Anlagen im Prüfstand – Teil 1: Vereinfachte Fälle, in denen die Admittanzen der Anlagen wesentlich höher sind als die der Empfänger am Beispiel von Whirlwannen. Beuth Verlag Oktober 2009.
- [23] Krahé, D.: Zur Entwicklung der aktiven Lärmbekämpfung. *Zeitschrift für Lärmbekämpfung* 53 (2006).
- [24] Nykänen, H.: Considerations on the reduction of structure-borne sound radiation using passive and semi-active treatments and active structural actuators and sensors. Proceedings of Forum Acusticum, Budapest, 2005.
- [25] Aoki, Y., Gardonio, P., Elliott, S. J.: Stability of a Piezoelectric Patch-Accelerometer Active Damping Control System in Smart Panel. Proceedings of Eurnoise in Tampere, 2006
- [26] David, P., Collet, P., Bethillier, M.: Active acoustical skin using distributed electro-dynamical transducers. Tagungsband Eurnoise in Tampere, 2006
- [27] Konstanzer, P., Grünwald, M., Jänker, P., Storm, S.: Piezo tuneable vibration absorber system for aircraft interior noise reduction. Proceedings of Eurnoise in Tampere, 2006
- [28] Elliot, S. J., Gardonio, P., Sors, T. C., Brennan, M. J.: Active vibroacoustic control with multiple local feedback loops. *Journal of the Acoustical Society of America*, 111, 2002.
- [29] Aoki, Y.: Gardonio, P., Elliott, S. J. : Rectangular plate with velocity feedback loops using triangular shaped piezoceramic actuators: Experimental control performance. *Journal of the Acoustical Society of America*, 123, 2008

- [30] Jakob, A., Möser, M. M., Ohly, C., Panek, L.: Aktive Doppelglasfenster: Vergleich zwischen Luft- und Körperschallgegenquellen. . Fortschritte der Akustik - DAGA 2003, S. 438-439.
- [31] Bös J., Herold, S., Heuss, O., Kauba, M., Mayer, D.: Active control of the sound transmission through a double-glazing window. NGA-DAGA 2009, S. 1224 – 1227.
- [32] Kim, S.-M., Elliot, s: J., Brennan, M. J.: Decentralized Control for Multichannel Active Vibration Isolation. IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 9, No. 1, 2001
- [33] Siehe z.B. Internetseiten der Fa. Eras <http://www.eras.de>.
- [34] Siehe z.B. Internetseiten der Fa. Bilz <http://www.bilz-schwingungstechnik.biz>.
- [35] Bös, J., Janssen, E., Kauba, M., Mayer, D.: Active vibration reduction applied to the compressor of an air-conditioning unit for trams. Proceedings of Euronoise / Acoustics 08 in Paris, 2008.
- [36] VDI 2064: Aktive Schwingungsisolierung. Verein Deutscher Ingenieure VDI, Januar 2008.
- [37] Scholl, W.: Neues europäisches Labormessverfahren für Abwassergeräusche. Bauphysik 20 (1998), S. 246 – 253.
- [38] Kurz, R.: Wasser ist nicht still. Trockenbau (3), 2000, S. 90 - 93.
- [39] Hanel, B., Mai, H.-J.: Wirtschaftliche und schallschutztechnisch sichere Installationen im Wohnungsbau. Bautechnik BBB (1), 2003.
- [40] Fagerlund, A.: Pipewall transmission loss as used in valve noise prediction. Proceedings of Internoise 1999, S. 665 – 670.
- [41] Baumann, H. D., Hoffmann, H.: Method for the estimation of frequency-dependent sound pressures at the pipe exterior of throttling valves. Noise Control Engineering Journal 47, 1999, S. 49 – 55.
- [42] Weber, L.; Mohr, J.: Measurement of waste water noise according to EN 14366. Fortschritte der Akustik. DAGA 2004 (CD-Rom, p. 477–478).
- [43] Weber, L.; Leistner, P.: Water installations in Buildings – A System of Vibro-Acoustic Sources. Tagungsband Internoise 2004, (CD-Rom, paper 757).
- [44] Weber, L.; Teller, P.: Lärmbelästigung vermeiden – Woran man geräuscharme Bade- und Duschwannen erkennt. IKZ-Haustechnik (2005), Nr. 20, S. 30-33
- [45] Weber, L.: Wasserarmaturen im Geräushtest. IKZ-Haustechnik (2005), Nr. 22, S. 59-62
- [46] Öhler, S.; Mohr, J.; Weber, L.: Vor- und Inwandinstallationen als Geräuschquellen in Bauten. DAGA 07 in Stuttgart, DEGA, 2007, CD-ROM.

