

Wölfel Beratende Ingenieure GmbH + Co. KG

Forschungsprojekt

„Aktive Reduktion von Körperschall mit Piezofaser-Funktionswerkstoffen“ AKUSTIK

*Antragstitel „Entwicklung piezokeramischer Schwingungssysteme zur
Eliminierung von Körperschallemissionen“*

**Gefördert durch die
Deutsche Bundesstiftung Umwelt**



**Förderkennzeichen
21854-21/0**

Schlussbericht

Autoren:

**Engelhardt, Jürgen, WBI
Friedmann, Herbert, WBI
Ries, Marcus, WBI
Pankoke, Steffen, WBI
Petricevic, Raino, NMWü**

**Projektkoordination:
Herbert Friedmann**



Gliederung

1.	Umweltproblematik – Problemstellung vor Projektbeginn	3
2.	Projektziel	4
3.	Projektverlauf	5
3.1	Patentrecherche	5
3.2	Planung	7
3.3	Evaluation und Auswahl der Gerätetechnik und Software	10
3.3.1	Simulationstechnik	10
3.3.1.1	Entwicklung von FEM-Programmen für die Simulation des Piezoeffektes	10
3.3.1.2	Evaluierung COSAR	12
3.3.1.3	Evaluierung ABAQUS	13
3.3.2	Versuchstechnik, Sensoren und Aktoren	17
3.3.2.1	Schallpegelmessers B&K Type 2233	17
3.3.2.2	Scanning Laser Doppler Vibrometer Polytec PSV-400-H4	20
3.3.2.3	SenSound	21
3.3.2.4	PZT-Sensoren und -Aktoren	22
3.4	Versuchsstand	27
3.4.1	Entwurf und Bau	27
3.4.2	Voruntersuchungen am Teststand	30
3.5	Messungen	35
3.6	Simulation	42
3.6.1	Matlab-ABAQUS-Interface	45
3.6.2	Modellbildung und Simulation	46
3.6.3	Ableich von Messung und Simulation	49
3.7	Sensor- und Aktorplatzierung	57
3.7.1	Theorie zur optimalen Sensor-/Aktorplatzierung	57
3.7.2	Praktische Anwendung im Projekt	63
3.8	Aktive und semiaktive Konzepte zur Schwingungs- und Schallminderung	74
3.8.1	Voruntersuchung semiaktiver Konzepte am Alu-Balken	76
3.8.2	Regelungsentwicklung	79
3.8.3	Entwicklung und Bereitstellung von Piezofaserkompositen (PFC)	81
3.8.4	Auslegung eines kompletten Systems zur aktiven Schallreduktion	82
3.8.5	Bewertung der unterschiedlichen Konzepte zur aktiven Schallminderung	90
3.9	Übertragung auf eine reale Applikation	91
3.9.1	Gipskartonplatten	91
3.9.2	Waschmaschine	97
4.	Bewertung der Ergebnisse bezogen auf Schallminderung	104
5.	Hinweise auf weiterführende Fragestellungen	106
6.	Möglichkeiten zur Umsetzung	107
7.	Literatur	108
	Anhang 1	115

1. Umweltproblematik – Problemstellung vor Projektbeginn

Das Thema Lärm gehört zu den allgegenwärtigen Umweltbeeinträchtigungen. Neben Verkehrslärm, der in besonderer Konzentration entlang der entsprechenden Verkehrsinfrastruktur auftritt, ist es besonders die Vielzahl unterschiedlicher ubiquitär verteilter Lärmquellen, vom Staubsauger über Elektrowerkzeuge bis hin zum Rasenmäher, die für den Menschen zum Problem werden. In der Arbeitswelt kommt dem Lärm von Produktionsmaschinen besondere Bedeutung zu. Während im Bereich des Verkehrslärms beginnend mit gesetzlich vorgeschriebenen Lärmprognosen im Vorfeld von städtebaulichen Maßnahmen über die Errichtung von Schallschutzwänden bis hin zum groß angelegten BMBF-Forschungsprojekt „Leiser Verkehr“ erhebliche Anstrengungen unternommen werden, besteht bei den zahlreichen singulären Lärmquellen noch deutlicher Handlungsbedarf. Gleiches gilt für die Lärmbekämpfung am Arbeitsplatz, wo man sich vielfach auf passive Maßnahmen des Arbeitsschutzes beschränkt. Besonders im sozialen Umfeld sind diffuse Lärmquellen wie z. B. der Lärm des Rasenmähers häufig Ursache von Nachbarschaftsstreit.

Die Lärmbelastung durch Produktionsmaschinen und die zahlreichen Lärmquellen des täglichen Lebens werden vom Menschen mit ähnlicher Sensibilität wahrgenommen wie der Verkehrslärm. Sie beeinträchtigen Leistung, Produktivität, Gesundheit und Lebensqualität in erheblichem Maß. Bisher wurden zur Bekämpfung dieser Lärmquellen jedoch nur konventionelle Methoden angewendet. Bei der Lärminderung an der Quelle versucht man, durch Schwingungsisolierung die Übertragungswege zu unterbrechen und durch die Verwendung von Dämmmaterial die Lärmabstrahlung zu minimieren. Sekundäre Maßnahmen zur Lärmreduktion sind die Kapselung von Lärmquellen und die Abschirmung.

Die gegenwärtig betriebenen Kleingeräte (Elektrowerkzeuge, Haushaltsgeräte, motorisierte Klein- und Gartengeräte) erfüllen zwar als individuelle Einheit die gesetzlichen Vorgaben - dennoch stellen besonders die vielen, diffus verteilten Lärmquellen (Kleingeräte) eine Umweltbelastung dar.

Ähnliches gilt für Produktionsmaschinen, wo häufig große Blechstrukturen zur Abstrahlung von Körperschall und damit zu einer hohen Lärmemission führen. Gegenwärtig wird der arbeitende Mensch in diesem Bereich durch passive Schutzmaßnahmen wie z. B. durch Gehörschutz vor Schaden bewahrt. Da diese passiven Maßnahmen häufig unangenehm zu tragen und bei der Arbeit hinderlich sind, wird oft zu Lasten der Gesundheit darauf verzichtet. Eine Reduktion des Körperschalls an der Quelle würde solche passiven Arbeitsschutzmaßnahmen teilweise überflüssig machen.

Die Problematik vieler diffus verteilter Lärmquellen bzw. die Schallabstrahlung von großen Blechstrukturen lieferte die Idee für ein neues Produkt, das direkt an den Emissionsquellen ansetzt und nach Möglichkeit in die schallabstrahlende Struktur integriert werden soll. Das Produkt soll in der Lage sein, die Abstrahlung von Körperschall deutlich zu senken.

2. Projektziel

Metallstrukturen verfügen häufig nur über eine sehr geringe strukturelle Dämpfung. Demzufolge weisen die hier auftretenden Schwingungen im Resonanzbereich große Amplituden auf. Als Folge der Strukturschwingung entsteht Körperschall, der sich negativ auf die Umwelt auswirkt.

Der akustisch relevante Schall-Frequenzbereich erstreckt sich von ca. 16 Hz bis 16 kHz. Hohe Frequenzen stellen bei der Bekämpfung der Lärmemission in der Regel kein allzu großes Problem dar, da diese Frequenzen sich relativ leicht durch den Einsatz von Dämmmaterial dämpfen lassen. Wesentlich problematischer ist der tiefere Frequenzbereich. An dieser Stelle setzt unsere Idee an.

Ziel des Projektes ist es, ein Körperschallminderungsmodul zu entwickeln, das durch die Reduktion der Strukturschwingungen die Schallabstrahlung minimiert. Um dies zu erreichen, sollen piezoelektrische Materialien mit externer Elektronik gekoppelt werden. Es sollen aktive oder semiaktive Module entstehen, die in unterschiedliche Körperschallquellen integriert bzw. auf diese appliziert werden können.

Piezoelektrische Materialien dehnen sich unter einer angelegten elektrischen Spannung aus bzw. sie erzeugen elektrische Spannungen unter erzwungener mechanischer Dehnung. Aktoren dieser Art sind klein, leicht, preiswert und besitzen einen einfachen mechanischen Aufbau. Bei geringem Energieverbrauch wandeln sie elektrische Energie effektiv in mechanische Energie um. Ein Hauptvorteil ist ihre große Bandbreite, so dass sie sowohl für niederfrequente Anwendungen in der Strukturmechanik als auch für hochfrequenteren Anwendungen in der Maschinenakustik eingesetzt werden können.

Zur Schwingungs-/ Körperschallminderung können die piezoelektrischen Elemente auf zweierlei Art verwendet werden: aktiv angesteuert oder „shunted“.

Beim aktiv gesteuerten Betrieb wird zwischen den beiden Elektroden eines piezoelektrischen Elementes eine elektrische Spannung oder ein elektrischer Strom angelegt, wodurch das Element eine mechanische Dehnung erfährt. In Wechselwirkung mit der Struktur kann dieser Effekt zur gewünschten Schwingungs-/ Körperschallminderung eingesetzt werden.

Beim „shunted“ Betrieb der piezoelektrischen Elemente wird zwischen die Elektroden eine elektrische Impedanz geschaltet. Auch hierbei agiert das piezoelektrische Material als elektromechanischer Wandler, es wandelt seine mechanische Verformung in elektrische Spannung um und vice versa. Durch diesen Kopplungseffekt tritt eine Impedanz, die zwischen die Elektroden des piezoelektrischen Materials geschaltet wird, in Interaktion mit der mechanischen Struktur. Durch den Aufbau einer geeigneten Impedanz kann das Schwingungsverhalten der Struktur derart beeinflusst werden, dass sich die gewünschte Schwingungs-/ Körperschallminderung einstellt. Die Impedanz kann durch geeignetes Verschalten von passiven elektrischen Bauelementen oder auch aktiven Elementen realisiert werden.

Zusammenfassung der Idee

Durch das Projektergebnis sollen Möglichkeiten der Lärmbekämpfung an Produktionsmaschinen und an weit verbreiteten Haushaltsgeräten, Elektrowerkzeugen, motorgeriebenen Kleingeräten u. a. geschaffen werden. Damit soll ein wesentlicher Beitrag zur Reduktion der Lärmemission geleistet werden, die von vielen, weit verbreiteten Lärmquellen ausstrahlen. Im Sinne eines integrierten Umweltschutzes sollen die Möglichkeiten für die Entwicklung neuer, umweltentlastender und gesundheitsfreundlicher Produkte geschaffen werden.

3. Projektverlauf

3.1 Patentrecherche

Zu Beginn des Projektes wurde eine Patentrecherche durchgeführt. Dabei wurden die im Folgenden aufgeführten US-Firmen gefunden, die im Umfeld Piezosensoren/-aktoren und aktive Strukturen tätig sind. Die bekannten europäischen Anwendungen nutzen die hier aufgelisteten US-Patente. Hierzu zählt auch die Firma Head Technology GmbH in Österreich, die für die Schwingungsminderung bei Tennisschlägern und Skiern die genannten US-Patente nutzt.

US-Firmen, die auf dem Gebiet der aktiven Strukturen mit der Piezotechnologie arbeiten:

Vibration-X

- Demonstration von Audiolautsprechern mit piezoelektrischen Materialien
- Numerische Machbarkeit aktiver Schwingungsregelung bei der Lenksäule eines Fahrzeugs
- Produktdesign einer Schwingungsminderung bei Wintersportausrüstung
- Akustische Optimierung von Lebensmittelverarbeitungsmaschinen
- Schwingungsminderung bei Zahnstangen eines Fahrzeugs (mit VW, AUDI, ACX, IWU)

Continuum-Control

Continuum-Control hat sich der Aufgabe verschrieben, Herstellern von optischen Vernetzungsausrüstungen strategische Teilsysteme anzubieten, die die Herstellung von Produkten mit höherer Bandbreite ermöglichen - und damit verbunden Leistungen, die Gewinne erwirtschaften -, mit wesentlich geringerem Kostenaufwand.

Midé

- Produkte:
- Piezoaktoren (von ACX)
 - Piezoverstärker
 - ACSMART Aktor (Nitinol Aktor)
 - Hochgeschwindigkeitsventile
 - Software (Systemidentifikation, Reglerauslegung)

CSA-Engineering

- Produkte:
- Smart Patch (ACX + Dämpfung; Instrument, das piezoelektrische Aktoren und Sensoren enthält, Sensorkonditionierung, einen Hochspannungs-Leistungsverstärker, und programmierbare Regelungselektronik)
 - ELITE3 (Piezoplattform für Schwingungsisolierung 6dof)
 - MR-Erschütterungsaufnehmer
 - sechs verschiedene Hexapode

Patente, die auf dem Gebiet der aktiven Strukturen mit der Piezotechnologie erteilt wurden:

ACX

- K.B. Lazarus and J.W. Moore. D404,100: Ski damper. *US Patent*, January 12 1999.
- K.B. Lazarus, J.W. Moore, R.N. Jacques, F.M. Russo, and R. Spangler. 6,102,426: Adaptive sports implement with tuned damping. *US Patent*, August 15 2000
- Bianchini; Emanuele (Charlestown, MA); Lazarus; Kenneth B. (Boston, MA); Moore; Jeffrey W. (Arlington, MA); Jacques; Robert N. (Hopkington, MA); Allen; Jonathan C. (Brookline, MA). 6,345,834: Recreational snowboard *US Patent*, Oktober 27, 1997
- Spangler; Ronald (Somerville, MA); Gilbert; David (Arlington, MA); Prestia; Carl (Stow, MA); Bianchini; Emanuele (Charlestown, MA); Lazarus; Kenneth B. (Concord, MA); Moore; Jeffrey W. (Arlington, MA); Jacques; Robert N. (Hopkington, MA); Allen; Jonathan C. (Brookline, MA); Russo; Farla M. (Brookline, MA): Baseball bat *US Patent* 6,086,490, July 11, 2000

für diverse **andere Firmen**

- Spangler, et al. Golf Club;United States Patent 6,196,935;March 6, 2001
- Murray , et al. : Device and method for controlling transductive systems United States Patent 6,011,345; January 4, 2000; Assignee: EMF Industries, Inc. (South Williamsport, PA)
- Crawley, et al.: Embedded piezoelectric structure and control; United States Patent 4,849,668; July 18, 1989; Assignee: Massachusetts Institute of Technology (Cambridge, MA)
- Lesieutre, et al: Piezoceramic vibration control device and tuning control thereof ;February 27, 2001; United States Patent 6,193,032; Assignee: The Penn State Research Foundation (University Park, PA)

Applikationen, die auf dem Gebiet der aktiven Strukturen mit der Piezotechnologie gefunden wurden:

- Fuller, Christopher R.; et al.: Active/passive distributed absorber for vibration and sound radiation control December 25, 2003; United States Patent Application 20030234598
- Park, Chul-Hue: Multi-mode vibration damping device and method using negative capacitance shunt circuits;United States Patent Application 20030209953; November 13, 2003
- Clark, William W. ; et al.: Tunable piezoelectric micro-mechanical resonator United States Patent Application 20030127944; July 10, 2003
- Wu: Broadband Piezoelectric shunts for Structural Vibration Control [FR] DERIVATIONS PIEZO-ELECTRIQUES A BANDE LARGE POUR CONTRER LES VIBRATIONS DE STRUCTURE; US WO 99/46858; 16.09.1999; Anmelder: Boeing ; (= [Wu99])

3.2 Planung

Das Projekt ist in sieben größere Arbeitspakete unterteilt. Zunächst soll ein schwingungsisolierter Teststand konzipiert und gebaut werden. Für diesen Teststand wird eine geometrisch einfache Struktur verwendet. Diese Struktur soll durch FEM-Berechnungen simulatorisch untersucht werden. Die Dimensionierung der Struktur erfolgt im Hinblick auf zu untersuchende Eigenfrequenzen. Durch Simulation werden zwei unterschiedliche Konzepte der Schwingungsminderung im Hinblick auf ihre Effektivität überprüft:

- das semiaktive Konzept, bei dem die Struktur lediglich mit Aktoren bestückt wird, deren Verhalten von einer elektrischen Impedanz gesteuert wird
- das aktive Konzept, bei dem die Struktur zusätzlich mit Sensoren bestückt wird und bei dem die Aktoren durch eine Regelung gesteuert werden

Bereits auf der Simulationsebene soll ein erster Vergleich der beiden Konzepte hinsichtlich ihrer Wirksamkeit bezüglich der Minderung von Körperschall, ihrer Umweltverträglichkeit, der Kosten und der Fertigbarkeit vorgenommen werden. Schließlich soll die Übertragbarkeit der Konzepte auf Produktionsmaschinen, Elektrowerkzeuge und –maschinen und motorgetriebene Kleingeräte untersucht und bewertet werden.

In einem dritten Arbeitspaket soll die relativ einfache Teststruktur mit Sensoren und Aktoren bestückt werden. Außerdem muss für das aktive Konzept eine Regelung entworfen werden. Für die benötigten Schaltkreise muss das Layout durchgeführt werden. Sie sind im Labormaßstab zu fertigen. Die messtechnische Untersuchung soll mit einem Scanning Vibrometer durchgeführt werden. Die dynamischen Kenngrößen aus der Simulation werden mit den messtechnisch ermittelten Werten verglichen und unter Umständen abgestimmt. Durch eine Systemidentifikation soll die Möglichkeit geschaffen werden, das System zwischen Sensor und Aktor ohne Simulation zu beschreiben. Um eine zuverlässige Bewertung beider Konzepte (semiaktiv, aktiv) zu ermöglichen, muss eine erste Optimierung beider Varianten durchgeführt werden. Am Ende dieses Arbeitspaketes sollte eine Bewertung der unterschiedlichen Konzepte unter vornehmlich technischen Gesichtspunkten wie Effektivität und technische Voraussetzungen möglich sein.

Von entscheidender Bedeutung ist das nächste Arbeitspaket, in dem die Erkenntnisse der vorausgegangenen Arbeiten von der einfachen Teststruktur auf ein geeignetes Produkt, z. B. ein motorgetriebenes Kleingerät, übertragen werden. Auch diese bereits anwendungsnahe Struktur wird durch Simulation und Messungen untersucht. Schließlich sollen Sensoren, Aktoren und Regelung bzw. Schaltkreise für diese Struktur entworfen und angepasst werden, um die lärmindernde Wirkung der untersuchten Konzepte nach erneuten Optimierungsschleifen unter Beweis zu stellen. Am Ende des Projektes soll ein Demonstrator stehen. Dieser soll aus einer industriell gefertigten Struktur bestehen, bei der die Abstrahlung von Körperschall durch semiaktive oder aktive Maßnahmen deutlich gemindert ist. Die bisher dazu notwendige Computertechnik und Leistungselektronik soll zunächst im Labormaßstab miniaturisiert und in die Struktur integriert werden.

Die oben dargestellten Arbeiten werden von den Mitarbeitern von WBI durchgeführt. NMWü entwickelt, fertigt, charakterisiert und liefert die notwendigen PZT-Module und wirkt bei der Integration in bzw. der Applikation auf die Struktur mit. Gleiches gilt für die Integration der elektrischen Schaltkreise.

Arbeitsplan

Arbeitspakete in Menschmonaten

Teststand

Konzeption eines Teststandes

Bau des Teststandes

Voruntersuchungen: Simulation

Auswahl einer geeigneten Struktur für Voruntersuchungen

Modellbildung (FEM, Eigenfrequenzen, Eigenformen), Modellierung der Aktoren

Auswahl der unter akustischen Gesichtspunkten maßgeblichen Eigenfrequenzen / -formen

Platzierung von (Sensoren und) Aktoren

Untersuchung semiaktiver Konzepte der Schwingungs- /Schallminderung

Untersuchung aktiver Konzepte der Schwingungs- /Schallminderung, Regelungsentwurf

Evaluierung der untersuchten Methoden im Hinblick auf Wirksamkeit, Kosten, Umweltverträglichkeit, Fertigung

Bewertung bezüglich Übertragbarkeit auf Produktionsmaschinen und ubiquitäre Haushaltsgeräte, Elektrowerkzeuge o. ä.

Voruntersuchungen: Messungen

Entwicklung, Herstellung, Charakterisierung u. Bereitstellung von PZT-Compos

Bestückung der Teststruktur mit Piezoaktoren (und –sensoren)

Modalanalyse mit Vibrometer (Eigenfrequenzen, -formen)

Ableich mit den Simulationsdaten/Systemidentifikation

Entwicklung der Schaltkreise (Layout, Aufbau)

Betrieb der Struktur mit Aktoren (und Sensoren/Regelung)

Modalanalyse mit Vibrometer (Eigenfrequenzen, -formen) der lärmreduzierten Struktur

Optimierung unter ständigem Einsatz der Messtechnik (Vibrometer)

Optimierung von Aktorik und Schaltkreisen, je nach gewähltem Konzept auch von Sensorik und Regelung

Beurteilung der Wirksamkeit von semiaktivem und aktivem Konzept (Kosten, Einsatz in realer Struktur)

Übertragung auf eine reale Struktur, z. B. Rasenmäher oder Fertigungsmaschine

Auswahl einer geeigneten, in Großserie gefertigten Struktur, z. B. Rasenmäher, Elektrowerkzeug, -gerät o. ä.

Modellbildung (FEM, Eigenfrequenzen, Eigenformen)

Modalanalyse mit Vibrometer (Eigenfrequenzen, -formen), Ableich mit Simulation

Auswahl der unter akustischen Gesichtspunkten maßgeblichen Eigenfrequenzen, -formen

Platzierung (Simulation) der Aktoren, gegebenenfalls auch der Sensoren auf der Struktur

Anpassung der Schaltkreise, unter Umständen Anpassung der Regelung bei aktivem Konzept

Bestückung der Struktur mit Aktoren, ggf. auch mit Sensoren

Testbetrieb der lärmreduzierten Struktur

Optimierung unter ständigem Einsatz der Messtechnik (Vibrometer)

Optimierung von Aktorik und Schaltkreisen, je nach gewähltem Konzept auch von Sensorik und Regelung

Miniaturisierung, Integration

Miniaturisierung der Schaltkreise, gegebenenfalls der Regelung auf Demonstratorebene, Definition der Anforderungen für Nachfolgeprojekt

Miniaturisierung der Leistungselektronik auf Demonstratorebene, Definition der Anforderungen für späteres Produkt

Integration von Aktorik, Schaltkreisen und Leistungselektronik in die Struktur

Abschlusstest und Bericht

Projektergebnis: Demonstrator eines Körperschallminderungsmoduls

Zusammenfassung des Plans

Das Vorhaben soll Modellcharakter besitzen. An einer geeigneten Struktur soll gezeigt werden, dass aktive Körperschallminderung an kleinen, motorgetriebenen Geräten und an Produktionsmaschinen möglich ist. Als greifbares Projektergebnis wird der Demonstrator eines Körperschallminderungsmoduls angestrebt, der die Abstrahlung von Körperschall reduziert. Dieses Modul soll so angelegt werden, dass es nach strukturbezogenen Modifikationen auf ähnliche Strukturen übertragbar ist. Das Projekt zielt somit auf die Hersteller und Betreiber von Produktionsmaschinen mit hoher Lärmabstrahlung und auf die Hersteller von in Großserie gebauten Elektrowerkzeugen, Haushaltsgeräten und Maschinen ab. Ihnen sollen die Ergebnisse in Form von Modulen zur Integration in ihr Produkt oder als Lizenzen angeboten werden.

3.3 Evaluation und Auswahl der Gerätetechnik und Software

Dieses umfangreiche Arbeitspaket Evaluation war in der ursprünglichen Planung nicht vorgesehen, wurde aber aus verschiedenen Gründen notwendig:

- Um Kosten zu sparen, sollte Hardware verwendet werden, die in unserem Labor vorhanden war. Deshalb mussten die Eignung und das Zusammenspiel der einzelnen Messgeräte getestet werden.
- Investitionen der geplanten und auch durchgeführten Größenordnung – ein Scanning Laser Doppler Vibrometer kostet weit über 100.000,- € – erfordern nicht nur eine gründliche fachliche Prüfung, sondern müssen in Bezug auf die künftige Firmenstrategie und die Entwicklungsplanung des Unternehmens abgestimmt werden. Entsprechend groß war der Besprechungsbedarf.
- Die FEM-Simulation von PZT-Aktoren gehört nicht zum Lieferumfang von „general-purpose“ FEM-Programmen bzw. diese Simulationsmöglichkeiten sind in der Entwicklung. Das trifft z. B. für die Programme COSAR und NISA zu, die getestet wurden. In einem von der EU geförderten Projekt Cassem werden derartige Simulationsmöglichkeiten gegenwärtig entwickelt (vgl. dazu CASSEM, FP6-2003-NMP-TI-3/G3).
- Piezokeramik ist von verschiedenen Firmen in Form von Stapelaktoren und keramischen Platten lieferbar. Piezofasermodule dagegen sind noch nicht Stand der Technik. Sie werden nur von wenigen Herstellern individuell im Labor hergestellt. Dabei ist jeder Aktor/Sensor mehr oder weniger ein Individuum. Das strukturmechanische Verhalten der Module war zu Projektbeginn noch weitgehend unbekannt, Datenblätter für die Module wurden erst im Verlauf des Projektes entwickelt. Die Firma Neue Materialien Würzburg GmbH, die derartige PZT-Fasermodule entwickelt und herstellt, wurde deshalb in das Projekt integriert.

3.3.1 Simulationstechnik

3.3.1.1 Entwicklung von FEM-Programmen für die Simulation des Piezoeffektes

Um komplexere Systeme bestehend aus PZT-Sensoren, PZT-Aktoren und Regelung zu entwerfen und zu bauen, ist die Simulation des Piezoeffektes selbst unumgänglich. Nur so können lokale Erscheinungen erfasst und Optimierungen durchgeführt werden. Mit analytischen Methoden können lediglich einfache Fälle global behandelt werden. Deshalb wurde schon früh versucht, die Finite Elemente Methode für die Simulation des Piezoeffektes nutzbar zu machen. [Barnett2001] stellt in einem Übersichtsartikel die Entwicklungsgeschichte der FEM-Simulation für PZT-Elementen zusammen:

„Even though initial applications of finite element methods for piezoelectric material configurations can be traced back to the late 1960s, the field is still in its infancy. The research efforts in piezoelectricity carried out in the past that can be applied to our present work include mathematical modelling of piezoelectric phenomenon, development of solution procedures to solve these equations and design of devices for commercial application. ... Cady (1946) gave a comprehensive description of developments in the theory of piezoelectricity. Tiersten (1969) made several approximations and developed linear equation of piezoelectricity using Hamiltonian mechanics and variational techniques. Allik, and Hughes (1970) developed the general equations of motion for piezoelectric materials in a matrix form. Cowdrey, and Willis (1974) applied finite element methods to analyze vibrations of circular quartz plates. Krile, and Sabbagh (1977) applied one-dimensional finite elements to the normal mode analysis of radially polarized ferroelectric cylindrical shells. Boucher, Lagier, and Maerfeld (1981) and HKS (1998) performed a comparison with experimental and finite element for a

20mm side PZT4 cube. The resonance and anti resonance frequencies are predicted within a few percent of error in spite of the high coupling coefficient of the ceramic. The error is due to the size of the finite elements. Ostergaard, and Pawlak (1986) describe solution techniques used for electro-elastic vibration and static analysis for piezoelectric structures. Brissaud, Eyraud, and Kleimann (1987) demonstrated the usefulness of the finite element method. Friedrich *et al* (1990) performs a simulation of acoustic delay lines. These delay lines are based on propagation of lamb waves in piezoelectric ceramic plates. Tzou, and Tseng (1990) suggest use of commercial finite element software for solving piezo-ceramic based problems. Tzou, Tseng, and Bahrami (1991) developed piezoelectric finite element method with applications to smart continua using Hamilton's principle and variational equation. Joshi (1991) developed nonlinear constitutive relations for the piezoelectric material. Lin, Abatan, and Rogers (1994) use commercial FEA for a simple case of static and dynamic finite element analysis involving piezoelectric and structural coupling. The results are comparable with those obtained from proven analytical methods. Shen, Sharpe, and Lu (1995) developed a finite element model for piezo-layer bonded beams, based on general finite element approach. Batra, and Ghosh (1995) developed a finite element code employing four-noded Lagrangian elements. They elucidate the use of piezo-ceramic elements as sensors and actuators to control the deflection of the centroid of a rectangular plate subjected to a uniformly distributed load. Yahata *et al* (1995) uses ABAQUS and models inner panel using beam elements, outer panel using shell elements. The modified RIKS method is adopted for the incremental method. Kim *et al* (1996) describes the behaviour of a cantilever plate instrumented with a piezoelectric sensor and actuator using finite element modelling. Lam *et al* (1997) developed a finite element model based on the classical laminated plate theory for the active vibration control of a composite plate containing distributed piezoelectric sensors and actuators. Pletner *et al* (1997) developed and validated a procedure for replacing the induced strain actuation of the piezo-elements by mechanical forces using the ANSYS coupled field piezoelectric 3-D solid elements, as well as experimentally. Shah *et al* (1998) uses a methodology to combine finite element analysis, piezo-resistive theory and electrical circuit simulation to predict the performance of pressure sensors. Fairweather, and Craig (1998) utilize finite element analysis to determine the host-structure mechanical impedance, for the prediction of the responses of structures to induced-strain actuation. Leo *et al* (1998) provides the design concepts of an embedded sensor-actuator system for cam-less engine and a smart automotive seat. From the various literatures, we can conclude that over the past decade, finite element analysis techniques have been employed to model the overall structural response involving the electromechanical coupling effects of the piezoelectric sensing/ actuating elements. Superior to analytical methods, the FEA technique provides greater geometric flexibility and allows use of more complex electrical and mechanical boundary conditions. Although much research effort has been devoted to finite element formulation for the electromechanical coupling effects of piezoelectric materials, fully electro-mechanical coupled piezoelectric elements have been recently become available in commercial FEA software. Modules for these are available in commercial finite element software ANSYS, ABAQUS, LUSAS, MSC/ NASTRAN, and PZFLEX. This work could use the benefits of ABAQUS for the detailed development of a finite element model based numerical analysis procedure and its implementation whereby the deformations of and potentials within simple piezoelectric structures undergoing static external voltage loading can be analyzed. Due to the various element options for the panel, foam and piezoelectric materials, ABAQUS could be used. The possible methods and elements to implement via finite element methods is indicated in Table 2. Already preliminary work on cantilever beam structure has been carried out using three-dimensional finite element analysis by Peelamedu *et al* (1999). The results agree well with our experimental, two-dimensional finite difference and one-dimensional theoretical work...“ (Quelle: [Barnett2001], S2.ff)