- [47] Weber, L.: Das Gehör schläft nie - ein Plädoyer für leise Installationen. 29. Uponor Arlberg Kongress, St. Christoph (Österreich), 25. - 31.03.2007, Tagungsband, S. 137-148.
- [48] Öhler, S.; Weber, L.; Mohr, J.: Vor- und Inwandinstallationen als Geräuschquellen in Bauten. IBP-Mitteilungen 35, 2008, Nr. 492.
- [49] Öhler, S.; Weber, L.; Mohr, J.: Messung von Installationsgeräuschen im Prüfstand. Fortschritte der Akustik, DAGA 2008, S. 691-692.
- [50] Cremer, H., Heckl, M.: Körperschall - Physikalische Grundlagen und Anwendungen, Springer, Berlin, Heidelberg, New York, 1996.
- [51] Poy, A.: Beschreibung der Körperschalleinleitung an einem und an zwei Anregungspunkten-Diplomarbeit 2002. Fraunhofer Institut für Bauphysik und HFT Stuttgart.
- [52] Datenblätter Sylomer. Unter <http://www.getzner.com>
- [53] Datenblätter Sylomer. Unter <http://www.rrg.de>
- [54] M. Späh, H.M. Fischer: Erfahrungen mit dem Empfangsplattenprüfstand zur Ermittlung der Körperschall-Leistung von Körperschallquellen in Gebäuden. Fortschritte der Akustik, DAGA 2006.
- [55] DIN 4109: Schallschutz im Hochbau; Anforderungen und Nachweise; November 1989

11 Anhang

A: Weitere Messergebnisse



Anhang A1: Ausschnitt des Schnellepegels im Fernfeld bei der Resonanzspitze 586 Hz (für den Aufbau ohne elastische Zwischenlage) bei Schnellerückspeisung. Dargestellt sind die Pegel für verschiedene Verstärkungen des Rückspeisesignals.

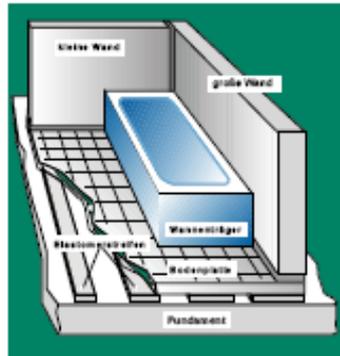
B: Verwendete Messgeräte

Multikanal-Analysesystem, Head Acoustics, SQlab III 3502 MMMIII
Echtzeit Analysator, Norsonic, Typ 840
Echtzeit Analysator, Norsonic, Typ 830
Beschleunigungsaufnehmer, Brüel & Kjær, Typ 4383
Beschleunigungsaufnehmer, Brüel & Kjær, Typ 4370
Beschleunigungsaufnehmer, Brüel & Kjær, Typ 4371
Kraftaufnehmer, Brüel & Kjær, Typ 8200
Mikrofon, GRAS, Typ 26CA
Mikrofon, Brüel & Kjær, Typ 4179
Mikrofonvorverstärker, Brüel & Kjær, Typ 2660
Ladungsverstärker, Brüel & Kjær, Typ 2635
Ladungsverstärker, Brüel & Kjær, Typ Nexus 2602
Inertialshaker, Data Physics, Typ IV40
Mini-Shaker (Schwingerreger), Brüel & Kjær, Typ 4810
Leistungsverstärker (für Aktor), Brüel & Kjær, Typ 2706
Leistungsverstärker, Klein + Hummel, Typ AK240
Körperschallkalibrator, Brüel & Kjær, Typ 4294

C: 3D-Prüfstand zur schalltechnischen Kennzeichnung von Sanitärinstallationen und technischen Geräten

3D-Prüfstand

zur schalltechnischen Kennzeichnung von Sanitärinstallationen und technischen Geräten



Schematische Darstellung des 3D-Prüfstandes mit eingebautem Badewannenträger

Anwendungsbereich

- Messung des von Sanitärinstallationen und technischen Geräten in das Bauwerk eingeleiteten Luft- und Körperschalls
- Getrennter Nachweis der Schallübertragung in drei Raumrichtungen (in den Boden und die beiden Seitenwände des Prüfstandes)
- Lokalisierung und Beseitigung von Schallbrücken
- Entwicklung und Optimierung von Schallschutzmaßnahmen
- Schalltechnische Charakterisierung von Körperschallquellen
- Ermittlung von Eingangsdaten zur Berechnung der Schallausbreitung in Gebäuden