3.3.1.2 Evaluierung COSAR

Zunächst wurde mit COSAR ein deutsches FEM-Programm der Firma FEMCOS bewertet. Nach Herstellerangaben [Cosar2004] ist es ein FE-System für lineare und nichtlineare Bauteilanalysen. Für die Simulation des Piezoeffektes stehen folgende Features zur Verfügung:

- Elektro-mechanische Kopplung über Piezoelemente
- Analyse reiner piezomechanischer Modelle
- Analyse gemischter Modelle (Piezomechanik, Statik, Dynamik)

Für die Beurteilung des Programms wurde ein Beispiel des Herstellers FEMCOS verwendet. In dem gezeigten Modell wurde ein Balken mit applizierten Piezoplaten modelliert:

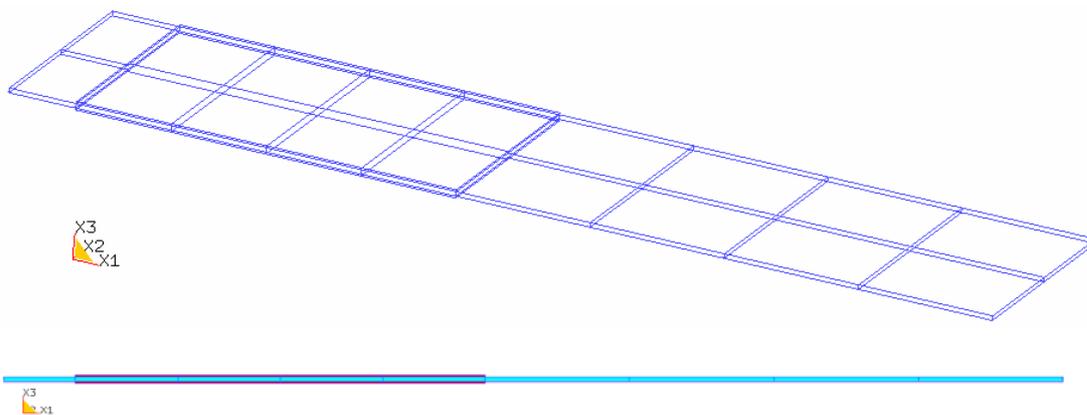


Abbildung 1: COSAR-Modell eines Piezobalkens („dbgw1_ei_ctrl.cos“)

Aufgebaut ist das Modell aus 34 Hexaeder Elementen (18 Elemente ityp=301 ; 16 Elemente ityp=341).

Die verwendeten Elemente vom Fachsystem „Dynamik“ sind in Tabelle 1 näher beschrieben.

Element	E, D: Fachsystem Elastostatik, Dynamik	T: Fachsystem Temperatur	n: Zahl der Elementknoten	ieltyp: Elementtypindikator
HEXAEDER	HK60	HK20	20	301

Tabelle 1: COSAR Element 301, Hexaeder am Beispiel des „Piezobalkens“

Vom Piezofachsystem wird das Hexaederelement 341 verwendet. Es besitzt einen quadratischen Elementansatz.

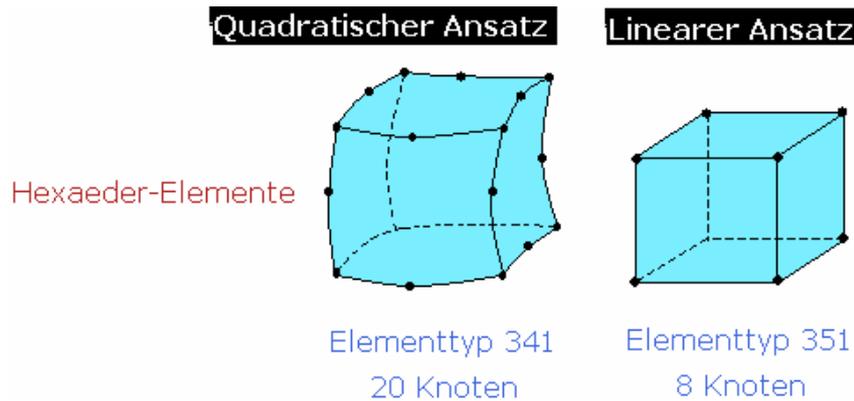


Abbildung 2: COSAR Hexaederelemente des Fachsystems „Piezomechanik“

COSAR erfüllte nicht unsere Erwartungen. Zwar waren die Berechnungsergebnisse fachlich zufriedenstellend, das Programmhandling erwies sich jedoch als schwierig und nicht mehr zeitgemäß; Teile der Benutzeroberfläche des Programms entsprechen noch dem DOS-Standard, manche Eingaben müssen im Texteditor vorgenommen werden. Hinzu kommen fachliche Einschränkungen. Die Modellierungsmöglichkeiten sind zu stark eingeschränkt, die Koppelung zu Matlab war problematisch. Deshalb wurde im Anschluss an COSAR das Programm ABAQUS getestet.

3.3.1.3 Evaluierung ABAQUS

ABAQUS ist eines der führenden Simulationsprogramme für nichtlineare Simulationen, das zahlreiche Features für so genannte „multiphysics“ Simulationen besitzt, das sind z. B. gekoppelte Simulationen in den Bereichen Statik, Dynamik, Elektromagnetismus und Piezoeffekt. Insbesondere die Simulationmöglichkeiten für den Piezoeffekt sind bei ABAQUS wesentlich besser. Für die Tests wurden Schalenelemente mit linearem (4 Knoten) und höherem (8 Knoten) Elementansatz mit voller oder reduzierter Integration verwendet. Daneben wurden 3D-Volumenelemente mit linearem und höherem Elementansatz eingesetzt.

Der folgende Schlüssel beschreibt die verwendeten ABAQUS-Elemente [ABAQUS2004]:

Element	Elementbeschreibung
S	konventionelles Schalenelement für Spannungen und Verformungen
8	Anzahl der Knoten pro Element
R	reduzierte Integration (optional)
5	optional 5 DOF
C	Kontinuumsspannungen bzw. -verformungen
3D	dreidimensionales Element
20	20 Anzahl der Knoten

Tabelle 2: Bezeichnung der ABAQUS-Elemente [ABAQUS2004]

Im Anschluss daran folgen Angaben über die Anzahl der Elemente über die Dicke (nur angegeben bei mehrlagiger Modellierung) und in Längs- und Querrichtung der eingespannten Platte. Die Angaben zu den Aufspanbedingungen sind selbsterklärend.

Zunächst wurde von Aufgabenstellungen ausgegangen, für die eine analytische Lösung existiert. Danach wurden Beispiele simuliert, für die keine analytische Lösung vorhanden ist. Deshalb war hier nur noch der Vergleich von unterschiedlicher Modellierung (Feinheit des Netzes, Elementtyp, Elementansatz usw.) möglich. Da Messungen und Simulation bei sehr enger Verzahnung parallel liefen und die Evaluierungsberechnungen mehr oder weniger nahtlos übergingen in die messungsbegleitenden Simulationen, wird zur Vermeidung einer unübersichtlichen Gliederung nur zwischen Evaluation, Berechnung zur Vordimensionierung und messbegleitenden Berechnungen unterschieden. Eine Verzahnung der Kapitel über Messung und Berechnung erfolgt nur am Ende des Berichts.

ABAQUS Testbeispiel einer gepinnten Platte (simply supported)

Problembeschreibung

Eine rechteckige Alu-Platte mit 700 x 500 x 3 mm ($E = 69000 \text{ N/mm}^2$), $\nu = 0,35$, $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$) wird an den Rändern gepinnt gelagert, d. h. alle Verschiebungsfreiheitsgrade sind gesperrt, alle Rotationsfreiheitsgrade sind frei. Sie wird bezüglich ihrer Eigenfrequenzen untersucht.

Analytische Lösung

Es wird folgende Formel für die Berechnung der Eigenwerte in [rad/s] verwendet - nach [Kollmann2000], S.40:

$$\omega_{mn} = \pi^2 \left[\left(\frac{m}{a} \right)^2 + \left(\frac{n}{b} \right)^2 \right] \sqrt{\frac{B}{\rho h}} \quad (\text{Formel 1})$$

mit:

$m, n = 1, 2, 3, \dots$

a = Länge der Platte

b = Breite der Platte

h = Dicke der Platte

$$B = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (\text{Formel 2})$$

E = E-Modul

ν = Querkontraktionszahl

Bei analytischer Vorgehensweise erhält man für die Platte folgende Eigenfrequenzen:

EF: '11' 44.3471 Hz	EF: '52' 492.0131 Hz
EF: '21' 89.2935 Hz	EF: '43' 503.9988 Hz
EF: '12' 132.442 Hz	EF: '24' 529.7681 Hz
EF: '31' 164.2041 Hz	EF: '34' 604.6787 Hz
EF: '22' 177.3884 Hz	EF: '53' 638.838 Hz
EF: '32' 252.2991 Hz	EF: '44' 709.5536 Hz
EF: '41' 269.079 Hz	EF: '15' 749.1064 Hz
EF: '13' 279.2669 Hz	EF: '25' 794.0528 Hz
EF: '23' 324.2133 Hz	EF: '54' 844.3928 Hz
EF: '42' 357.174 Hz	EF: '35' 868.9635 Hz
EF: '33' 399.1239 Hz	EF: '45' 973.8384 Hz
EF: '51' 403.9182 Hz	EF: '55' 1108.6775 Hz
EF: '14' 484.8217 Hz	

Tabelle 3: Analytisch berechnete Eigenfrequenzen einer Alu-Platte mit 700 x 500 x 3 mm

Für die gleiche Aufgabenstellung erhält man mit dem FEM-Programm ABAQUS mit unterschiedlichen Schalen- und Volumenmodellen folgende Ergebnisse:

analytisch	S4 14x10=140	S4R 14x10=140	S4 28x20=560	S4R 28x20=560	S4R5 28x20=560 (Kirchhoff)	S8R 14x10=140	S8R 28x20=560
EF: '11' 44.3471 Hz	47.464	47.382	47.120	47.100	47.115	46.929	46.944
EF: '21' 89.2935 Hz	96.504	96.170	95.099	95.018	95.045	94.503	94.514
EF: '12' 132.442 Hz	146.72	146.38	141.93	141.85	141.87	140.36	140.32
EF: '31' 164.2041 Hz	182.50	181.73	176.08	175.90	175.93	173.91	173.88
EF: '22' 177.3884 Hz	195.29	193.90	189.75	189.42	189.47	187.84	187.72
EF: '32' 252.2991 Hz	280.47	277.27	270.49	269.75	269.81	267.20	266.89
EF: '41' 269.079 Hz	312.55	311.11	291.60	291.27	291.29	285.32	285.01
EF: '13' 279.2669 Hz	329.68	328.86	303.84	303.66	303.67	296.31	295.91
EF: '23' 324.2133 Hz	377.41	374.10	351.44	350.69	350.74	343.75	343.21
EF: '42' 357.174 Hz	409.31	403.36	385.67	384.34	384.41	378.89	377.83
EF: '33' 399.1239 Hz	461.13	453.47	431.78	430.09	430.16	423.48	422.16
EF: '51' 403.9182 Hz	498.14	495.76	443.85	443.33	443.35	429.03	427.85
EF: '14' 484.8217 Hz	587.77	573.59	537.52	535.41	535.47	515.94	513.67
EF: '52' 492.0131 Hz	593.25	583.40	538.96	538.62	538.63	523.30	520.53
EF: '43' 503.9988 Hz	628.64	627.05	546.41	543.38	543.46	536.75	532.85
EF: '24' 529.7681 Hz	675.10	668.64	586.24	584.89	584.92	563.76	560.88
EF: '34' 604.6787 Hz	756.54	741.62	635.83	635.06	635.08	605.88	602.40
EF: '53' 638.838 Hz	757.37	745.20	666.05	662.98	663.04	645.21	639.66
EF: '44' 709.5536 Hz	768.63	753.66	697.55	692.75	692.82	684.88	675.29
EF: '15' 749.1064 Hz	850.26	834.97	729.00	725.92	725.95	701.67	694.95
EF: '25' 794.0528 Hz	879.70	852.15	779.92	774.42	774.47	763.50	750.09
EF: '54' 844.3928 Hz	1021.5	985.21	856.46	855.92	855.92	801.88	793.60
EF: '35' 868.9635 Hz	1055.6	1010.2	871.41	870.35	870.35	817.18	808.68
EF: '45' 973.8384 Hz	1104.6	1101.8	888.16	881.15	881.18	850.33	840.73
EF: '55' 1108.6775 Hz	1118.7	1113.1	903.33	901.16	901.17	870.42	849.46

analytisch	S8R5 28x20=560 (Kirchhoff)	S8R 56x40=2420	C3D8 14x10=140	C3D8I 14x10=140	C3D8 28x20=560	C3D8I 28x20=560	C3D8 56x40=2420
EF: '11' 44.3471 Hz	47.013	46.944	338.58	74.982	181.12	68.711	108.36
EF: '21' 89.2935 Hz	94.655	94.514	673.38	135.74	350.27	115.95	194.88
EF: '12' 132.442 Hz	140.42	140.31	1192.6	176.74	606.77	155.36	319.38
EF: '31' 164.2041 Hz	174.07	173.88	1313.6	244.15	684.41	199.99	375.05
EF: '22' 177.3884 Hz	188.01	187.71	1385.9	290.97	711.67	221.19	381.34
EF: '32' 252.2991 Hz	267.36	266.88	1755.5	386.69	925.95	311.97	510.37
EF: '41' 269.079 Hz	285.23	284.99	2418.4	393.50	1233.7	313.19	647.27
EF: '13' 279.2669 Hz	296.06	295.89	2602.0	456.16	1354.4	331.11	710.64
EF: '23' 324.2133 Hz	343.60	343.18	2663.5	550.77	1369.6	391.87	740.45
EF: '42' 357.174 Hz	378.45	377.81	2689.4	602.04	1388.7	436.46	743.20
EF: '33' 399.1239 Hz	422.86	422.14	2875.3	654.85	1520.7	464.72	827.14
EF: '51' 403.9182 Hz	428.12	427.77	3373.1	681.93	1820.4	491.94	998.86
EF: '14' 484.8217 Hz	513.89	513.52	3756.8	793.19	1914.6	540.14	999.24
EF: '52' 492.0131 Hz	521.26	520.45	3815.8	861.64	2000.2	593.95	1069.7
EF: '43' 503.9988 Hz	533.83	532.81	4267.1	925.86	2323.5	621.96	1234.9
EF: '24' 529.7681 Hz	561.37	560.73	4683.4	979.30	2387.5	626.41	1264.3
EF: '34' 604.6787 Hz	602.73	602.18	4702.0	1088.2	2409.3	644.38	1270.9
EF: '53' 638.838 Hz	632.36	639.51	4718.5	1110.3	2483.8	736.75	1327.0
EF: '44' 709.5536 Hz	632.37	675.18	4921.5	1206.8	2668.2	787.52	1424.0
EF: '15' 749.1064 Hz	640.52	694.73	5031.0	1281.0	2743.5	797.41	1449.9
EF: '25' 794.0528 Hz	676.49	749.92	5353.5	1361.3	2800.6	851.47	1483.5
EF: '54' 844.3928 Hz	695.77	793.05	5403.1	1467.2	3018.4	874.10	1642.5
EF: '35' 868.9635 Hz	751.34	808.13	5415.2	1513.7	3027.1	886.92	1658.4
EF: '45' 973.8384 Hz	793.88	840.19	5550.9	1632.6	3567.1	931.12	1928.2
EF: '55' 1108.6775 Hz	809.06	849.20	5926.0	1640.9	3726.3	1006.2	1938.5