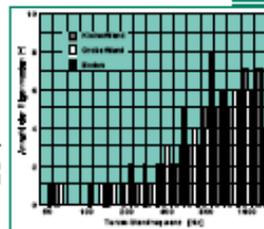
Aufbau und Eigenschaften

- Der Prüfstand besteht aus drei frei schwingenden, körperschallisolierten Stahlbetonplatten (Trennfugen mit Elastomereinlage)
- Die Platten sind so angeordnet, daß sie einen Ausschnitt aus einer Raumecke darstellen
- Abmessungen und Beschaffenheit der Platten entsprechen üblichen Sanitärräumen
- Die schalltechnischen Eigenschaften der Platten (Isolierung, Modendichte und Dämpfung) sind auf das Meßziel abgestimmt
- Diffuses Körperschallfeld oberhalb von etwa 500 Hz (Terzbänder)

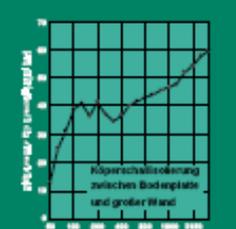
Angelegen	Bauteile		
	kleine Wand	große Wand	Wannenplatte
Masse (kg)	1.000	1.000	1.000
Länge (m)	0,75	0,90	0,75
Breite (m)	0,75	0,90	0,75
Fläche (m ²)	0,56	0,81	0,56
Stärke (m)	0,10	0,10	0,10
Stärke (cm)	10	10	10
Eigenmoden (1/3 Okt.)	100	100	100
Eigenmoden (1/1 Okt.)	10	10	10

Technische Daten des 3D-Prüfstandes

Anzahl der Eigenmoden je Terzband



Geräuschanregung einer Badewanne



Messung und Auswertung

- Praxisgerechte, reproduzierbare Geräuschanregung durch Installations- oder Körperschallgeräuschnormal (z.B. bei Bade- und Duschwannen)
- Erfassung von vier verschiedenen Meßgrößen: Luftschallpegel im Aufstellungsraum und Körperschallschnelle auf den drei Platten
- Bestimmung der mittleren Pegel durch räumliche und zeitliche Mittelung der Meßsignale
- Rechnerische Trennung der durch Luft- und Körperschallanregung erzeugten Anteile des Schnellepegels

Übertragung der Meßergebnisse

- Übertragung der Meßergebnisse auf andere Bausituationen durch Kalibrierung des Prüfstandes mit einer Referenzquelle
- Im Messivbau und bei Körperschallquellen mit geringer Ausgangsimpedanz ist die Differenz der mit Original- und Referenzquelle gemessenen Pegel unabhängig von der Bausituation
- Die praktische Anwendung des Verfahrens zeigt vielversprechende Ergebnisse



Fraunhofer Institut für Bauphysik

D: Datenblatt der Firma ION für Geophon Typ SM-7/U-B 10 Hz



- Available in 10-Hz, 14-Hz, 20-Hz, 30-Hz, and 50-Hz versions; all with high spurious frequencies for extended response
- Ideal for faster sample rate systems and high resolution surveys
- Vertical and horizontal units are produced, allowing multi-component use
- Compatible with other I/O Sensor geophones of like frequency
- 2-year limited warranty



The SM-7 geophone is available where broader bandwidth is required in high-resolution applications. It is an advanced, high spurious geophone manufactured in a range of natural frequencies from 10 Hz to 50 Hz. The unique, patented spring design used in the SM-7 geophone provides a clean, wide band response combined with excellent distortion characteristics. This geophone is well suited to high sample rate, digital recording. Vertical and horizontal versions of this geophone are produced, making them suitable for multi-component applications.

The SM-7 geophones can be installed in a variety of Sensor land cases; the 50-Hz element is larger and can be installed into the PE-11 land case.