analytisch	C3D8I 56x40=2420	C3D8 112x80=8960	C3D8I 112x80=8960	C3D20 14x10=140	C3D20 28x20=560	C3D20 56x40=2240	C3D20 2x14x10 =280
EF: '11' 44.3471 Hz	68.218	75.334	68.165	68.927	68.312	68.145	68.884
EF: '21' 89.2935 Hz	114.43	125.41	114.27	115.86	114.60	114.25	115.78
EF: '12' 132.442 Hz	153.62	186.70	153.38	156.79	154.09	153.40	156.60
EF: '31' 164.2041 Hz	196.47	229.86	196.15	201.37	197.17	196.23	201.08
EF: '22' 177.3884 Hz	215.72	235.60	215.30	220.63	216.32	215.35	220.33
EF: '32' 252.2991 Hz	301.49	322.24	300.78	310.79	302.45	300.94	310.28
EF: '41' 269.079 Hz	305.19	374.36	304.49	318.07	307.11	304.76	317.15
EF: '13' 279.2669 Hz	325.74	411.33	325.00	343.22	328.54	325.37	341.81
EF: '23' 324.2133 Hz	378.79	441.96	377.75	397.69	381.38	378.16	396.25
EF: '42' 357.174 Hz	415.66	456.08	414.42	435.68	417.71	414.85	434.52
EF: '33' 399.1239 Hz	452.41	509.22	451.04	483.27	457.12	451.77	480.64
EF: '51' 403.9182 Hz	466.18	570.69	464.63	493.26	468.95	465.20	491.51
EF: '14' 484.8217 Hz	528.49	620.74	526.64	573.25	535.67	527.68	568.95
EF: '52' 492.0131 Hz	560.53	638.24	558.41	602.26	565.08	559.34	599.32
EF: '43' 503.9988 Hz	582.40	691.00	580.12	627.52	585.79	581.03	625.46
EF: '24' 529.7681 Hz	596.13	729.38	593.68	648.27	603.56	594.89	643.32
EF: '34' 604.6787 Hz	624.39	782.17	621.81	686.62	633.92	623.24	680.06
EF: '53' 638.838 Hz	688.67	789.28	685.47	757.15	696.10	686.96	751.90
EF: '44' 709.5536 Hz	729.45	802.20	725.99	811.52	734.88	727.52	808.02
EF: '15' 749.1064 Hz	737.06	866.96	733.50	817.60	746.33	735.29	810.62
EF: '25' 794.0528 Hz	808.52	883.15	804.25	914.74	816.30	806.22	909.36
EF: '54' 844.3928 Hz	824.61	993.85	820.28	940.15	842.74	822.98	926.30
EF: '35' 868.9635 Hz	843.04	1020.5	838.36	967.89	862.13	841.12	952.48
EF: '45' 973.8384 Hz	884.11	1078.5	879.02	1011.1	902.40	881.94	996.50
EF: '55' 1108.6775 Hz	907.56	1093.5	902.30	1053.4	917.34	904.83	1046.3

analytisch	C3D20 2x14x10 =280, pinned in Mittenebene	C3D20 2x28x20 =1120, pinned in Mittenebene	C3D20 2x56x40 =4480, pinned in Mittenebene	C3D20 4x14x10 =560, pinned in Mittenebene	C3D8 2x14x10 =280, pinned in Mittenebene	C3D8I 2x14x10 =280, pinned in Mittenebene	
EF: '11' 44.3471 Hz	47.144	47.033	46.991	47.141	333.35	52.464	
EF: '21' 89.2935 Hz	95.222	94.748	94.617	95.211	671.43	115.45	
EF: '12' 132.442 Hz	142.68	140.88	140.44	142.63	1194.3	163.79	
EF: '31' 164.2041 Hz	177.03	174.63	174.08	176.97	1313.0	221.89	
EF: '22' 177.3884 Hz	190.43	188.38	187.95	190.38	1386.0	264.70	
EF: '32' 252.2991 Hz	272.31	267.95	267.26	272.23	1755.3	357.13	
EF: '41' 269.079 Hz	295.06	287.17	285.41	294.83	2423.3	375.37	
EF: '13' 279.2669 Hz	308.14	298.55	296.34	307.83	2604.9	425.52	
EF: '23' 324.2133 Hz	355.75	345.76	343.74	355.46	2666.6	519.93	
EF: '42' 357.174 Hz	391.27	380.09	378.43	391.04	2692.7	581.66	
EF: '33' 399.1239 Hz	439.64	424.86	422.86	439.36	2878.4	647.72	
EF: '51' 403.9182 Hz	452.81	433.05	428.66	452.13	3377.8	651.18	
EF: '14' 484.8217 Hz	551.34	521.91	514.84	550.69	3764.8	758.92	
EF: '52' 492.0131 Hz	553.00	525.48	521.52	551.82	3823.3	850.16	
EF: '43' 503.9988 Hz	565.16	536.38	533.77	564.77	4275.1	900.47	
EF: '24' 529.7681 Hz	601.10	568.75	562.13	599.95	4696.5	950.25	
EF: '34' 604.6787 Hz	654.93	613.14	603.92	653.24	4724.1	1066.1	
EF: '53' 638.838 Hz	690.59	647.25	641.04	689.49	4728.6	1075.0	
EF: '44' 709.5536 Hz	738.83	681.04	676.57	738.10	4931.6	1196.3	
EF: '15' 749.1064 Hz	757.89	705.02	696.60	756.27	5051.3	1247.8	
EF: '25' 794.0528 Hz	833.14	758.00	751.65	832.03	5366.7	1335.4	
EF: '54' 844.3928 Hz	891.05	813.58	796.20	887.54	5400.0	1443.1	
EF: '35' 868.9635 Hz	907.27	828.53	811.29	903.56	5427.3	1479.5	
EF: '45' 973.8384 Hz	940.92	859.75	843.36	937.45	5563.4	1645.8	
EF: '55' 1108.6775 Hz	968.87	859.97	851.33	967.29	5923.7	1675.7	

Tabellen 4 a – 4 d: Mit dem FEM-Programm ABAQUS berechnete Modellvarianten zur Ermittlung der Eigenfrequenzen einer Alu-Platte mit 700 x 500 x 3 mm

Abschließend kann man zu diesem Beispiel feststellen, dass bei den Solid-Elementen die parabolischen C3D20-Elemente und die S4-Elemente die beste Übereinstimmung mit der analytischen Lösung erbringen, obwohl eine relativ grobe Vernetzung mit 14 x 10 Elementen (d. h. 50 x 50 mm) gewählt wurde. Diese Elemente sind nach unserer Auffassung für die Modellierung der anstehenden Aufgabe am besten geeignet. Es muss beachtet werden, dass mindestens 2 Lagen von diesen Elementen verwendet werden, da erst dann eine „mittige, symmetrische“ Lagerung möglich ist.

Angesichts der positiven Testergebnisse des Programms ABAQUS wurde die Leistungsfähigkeit des Programms NISA, das ebenfalls den Piezoeffekt simulieren kann, nur so weit untersucht, bis sich herausstellte, dass ABAQUS wesentlich leistungsfähiger ist. Das Programm ANSYS, das ebenfalls für multiphysics Simulationen geeignet ist, schied wegen des hohen Preises aus.

3.3.2 Versuchstechnik, Sensoren und Aktoren

3.3.2.1 Schallpegelmesser B&K Type 2233

Es wurde untersucht, ob anstelle des Kaufs eines Mikrofons mit Vorverstärker ein vorhandenes analoges System eingesetzt werden kann, nämlich der integrierende Präzisions-Impulsschallpegelmesser B&K Type 2233 in Verbindung mit MATLAB. Der Impulsschallpegelmesser besitzt ein hochwertiges Mikrophon einschließlich Vorverstärker und einen AC-Ausgang, über den das Mikrofonsignal ausgegeben werden kann. Zu prüfen war, ob die Signale erfolgreich abgegriffen und über eine AD-Karte bzw. Soundkarte aufgezeichnet werden können.



Abbildung 3: Der Schallpegelmesser B&K Type 2233 mit dem benutzten AC-Ausgang

Nachfolgende Abbildungen stammen aus [B&K1983]:

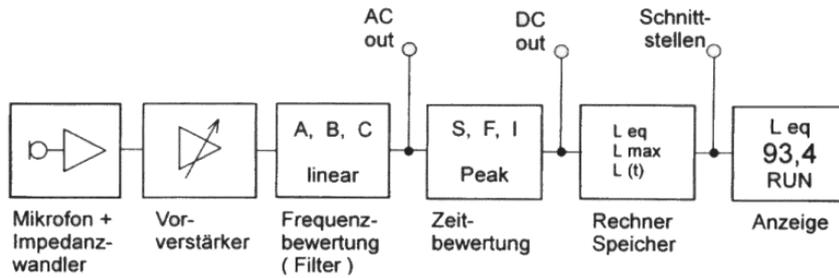


Abbildung 4: Messkonfiguration mit Schallpegelmessgerät B&K Type 2233

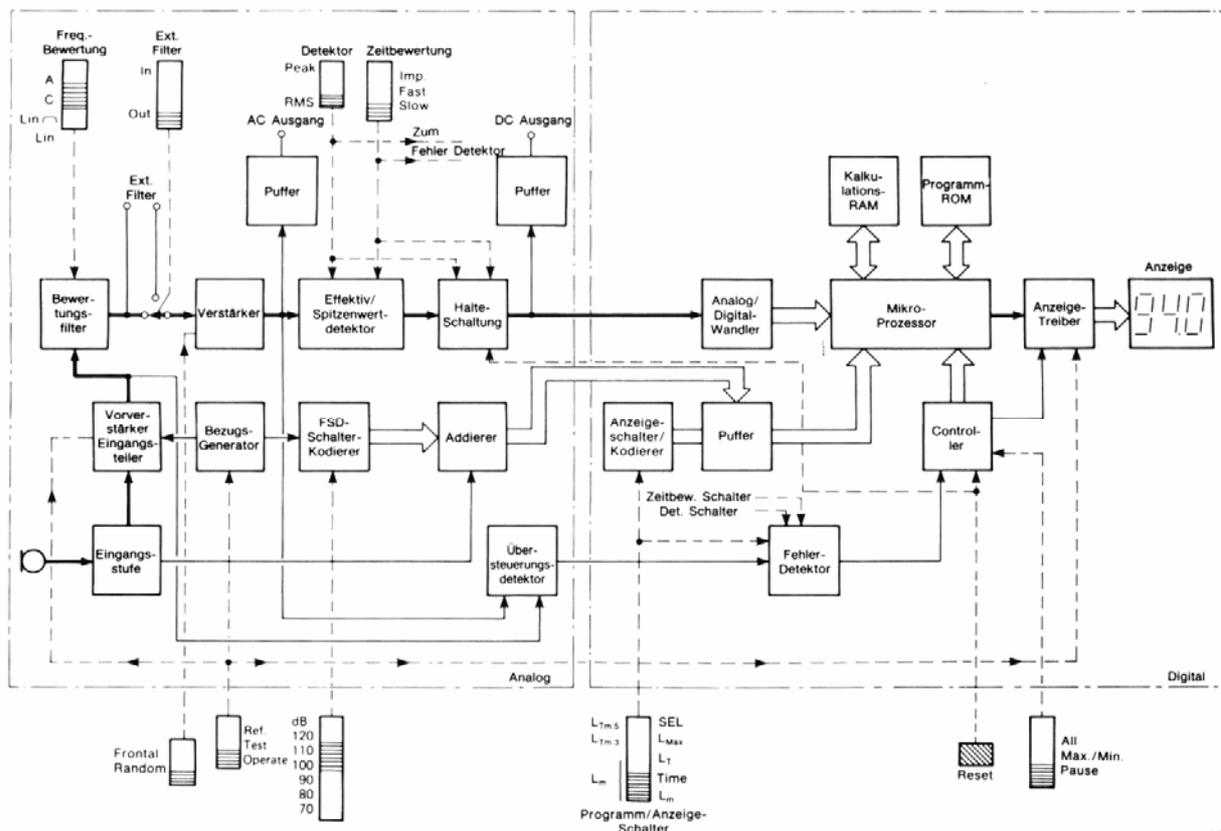


Abbildung 5: Blockschematische Darstellung des B&K Type 2233 Schallpegelmessers

Umrechnung des Ausgangssignals des Schallpegelmessers

Das Ausgangssignal des Schallpegelmessers liegt im Bereich +/- 5V. Die Umrechnung des Volt-Signals $v(t)$ in Druckschwankungen $p(t)$ ist notwendig. Sie ist abhängig vom eingestellten Messbereich („FSB“ z. B. 100 dB) und beträgt:

$$p(t) = p_0 \cdot 10^{\left(\frac{FSB}{20}\right)} \cdot v(t) \quad ; \quad \text{mit } p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \quad (\text{Formel 3})$$

Vergleichsmessungen

Es wurde als Schallquelle rosa Rauschen verwendet. Das Signal wurde jeweils mit dem Larson-Davis Analyser 3000 aufgezeichnet. Verglichen wurde das Terzspektrum. Gemessen wurde das Ausgangssignal des B&K 2233, einmal mit der PXI4472-Karte unter MEDA und einmal mit der UEI-Karte unter Matlab-DAQ-Toolbox. Die aufgezeichneten Signale werden mit „Pegelmeter.m“ in Spektren umgerechnet:

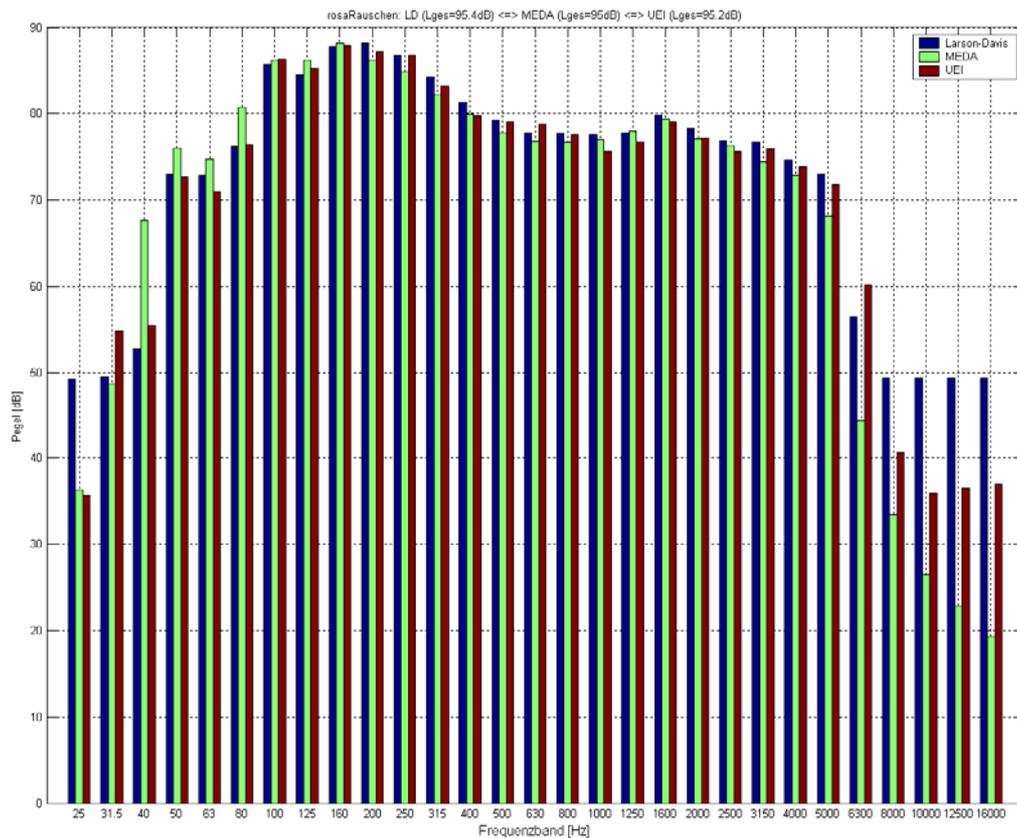


Abbildung 6: Vergleich Spektrum von rosa Rauschen: a) LarsonDavis; b) MEDA; c) UEI

Die mit dem LD Analysator bzw. 2 x analogen Schallpegelmesser B&K Type 2233, M-Audio Delta Audiophile2496 Soundkarte und Matlab-Software erzielten Ergebnisse sind besonders im relevanten Frequenzbereich ab 100 bis ca. 5000 Hz gut vergleichbar.

3.3.2.2 Scanning Laser Doppler Vibrometer Polytec PSV-400-H4

Für die berührungslose Messung und Visualisierung von Strukturschwingungen wurden Geräte der Firmen Polytec und Brüel & Kjaer getestet. Die Entscheidung fiel auf das Gerät PSV-400-H4 der Firma Polytec mit folgenden Leistungsmerkmalen:

Gemessen werden:

- Geschwindigkeit. Durch Integration bzw. Differentiation können:
 - Weg
 - Beschleunigung
- angezeigt werden.

Dargestellt werden:

- Eigenfrequenzen
 - Eigenformen
 - Schwinggeschwindigkeiten
 - Amplituden
- ohne Verfälschung durch Sensoren.

Folgende Ausgabemöglichkeiten existieren:

- 2D- und 3D-Darstellung der Schwingungsformen
- Isolinien
- Profile

4 Kanäle, 80 kHz, max. 10 m/s

Arbeitsabstand: ab 0,4 m

Objektgröße: mehrere mm² bis mehrere m²

Abspeicherung der Daten als Zeitsignal oder als Spektrum



Abbildung 7: Scanning Laser Doppler Vibrometer Polytec PSV-400-H4

Die Entscheidung für das teurere Gerät von Polytec war zwangsläufig, da die Firma Polytec den wichtigsten Zulieferer für die B&K Geräte aufgekauft hat.

3.3.2.3 SenSound

Das neuartige System SenSound für akustische Holographie (near-field, Helmholtz-Gleichung) zur dreidimensionalen Lokalisierung von Schallquellen und ihrer Übertragungswege wurde im Rahmen anderer Aktivitäten der Firma Wölfel erworben und wegen seiner Leistungsfähigkeit im Projekt eingesetzt. Nach unserem Kenntnisstand ist es das einzige derartige Messsystem, das diese Technik anwendet. Die Messtechnik hat folgende Möglichkeiten:

- Geeignet für stationäre und transiente Schallquellen
- Messungen mit Microphone-Arrays (automatische Kalibrierung, Positionierung mit Digitizer, max. 256 Kanäle)
- Schallabstrahlung (exterior 3D surface, Betrachtung der Grenzfläche)
- Innenraummessung (interior 3D surface, Betrachtung der Grenzfläche mit Schallreflexionen)
- Darstellung von
 - Schalldruck
 - Schallintensität
 - Schwinggeschwindigkeiten
 - Schwingungsformen

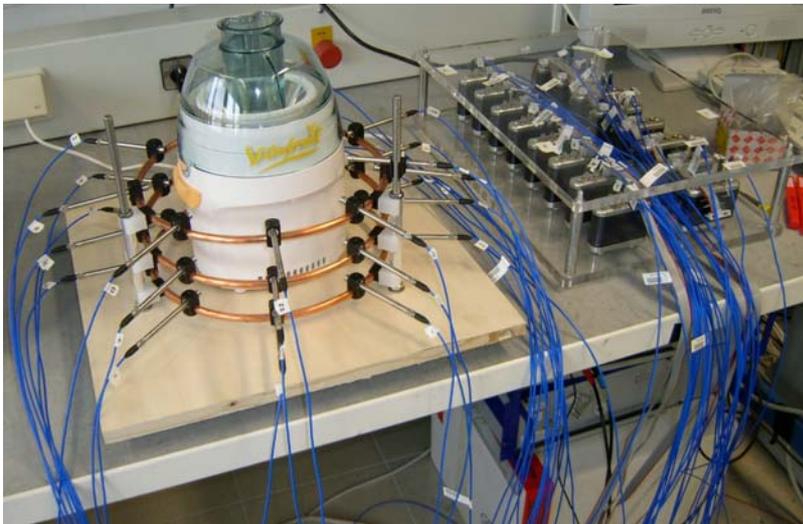


Abbildung 8: Microphone-Array des Messsystems SenSound an einem Entsafter

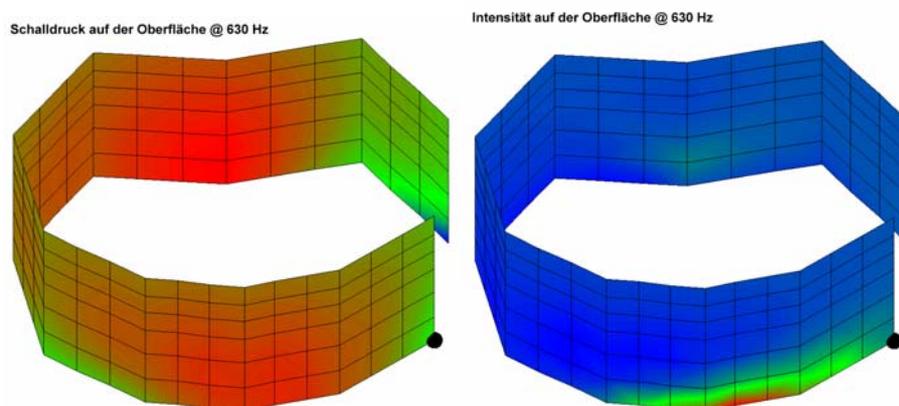


Abbildung 9: Schallintensität (links) und Schalldruck (rechts) des Entsafters, gemessen mit SenSound

3.3.2.4 PZT-Sensoren und -Aktoren

Konventionelle PZT-Sensoren und Aktoren (PZT-Stacks, PZT-Keramikplatten) waren aus einem vorausgegangenen F+E-Projekt AVR Rotor, Förderung durch das BMBF, Förderkennzeichen 02PP2280, bekannt. Hier konnte auf die dort gewonnenen Erkenntnisse aufgesetzt werden. Die Aufgabe bestand deshalb vorrangig in der Auswahl geeigneter Platten, die von der Firma PI Ceramic GmbH [PICeramic2004] bezogen wurden, und der Untersuchung des Zusammenspiels von PZT-Aktoren, unterschiedlichen Trägerplatten und Verklebungen. Angeschafft wurden 15 Platten vom Typ PIC 255 mit den Abmessungen 50 x 50 x 3 mm.

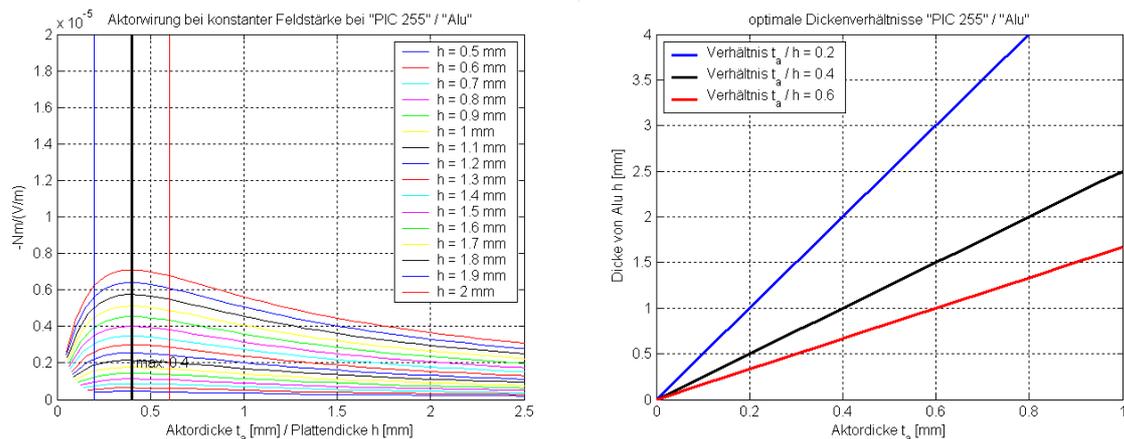


Abbildung 10: Verbund PIC 255 und Aluplatte

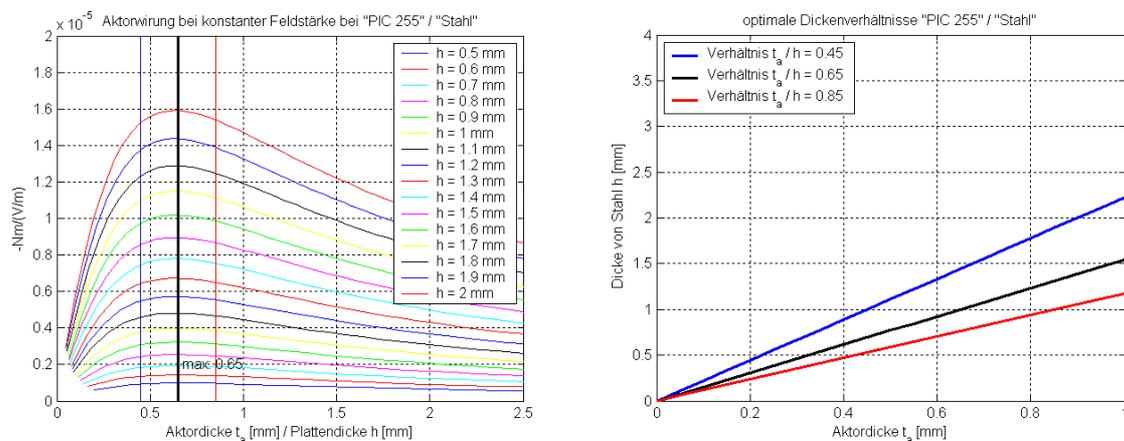


Abbildung 11: Verbund PIC 255 und Stahlplatte

Die Piezofaserkompositen (PFC) sind dagegen Neuentwicklungen, für die der Projektpartner NMWü, von dem diese Module ins Projekt eingebracht wurden, eine eigene Messmethodik entwickeln musste [Petricevic 2005 a, Petricevic 2005 b].

Versuchsaufbau

Die dynamischen Ladungs- und Spannungsmessungen wurden mit einem handelsüblichen Ladungsverstärker durchgeführt. Ein Keithley Elektrometer, Modell 6517A, wurde für quasistatische Ladungs- und Spannungsmessungen sowie für Temperaturmessungen über ein PT100-Element verwendet. Zur Einleitung einer definierten Zugspannung wurde das Piezo-Patch an beiden Seiten eingespannt, die eine Seite wurde befestigt, während die andere Seite über eine lineare Feder frei beweglich war. Abbildung 12 zeigt schematisch die Versuchsanordnung:

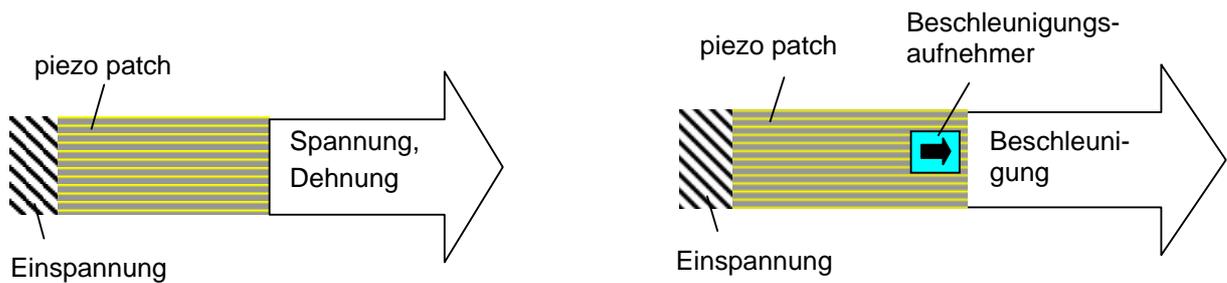


Abbildung 12: Schematische Anordnungen zur Messung der Sensitivität (links) und der Aktoreigenschaften (rechts)

Für Ermüdungsversuche wurden Muster auf einen CFK-Balken mit Dreiecksgeometrie geklebt. Somit konnte eine einheitliche Dehnung über das Piezofaser-Patch erreicht werden. Die Dauerfestigkeit wurde unter zyklischer Last in der ersten Resonanzfrequenz des durch einen Schwinger erregten Balkens getestet. Die Kalibrierung erfolgte mit einem auf das Piezo-Patch angebrachten Dehnungsmessstreifen. Zwischen gut definierten Lastzyklen wurden Breitband-Sensitivitätsmessungen mit sehr kleinen Erregungen durchgeführt und es wurden Aufnahmefähigkeitsmessungen mit ausgeschalteter Erregung vorgenommen.

Zur Bestimmung der Aktoreigenschaften wurde das durch eine glatte Oberfläche (z. B. PTFE) gelagerte Modul an der einen Seite eingespannt, während die andere frei beweglich war. Ein Beschleunigungsaufnehmer wurde auf die freie Seite aufgebracht (siehe Abbildung 12, rechts). Gemessen wurde bei 100 Hz, der optimalen Betriebsfrequenz des verwendeten Beschleunigungsaufnehmers. Die Dehnungsamplitude beim Einschalten wurde durch die zweifache Integration der Beschleunigungsamplitude mit abgedeckt.

Die im Datenblatt (Anhang 1) angegebenen mechanischen Daten des Piezo-Patches (z. B. Zugspannung und interlaminare Scherfestigkeit) wurden auf einem ZWICK Modell T1-FR010TH.A50 Zugprüfgerät getestet gemäß DIN EN ISO 527 1-5 bzw. DIN EN 65148.

Die Geometrie aller untersuchten Muster ist in dem Datenblatt angegeben.

Sensorleistung

Die wesentlichen Eigenschaften des Piezofaser-Wandlers sind seine Ladungs- und Spannungssensitivität sowie sein Temperaturverhalten. Geometrisch unabhängige Angaben sind die piezoelektrische Ladungs- und Spannungskonstante sowie die pyroelektrischen Koeffizienten.