E: Datenblatt der Firma HBM für DMS Typ K-XY33-6/350



Dehnungsmeßstreifen
Strain Gauges
Jauges d'extensométrie

Bestellnummer
Order no.
No. de référence: **K-XY33-6/350**

Typ
Type
Type: **6/350XY33**

Stückzahl
Contents
Quantité: **5**

Temperaturkoeffizient
des ± Faktors
Temperature coefficient
of gauge factor
Coefficient de température
du facteur ±: **101 ±10 [10⁻⁶ / °C]
(-10...+45°C)**

Fabrikant
Lot
Lot de la feuille: **A381/10**

Herstellungsjahr
Batch
Lot de fabrication: **812043193**

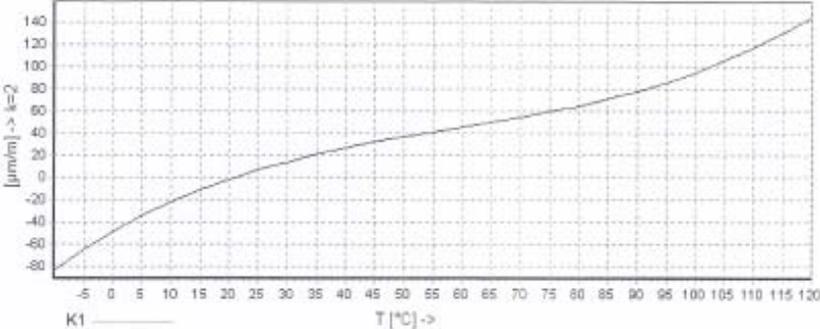
Widerstand
Resistance
Résistance: **350 Ω ± 0.35 %**

±-Faktor
Gauge factor
Facteur ±: **Gitter A: 2.10 ± 1 %
Gitter B: 2.10 ± 1 %**

Querschnittswinkel
Transverse sensitivity
Sensibilité transversale: **Gitter A: 0.1 %
Gitter B: 0.9 %**

Temperaturkompensation: Angewandt für
Temperature Compensation: Compensated for
Compensation de température: Compensé pour: **Aluminium mit
Aluminium with
Aluminium avec**

α = **23 [10⁻⁶ / °C]**



$\epsilon_g(T) = -45.4 + 2.82 \cdot T - 3.58 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 + 2.03 \cdot 10^{-4} \cdot T^3 + 0.172 \cdot (T-20) \mu\text{m/m} \pm 0.3 (\mu\text{m/m}) \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$

Alle technischen Daten nach DIN, IEC, bei Bestellung für abweichenden Toleranzangaben auch nach VDI/VDE 2633. Geben Sie bei Rückfragen das DMS-Typ und Herstellungs-Lot an.
All technical data in accordance with DIN, IEC, also compliant with VDI/VDE 2633 if deviating tolerances are observed. In case of further inquiries please indicate gauge type and batch number.
Tous les caractéristiques techniques selon DIN, IEC et VDI/VDE 2633 pour les indications différentes de tolérance. Pour toutes questions, indiquer le type de la jaugé ainsi que le lot de fabrication.

Temperaturgang der Dehnungskoeffizienten bei Applikationen mit umgang angegebenem Wärmeausdehnungskoeffizienten ε. Gemessen bei kontinuierlicher Temperaturerhöhung.
Kurve 1: DMS mit nicht leitbarem Teflonverbindungsblech.
T = Temperatur in °C

Comportement en température des jauges d'extensométrie appliqués sur des matériaux dont les coefficients de dilatation thermique ε sont indiqués au verso. Mesuré au d'une variation continue de la température.
Curve 1: Jauges avec film de colle de Teflon.
T = température en °C

The Thermal extens refers to strain gauges when bonded to materials with coefficient of thermal expansion ε given overleaf. Values are measured at a continuous temperature progression.
Curve 1: Gauge with Teflon connecting wafer.
T = temperature in °C

RM4220

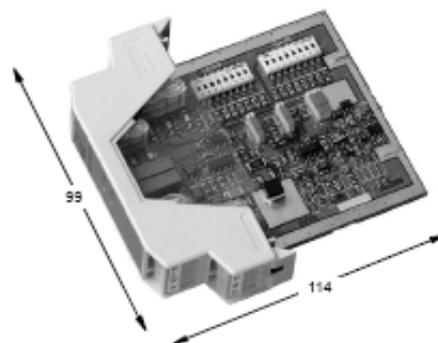
Verstärker für
DMS-Aufnehmer



Charakteristische Merkmale

- Verstärker für bis zu vier 350- Ω -Aufnehmer
- Montage auf Tragschiene
- Ausgang ± 10 V, 0...10 V und 4...20 mA
- Justage über DIP-Schalter und Potentiometer
- Montagefreundlicher Steckklemmenanschluß

Abmessungen (in mm)



Draufsicht



Ansicht Montagesette
(mit Tragschielenklemme)



23

B0839-1.1 de