Statische Abhängigkeiten

Abhängigkeiten sowie die Ladungs- und Spannungskoeffizienten wurden in einem quasistatischen Zugversuch untersucht, bei dem Ladungs- und Spannungssignale als eine Spannungs- bzw. Dehnungsfunktion aufgezeichnet wurden. Aus Gründen der Genauigkeit sollte die Zeitkonstante der Entladung mindestens zwei Größenordnungen größer sein als die im Versuch verwendete.

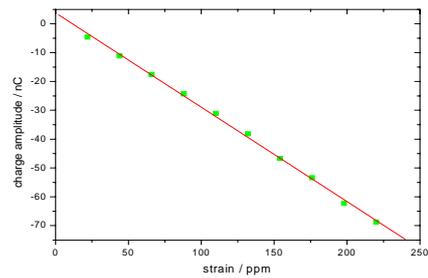
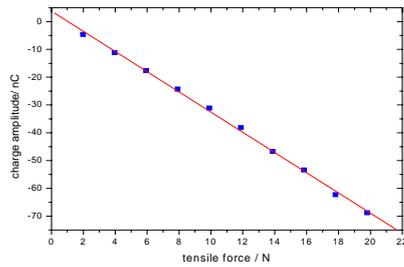


Abbildung 13: Spannung (links) und Dehnung (rechts), Ladungsabhängigkeit eines Piezo Patch unter semistatischer Zuglast

Die kraft- und dehnungsspezifische Abhängigkeit s_{33} resultiert aus dem Abfallen zwischen der Ladung gegenüber der Kraft bzw. gegenüber der Dehnung (Abbildung 13).

Ladungskonstante und Spannungskonstante

Die Spannungskonstante g_{33} wird bestimmt als die Verhältniszahl zwischen der erzeugten elektrischen Feldstärke E über die aufgebrachte mechanische Spannung σ :

$$g_{33} = \left[\frac{E_{\text{erzeugt}}}{\sigma_{\text{aufgebracht}}} \right]_{D=\text{const.}} = \frac{U \cdot A}{d \cdot F} \quad (\text{Formel 4})$$

U steht für die gemessene Spannung, A für die Querschnittsfläche des Patch, d für die Elektrodeneinteilung und F für die aufgebrachte Kraft.

Die Ladungskonstante d_{33} folgt aus dem Vorgenannten durch eine Multiplikation mit der Leitfähigkeit:

$$d_{33} = \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_r^{\text{eff}} \cdot g_{33} \quad \text{mit} \quad \begin{aligned} \varepsilon_0 &= 8.85 \cdot 10^{-12} \frac{F}{m} \\ \varepsilon_r^{\text{eff}} &= 500 \end{aligned} \quad (\text{Formel 5})$$

Die effektive relative Leitfähigkeit $\varepsilon_r^{\text{eff}}$ wurde aus dem Verhältnis C_p^{max}/C_p bestimmt, wobei C_p^{max} für die theoretische Aufnahmefähigkeit des Patch steht, mit Annahme einer homogenen und verlustfreien Felddurchdringung innerhalb der Piezofasern ($\varepsilon_r^{\text{fibre}} = 1800$). Die Ergebnisse sind in Tabelle 1 zusammengestellt.

Semistatisches Verhalten

Das semistatische Verhalten des Piezo-Patch wurde nach einer langsamen beliebigen Durchbiegung eines faserverstärkten Balkens gemessen, in den das Patch eingebettet war. Abbildung 14 (links) zeigt die Antwort des eingebetteten Piezo-Patch, verglichen mit dem Signal des an das Patch angebrachten Dehnungsmessstreifens. Beide Signale stimmen gut mit der in den Messungen erzielten Genauigkeit überein. Abbildung 14 (rechts) zeigt die Kalibrierungskurve für das gleiche Piezo-Patch unter statischer Last.

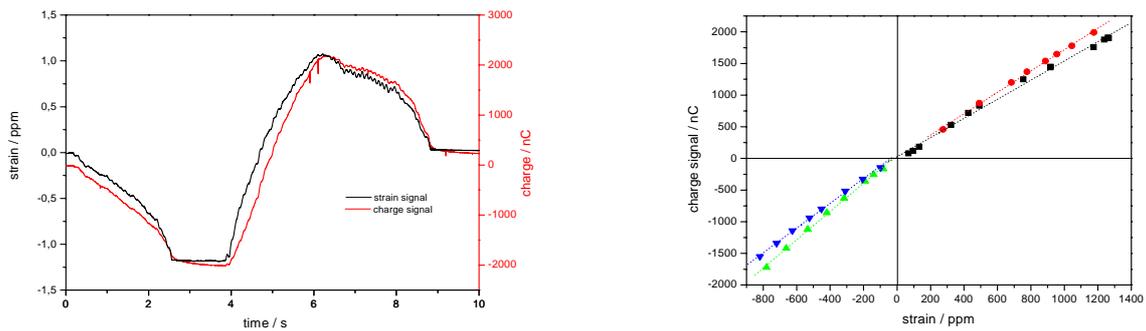


Abbildung 14: Semistatisches Verhalten eines Piezofaser-Patch und Kalibrierungskurve unter statischer Last

Temperaturabhängigkeit

Um die Temperaturabhängigkeit der Sensitivität zu erhalten, wurde der Balken für jede Temperatur mit dem Schwingungserreger bei einer Frequenz von 10 Hz und konstanter Amplitude periodisch durchgebogen. Nach Durchbiegung betrug die Dehnungsamplitude des Piezo-Patch 80 ppm. Abbildung 15 (links) zeigt das Ladungssignal für konstante Dehnung als Funktion der Temperatur. Die Sensitivität des Piezo-Patch bei Zimmertemperatur betrug 870nC/%. Aus dem Temperaturanstieg ergab sich ein Koeffizient von $T_k=0.823 \text{ nC/K}$.

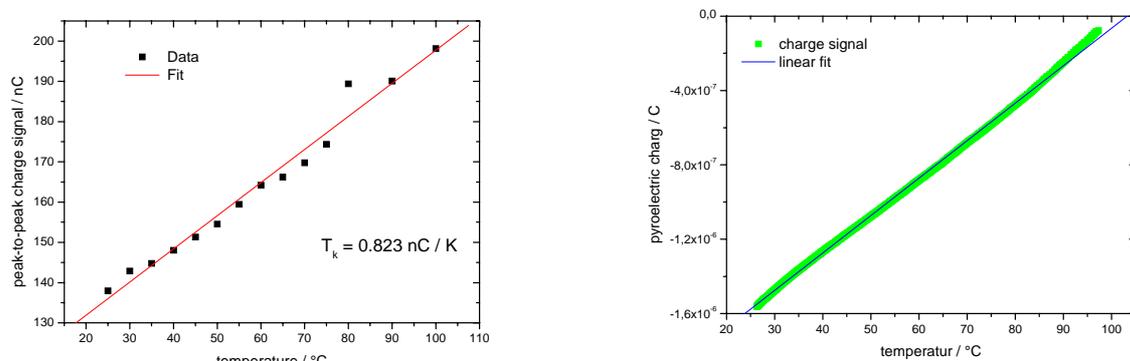


Abbildung 15: Ladungssensitivität (links) und pyroelektrische Ladung (rechts) als Funktion der Temperatur

Zur Untersuchung der Pyroelektrizität wurde das Piezo-Patch auf einen schwingungsfreien Balken aufgebracht und auf 100°C erwärmt. Während dem Abkühlungsprozess wurde die Ladung fortgesetzt gemessen. Der pyroelektrische Ladungskoeffizient ergibt sich aus dem Anstieg der gemessenen Ladung gegenüber der Temperatur (siehe Abbildung 15, rechts,) und ist in Tabelle 1 angegeben.

Ermüdungsverhalten

Ermüdungsversuche wurden unter zyklischer Last bei 52 Hz durchgeführt, die entlang des Piezofaser-Patch bei Leerlauf zu einer einheitlichen Dehnschwingung von ± 1500 ppm (zwischen Zug und Druck) führten. Typische vorzeitige Ermüdungen, die zu Beginn der Entwicklung beobachtet wurden, waren Brüche aufgrund von Matrixermüdung, Kontakt delaminierung und Drahtbrüchen, die alle zu einem abrupten Absinken des Sensitivitätssignals und der Leitfähigkeit führten.

Nach Charakterisierungs- und Qualitätsmanagementmaßnahmen konnten aufgrund von Verbesserungen bei der Konfektionierung, der Herstellung der Laminierung, der Abdichtung, Integration und Verdrahtung die Ursachen für eine vorzeitige Ermüdung erfolgreich eliminiert werden. Eine Lebensdauer des Patch von mehr als 10^7 Zyklen bei 1500 ppm konnte bis jetzt nachgewiesen werden. Mechanisches Versagen des Strom-Piezo-Patch während des periodischen Durchlaufens wurde bisher nicht beobachtet. Sensitivität und Leitungsfähigkeit sanken schrittweise ab, am Ende nach 10^7 Zyklen um ca. 7 %. Dies kann auf die teilweise Depolarisation aufgrund der hohen Spannungserzeugung während des periodischen Ladungsdurchlaufens bei Leerlauf zurückgeführt werden.

Aktorleistung

Durchbiegung bei Leerlauf und Sperrkraft

Zur Untersuchung der Aktorleistung wurde das Piezo-Patch mit einer Sinusspannung zwischen -100 V und +500 V bei einer Frequenz von 100 Hz betrieben. Der Elektrodenabstand von 0,5 mm entspricht einer Feldamplitude von 1,2 kV/mm. Aus der harmonischen Bewegungsgleichung ergibt sich die Durchbiegung bei Leerlauf zu:

$$s_0 = \frac{a_{\max}}{4\pi^2\nu^2} \quad (\text{Formel 6})$$

und resultiert direkt aus der Beschleunigungsamplitude a_{\max} und der Frequenz ν . Die Spannung ergibt sich aus dem E-Modul E des Piezo-Patch:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \varepsilon \cdot E \quad (\text{Formel 7})$$

Hier steht A für die Querschnittsfläche und ε für die relative Dehnung über das Patch. Mit der aktiven Länge l des Patch ergibt sich die Sperrkraft F_B zu:

$$F_B = A \cdot \varepsilon \cdot E = A \cdot s_0 / l \cdot E \quad (\text{Formel 8})$$

Die Sperrkraft kann auch direkt aus der piezo-elektrischen Ladungskonstante d_{33} , der aufgetragenen Feldstärke U/d und dem E-Modul E abgeleitet werden:

$$F_B = d_{33} \cdot A \cdot E \cdot U / d \quad (\text{Formel 9})$$

Beide Ableitungen liefern dasselbe Ergebnis. In unserem Fall betrug die relative Abweichung zwischen den Ergebnissen weniger als 2 Prozent. Die Ergebnisse für die Durchbiegung bei Leerlauf und die Sperrkraft sind im Datenblatt [NMWü2005], Anhang 1 angegeben.

3.4 Versuchsstand

Zunächst wurde ein schwingungsisolierter Teststand konzipiert und gebaut. Dieser Teststand nimmt im Projekt eine zentrale Stellung ein, denn alle Simulationen wurden durch die am Teststand gewonnenen Messdaten überprüft. Obwohl die Simulation von PZT-Sensoren und Aktoren zusammen mit den Trägerstrukturen noch nicht Stand der Technik ist, erlangen die Simulationsergebnisse durch die empirische Absicherung eine sehr hohe Zuverlässigkeit.

Für diesen Teststand wurde eine geometrisch einfache Struktur entwickelt: ein rechteckiger Stahlrahmen mit umlaufender Befestigungsmöglichkeit für Platten aus unterschiedlichen Materialien. Diese Struktur wurde mit FEM simuliert. Die Dimensionierung des Rahmens erfolgt im Hinblick auf zu untersuchende Eigenfrequenzen der Platten. Mit Hilfe der Simulation erfolgte später auch eine Überprüfung von zwei unterschiedlichen Konzepten zur Schwingungsminderung bezüglich ihrer Effektivität:

- das semiaktive Konzept, bei dem die Struktur lediglich mit Aktoren bestückt wird, deren Verhalten von einer elektrischen Impedanz gesteuert wird
- das aktive Konzept, bei dem die Struktur zusätzlich mit Sensoren bestückt wird und bei dem die Aktoren durch eine Regelung gesteuert werden

Bereits auf der Simulationsebene wurde ein erster Vergleich der beiden Konzepte hinsichtlich ihrer Wirksamkeit bezüglich der Minderung von Körperschall, ihrer Umweltverträglichkeit, der Kosten und der Herstellbarkeit vorgenommen. Schließlich wurde die Übertragbarkeit der Konzepte auf industriell gefertigte weit verbreitete Strukturen untersucht und bewertet.

In einem dritten Arbeitsschritt wurde die Teststruktur mit Sensoren und Aktoren bestückt. Außerdem musste für das aktive Konzept eine Regelung entworfen werden. Für die benötigten Schaltkreise musste das Layout entwickelt und im Labormaßstab gefertigt werden. Die messtechnischen Untersuchungen wurden mit einem Scanning Laser Vibrometer, mit Schallpegelmessern und mit akustischer Holographie durchgeführt. Die dynamischen Kenngrößen aus der Simulation wurden mit den messtechnisch ermittelten Werten verglichen und abgestimmt, eine Systemidentifikation wurde durchgeführt. Um eine zuverlässige Bewertung beider Konzepte (semiaktiv, aktiv) zu ermöglichen, muss eine erste Optimierung beider Varianten durchgeführt werden. Am Ende dieses Arbeitspaketes sollte eine Bewertung der unterschiedlichen Konzepte unter vornehmlich technischen Gesichtspunkten wie Effektivität und technische Voraussetzungen möglich sein.

3.4.1 Entwurf und Bau

Der Konstruktionsprozess wurde durch folgende Vorgaben geleitet:

- Aufstellung auf einem schwingungsisolierten Fundament
- reproduzierbare Randbedingungen für Platten unterschiedlicher Dicke und aus unterschiedlichem Material, z. B. Aluminium, Stahl, GFK
- ungehinderte Befestigungsmöglichkeit von PZT-Aktoren auf der gesamten Platte
- Biegeschwingungen der Platte ab ca. 70 Hertz
- gute Zugänglichkeit für alle Messgeräte

Durch diese Vorgaben war es nötig, vor der CAD-Konstruktion überschlägige FEM-Simulationen zur Dimensionierung durchzuführen. Nachdem sich eine Entscheidung für das FEM-Programm ABAQUS abzeichnete, wurden die Programmtests (vgl. 3.3.1) auch dazu genutzt, um den Rahmen mit unterschiedlichen Platten hinsichtlich ihrer Eigenfrequenzen zu dimensionieren.

Die ersten FEM-Berechnungen wurden zur Vordimensionierung mit dem in Abbildung 16 dargestellten FEM-Modell durchgeführt. Berechnungsziel war die Beurteilung der mechanischen Eigenschaften des Entwurfs und besonders die Abschätzung der Eigenfrequenzen und –formen. Bei diesen Berechnungen waren wesentliche Eingabeparameter wie z. B. die Art der Lagerung, die Dämpfung der Platte usw. noch nicht bekannt. Die Randbedingungen wurden als „fixed“ gesetzt, der Einfluss des mitschwingenden Fundaments wurde nicht berücksichtigt. Gleichwohl ist die Genauigkeit der Ergebnisse für die Vordimensionierung hinreichend gut.

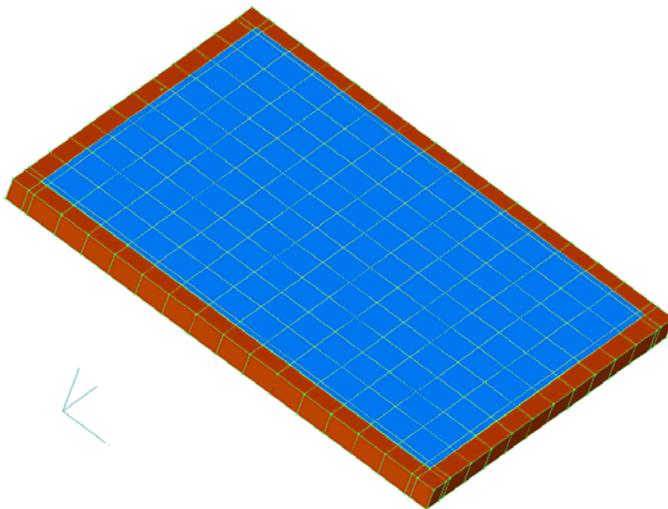


Abbildung 16: FEM-Modell des Spannrahmens für die Vordimensionierung

Die Eigenfrequenzen der Platte im gewählten Aufspannrahmen wurden – wie in Tabelle 5 dargestellt – mit ABAQUS berechnet. Die zugehörigen Moden der ersten beiden Eigenformen wurden in Abbildung 17 dargestellt.

83.195	136.22	209.26	230.76	256.84	344.08	371.90	427.28	470.96	479.70	548.81	552.29
579.01	607.75	676.10	679.15	772.15	813.84	865.14	865.98	893.44	953.56	956.34	1012.2
1094.2	1094.7	1133.9	1178.5	1183.5	1186.4	1200.1	1282.5	1338.8	1342.8	1343.3	1359.4
1393.2	1438.3	1456.0	1516.8	1553.2	1586.3	1627.3	1634.2	1716.2	1741.2	1802.0	1870.4
1872.3	1910.2	Hz									

Tabelle 5: Berechnete Eigenfrequenzen der Platte im gewählten Aufspannrahmen

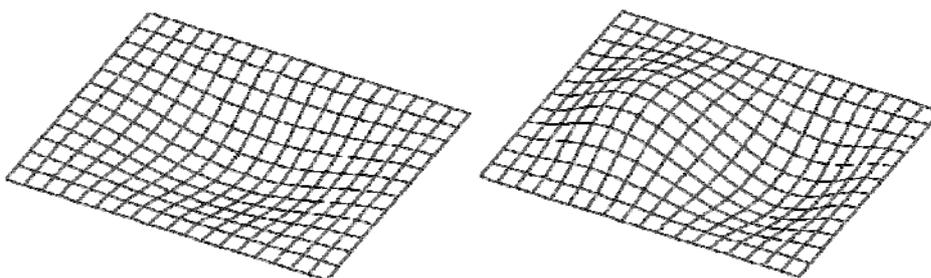


Abbildung 17: Simulation der ersten Eigenformen einer Alu-Platte (700 x 500 x 3)

Mit den Informationen aus der Vordimensionierung, die die Abmessungen der Platte und die Vorgaben für die Randbedingungen - sie werden durch die Einspannvorrichtung realisiert - lieferte, konnte die Detailkonstruktion begonnen werden. Da das Schwingungsverhalten einer Struktur wesentlich durch die Randbedingungen beeinflusst wird, war darauf zu achten, dass durch die Klemmvorrichtung reproduzierbare Einspannbedingungen erreicht werden können.

Um mit unterschiedlichen Platten aus Aluminium, Stahl, GFK usw. reproduzierbare Ergebnisse zu erhalten, war die Geometrie der beiden Klemmbacken ursprünglich als Hohlkehle geplant. Dadurch sollte die Platte zwischen zwei umlaufenden Schneiden eingeklemmt werden. Jedoch konnte der Hersteller des Rahmens, die Firma Arno Essmann, diese Randgeometrie nicht fertigen, die Geometrie wurde deswegen in der unten dargestellten Weise abgewandelt.

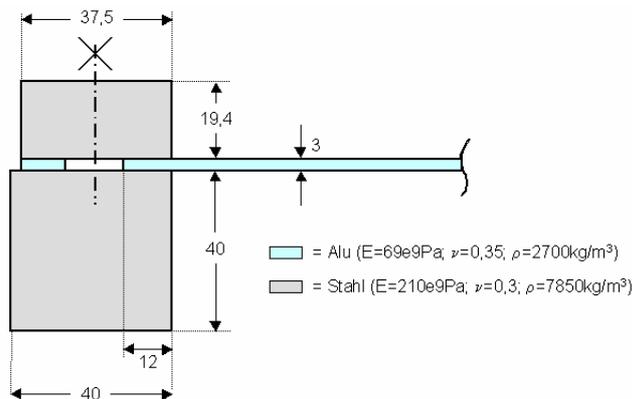


Abbildung 18: Rahmengeometrie des Prüfstandes

Die freie Fläche des Rahmens wurde nach den FEM-Simulationen auf die Größe 500 x 700 mm festgelegt. Dazu passend wurden Aluminiumbleche mit 3 mm Dicke bestellt (vgl. Abbildung 19).

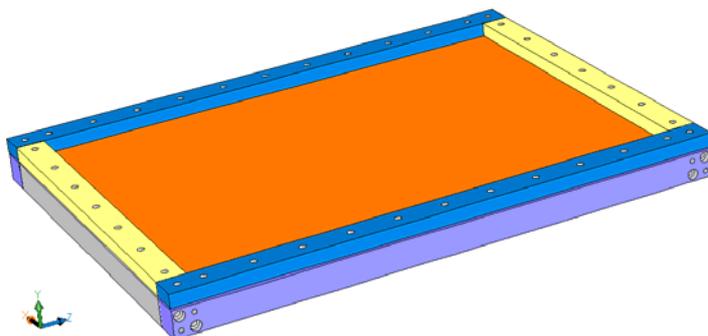


Abbildung 19: CAD-Modell des Spannrahmens

Der Versuchstand wurde von der Firma Arno Essmann gefertigt und in unserem Labor auf einem schwingungs isolierten Fundament aufgebaut (vgl. Abbildung 20).

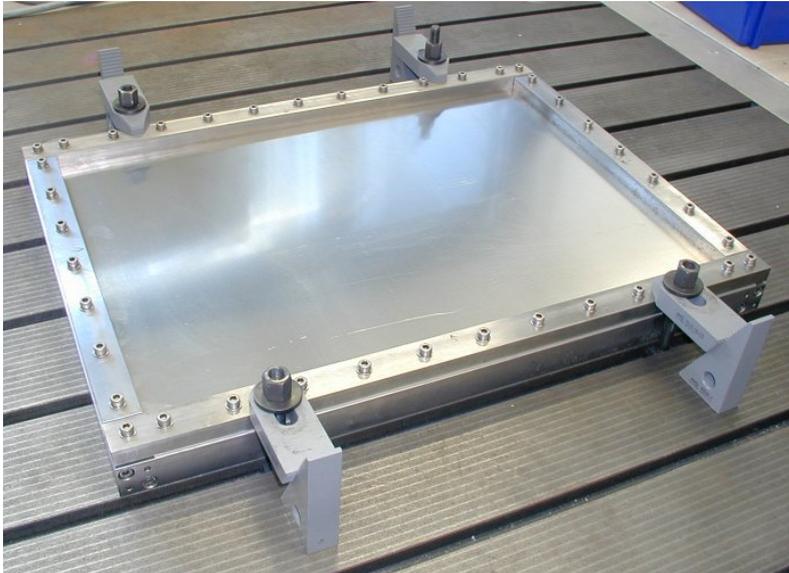


Abbildung 20: Auf schwingungs isoliertes Fundament aufgepratzter Spannrahmen bzw. Versuchsstand

3.4.2 Voruntersuchungen am Teststand

Der Spannrahmen wurde mit einer Aluplatte bestückt und in unterschiedlichen Positionen und mit unterschiedlichen Randbedingungen bei unterschiedlicher Anregung vermessen.

Aufspannmöglichkeiten des Spannrahmens

Der Spannrahmen wurde bei den meisten Voruntersuchungen auf einem schwingungs isolierten Maschinenfundament aufgestellt.

- Aufgepratzt auf Fundament
- Frei liegend auf Fundament
- Aufgepratzt mit Gummifüßen
- Freiliegend auf Schaumstoff (4x an langer Seite)
- Freiliegend auf Sylomer (4x an langer Seite)
- Freiliegend auf Sylomer (4x in den Ecken)
- Freistehend (auf kurzer Seite)
- Freistehend (auf langer Seite)
- Freistehend (auf Kante)

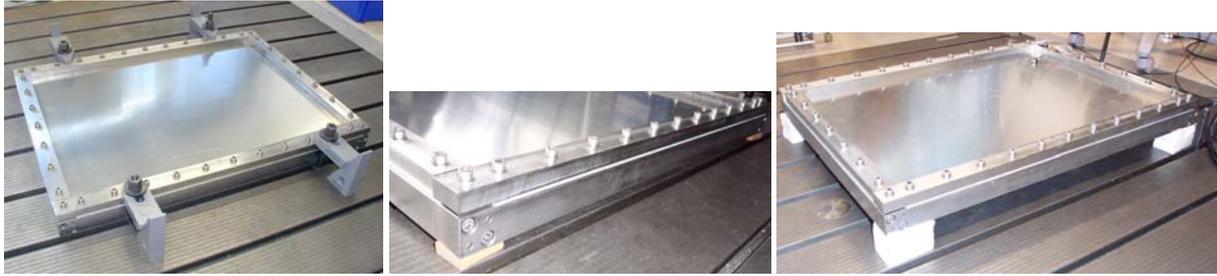


Abbildung 21: Aufspannmöglichkeiten auf dem schwingungs isolierten Fundament (v. l. n. r.: Spannrahmen geprätzt; liegend auf Sylomer an den Ecken, liegend auf Schaum an den Ecken)

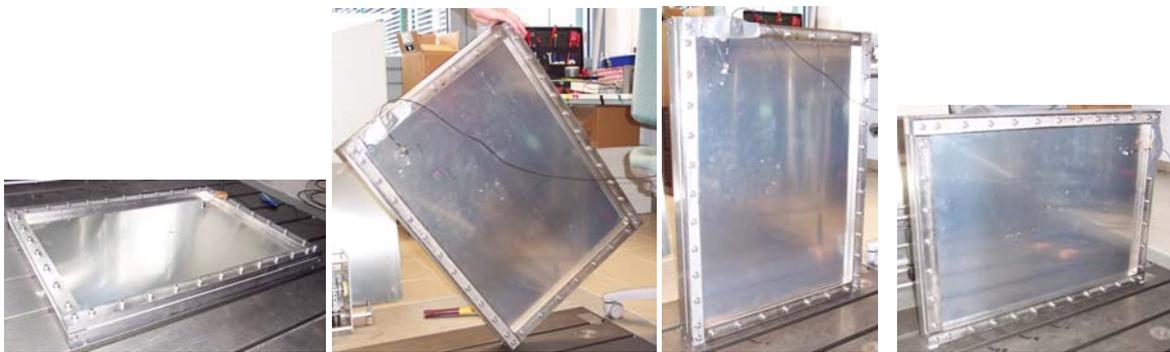


Abbildung 22: Aufspannmöglichkeiten auf dem schwingungs isolierten Fundament (v. l. n. r.: Spannrahmen frei liegend, freistehend Kante, freistehend kurze Seite, freistehend lange Seite)

Erregungsmöglichkeiten

In den Voruntersuchungen am Teststand war auch zu klären, welche Anregungsart für unsere Zwecke geeignete Ergebnisse liefert.

Erregung mit Lautsprecher und „rosa Rauschen“

Rosa Rauschen wird hauptsächlich zur Lautstärkebeurteilung von Lautsprechern eingesetzt. Rosa Rauschen ist ähnlich dem weißen Rauschen, bei dem alle hörbaren Frequenzen gleich stark vorhanden sind, jedoch wird beim rosa Rauschen zu höheren Frequenzen hin der Pegel immer kleiner, er fällt mit 3 dB/Oktave ab. Damit ist der Energiegehalt des Rauschsignals pro Oktave konstant.

Auf einem Oszilloskop ist der Zeitverlauf wegen des geringen Hochfrequenzanteils stark zerklüftet.

Rosa Rauschen ist als Anregung in unserem Projekt nicht geeignet, da beliebige Raummoden zum Tragen kommen, die die Struktur anregen. Es ist jedoch geeignet für Laservibrometer-Messung der Eigenformen, da permanent ein Rauschspektrum anliegt.

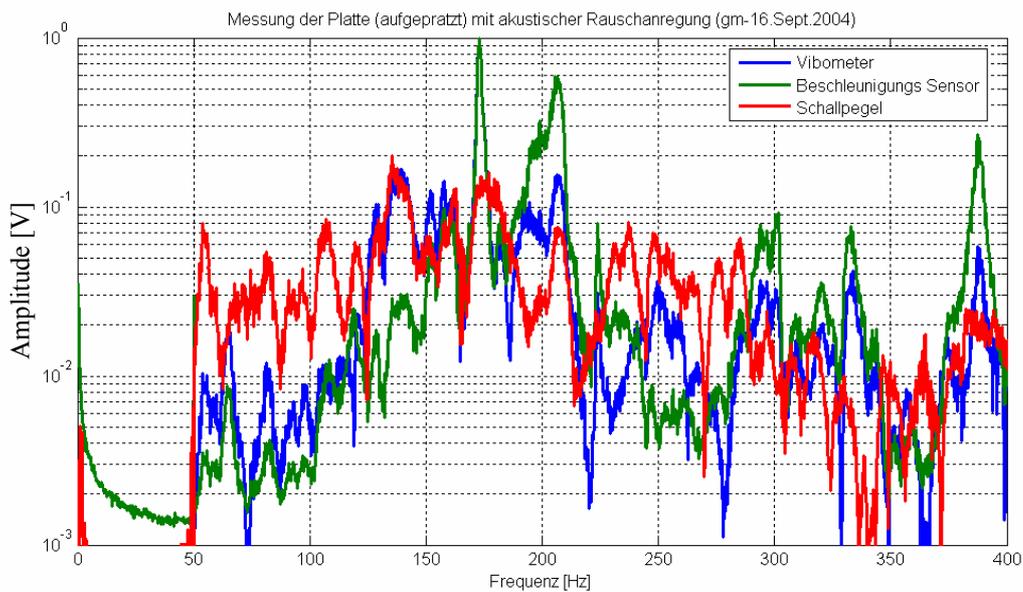


Abbildung 23: Vergleich der Messsignale von Vibrometer, Beschleunigungssensor und Schallpegelmessung bei aufgeprätzter Platte und akustischer Rauschanregung mit rosa Rauschen

Bei einer Anregung durch rosa Rauschen kommen kaum klare „mechanische, schwach gedämpfte Peaks“, die auf Eigenfrequenz der Struktur hindeuten, zum Vorschein!

Erregung durch Trittschallquelle

Bei der verwendeten Trittschallquelle handelt es sich um einen so genannten Normtrampler, mit dem durch gummibedämpfte Hämmer eine definierte Anregung in eine Struktur eingekoppelt werden kann. Im Versuch stand der Normtrampler unmittelbar neben dem Spannrahmen auf dem schwingungs isolierten Fundament. Der Spannrahmen war aufgeprätzt. Die Erregung wird somit über das Fundament von unten in den Spannrahmen eingekoppelt.



Abbildung 24: Normtrampler

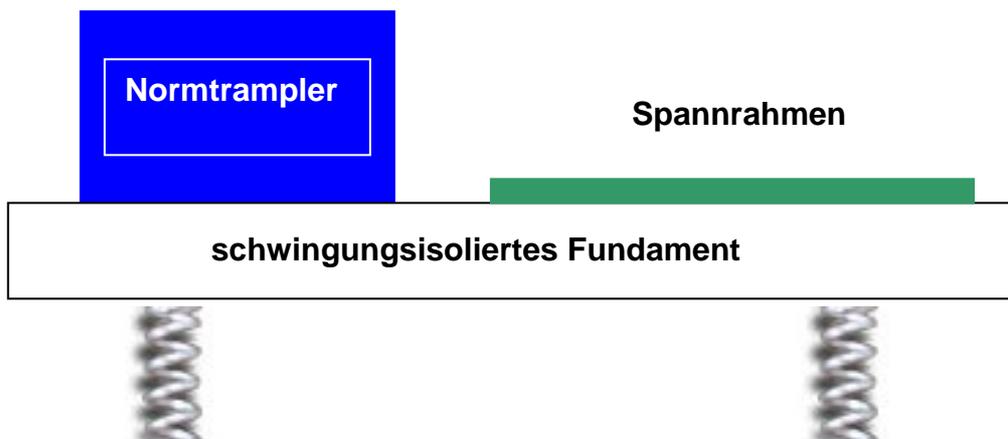


Abbildung 25: Anregung durch Normtrampler

Für Vibrometermessungen zur Erfassung der Eigenformen ist die Anregung durch den Normtrampler deutlich besser geeignet als eine Anregung durch rosa Rauschen, da permanent ein Rauschspektrum anliegt.

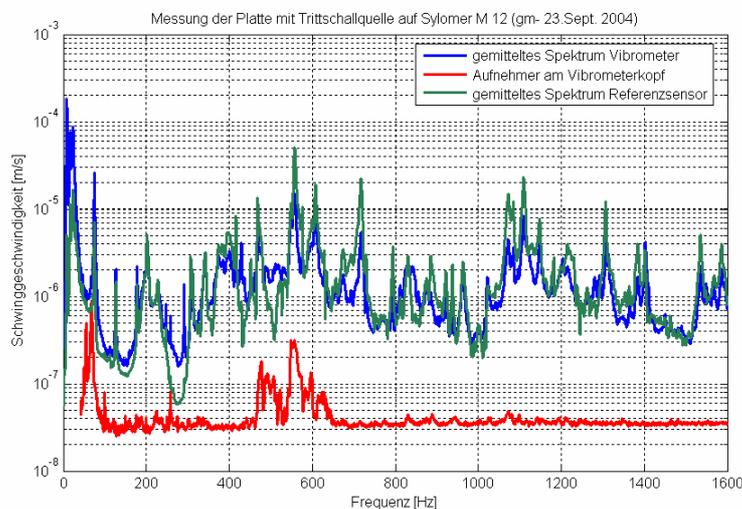


Abbildung 26: Trittschallanregung mit dem Normtrampler, Rahmen auf Sylomer gestützt

Im Spektrum sind in der blauen und grünen Kurve eindeutig die Peaks der Eigenfrequenzen zu erkennen. Die rote Kurve zeigt die Geschwindigkeit des Messkopfes des Vibrometers in der Strahlrichtung. Bei tiefen Frequenzen (um ca. 50 Hz) und im Bereich 500 bis 550 Hz ist eine deutliche Bewegung zu erkennen.

Erregung mit dem Impulshammer

Die Anregung einer Struktur mit dem Impulshammer ist eine „klassische“ Methode der Strukturmechanik. Dabei ist der Hammer mit einer austauschbaren Spitze (weich, hart) und einem Beschleunigungsaufnehmer ausgestattet. Diese Art der Erregung ist am besten geeignet, um die Eigenfrequenzen des Systems zu „messen“, die „mechanisch schwach gedämpften Peaks“ kommen deutlich heraus. Die gemessenen Eigenfrequenzen sind sehr stark von den Randbedingungen bzw. von der Aufspannung abhängig.

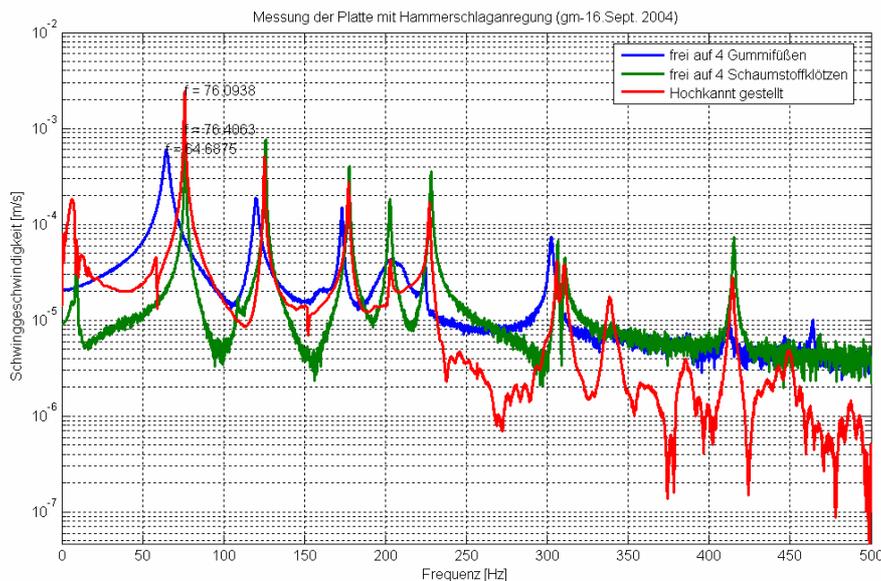


Abbildung 27: Hammerschlaganregung: Spektren bei verschiedenen Aufstellungsarten

Im Verlauf der Untersuchungen zur Struktur Anregung wurden Abweichungen zwischen Messung und Rechnung offenkundig. Die gemessenen Eigenfrequenzen (vgl. Tabelle 6), die sich bei frei stehender Aufstellung auf der kurzen Seite (hochkant) bzw. Aufstellung auf Schaumstoff ergeben, sind:

76	126	177.5	203	228	247	291	306	310.5	341	373.5	401	415.5	usw.	Hz
----	-----	-------	-----	-----	-----	-----	-----	-------	-----	-------	-----	-------	------	----

Tabelle 6: Gemessene Eigenfrequenzen bei freier Aufstellung auf kurzer Seite

Die rot gedruckten kursiv angegebenen Eigenfrequenzen werden in der Simulation mit Schalenelementen und 4 Knoten ermittelt, sind aber in den Messergebnissen nur schwach zu erkennen. Die Simulation der fest eingespannten Platte „AluPlatte-S4R“ (vgl. Tabelle 7) ergibt folgende Eigenfrequenzen:

85	138	214	234	260	346	380	439	479	480	554	587	usw.	Hz
----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	------	----

Tabelle 7: Mit ABAQUS berechnete Eigenfrequenzen der Platte bei freier Aufstellung auf kurzer Seite

Dieser Unterschied zwischen gemessenen und berechneten Eigenfrequenzen führte zu umfangreichen weiteren Untersuchungen, bei denen einerseits die Messwerte kritisch überprüft wurden, andererseits jedoch der Modellierung der Randbedingungen im Rechenmodell besondere Aufmerksamkeit zukam, z. B. Berücksichtigung der Nachgiebigkeit der Auflager aus Sylomer und Schaumstoff.

3.5 Messungen der Eigenfrequenzen (Modellvergleich)

In Ergänzung zu Tabelle 2, in der die Elementbeschreibungen der ABAQUS-Modelle erklärt werden, seien an dieser Stelle die übrigen, zur Bezeichnung von Messobjekten und Simulationsmodellen verwendeten Abkürzungen dargestellt. Alle weiteren Modellbezeichnungen sind selbsterklärend bzw. es finden sich im Text an entsprechender Stelle Erläuterungen.

Platte, P	Messung am Versuchsstand
P #1	ältere Messung mit unzureichend definierten Randbedingungen
P #2	zweite Messreihe mit exakt definierten Randbedingungen
fl	plane Seite der Klemmleiste des Versuchsstandes hat Kontakt zur Platte
rd	Hohlkehle der Klemmleiste des Versuchsstandes hat Kontakt zur Platte
Ref #1	Referenzwerte, durch mehrere Messungen abgesichert
Modell, Mod	FEM-Simulation, wenn nicht anders angegeben mit einlagigem ABAQUS-Modell aus S4R-Elementen
Mod #2	einlagiges FEM-Modell mit C3D20-Elementen
Mod #2a, #2b, #2c	unterschiedlich steif modellierte Aufspannrahmen
fixed	alle 6 Freiheitsgrade pro Knoten gesperrt, entspricht einer aufgeprätzten Messanordnung
unzip	Knoten von Spannleiste und Spannrahmen sind im FEM-Modell getrennt
Eckfeder	Modellierung der Federn des schwingungs isolierten Fundaments
Fundament	Modellierung des schwingungs isolierten Fundaments
E1, “ @	Piezoaktor, Keramikplatte

Tabelle 8: Übersicht Mess- und Simulationsmodelle

Die Messungen haben gezeigt, dass die Teststruktur sehr sensibel bezüglich der Randbedingungen reagiert. Entsprechend groß waren deshalb die Probleme, Mess- und Simulationsergebnisse aufeinander abzustimmen. Aus diesem Grund wurden umfangreiche Messungen mit unterschiedlichen Randbedingungen durchgeführt.

a) Platte #1 mit fest angezogenen Spannleisten und Auflage an der zugerundeten Seite

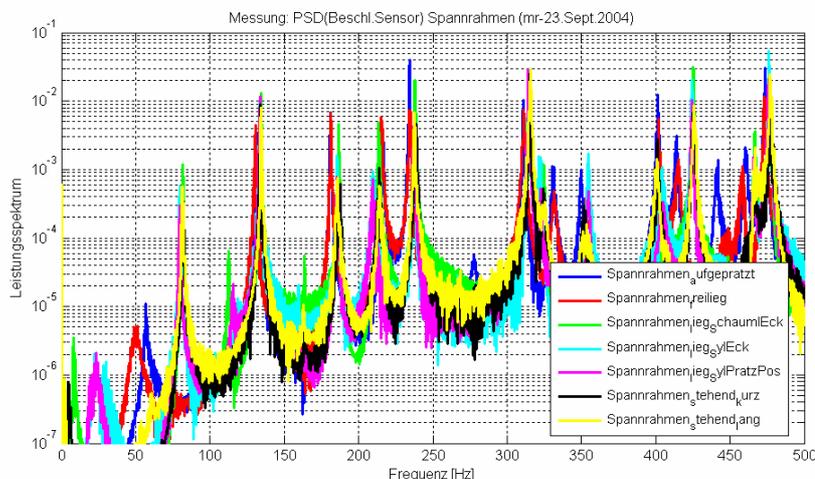


Abbildung 28: Hammerschlägerregung: Spektrum bei verschiedenen Aufstellungsarten

Man sieht, dass die Eigenfrequenzen stark mit den Aufspannbedingungen variieren. In Tabelle 9 sind die Eigenfrequenzen nochmals zusammengefasst.

b) Platte #2 mit fest angezogenen Spannleisten und Auflage auf der flachen bzw. zugerundeten Seite

Es wird die Platte #2 eingespannt. Spannleisten wurden einmal mit der flachen Seite anliegend und einmal mit der rund gefrästen Seite anliegend gemessen (siehe Abbildung 29).

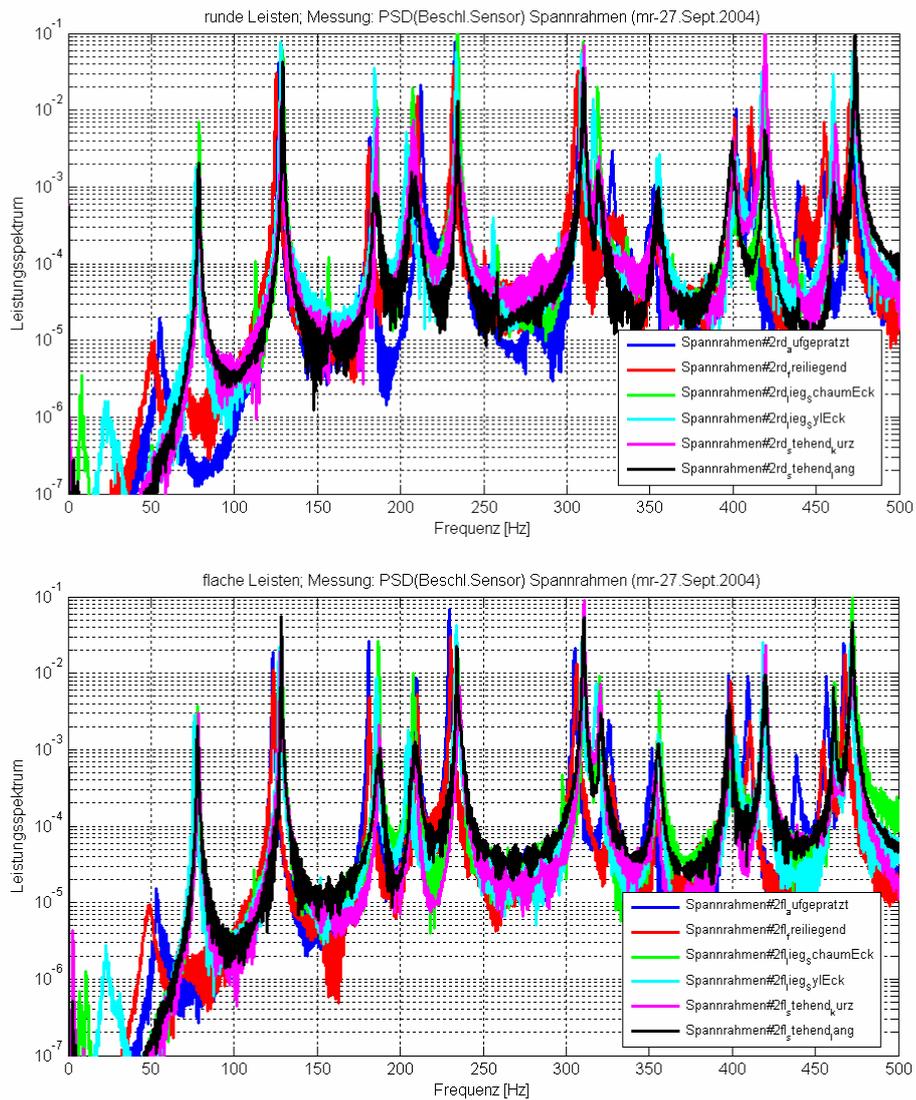


Abbildung 29: Platte #2; Hammerschlageregung: Spektrum bei unterschiedlicher Aufstellungs- und Befestigungsart (Spannleiste)

c) Platte #2 mit fest angezogenen Spannleisten und Auflage rechts

Da Polymere ein stark zeit- und lastabhängiges Materialverhalten aufweisen, wurden die Messungen an Platte #2 (siehe Abbildung 29) nach zwei Tagen mit einer Schaumstofflagerung erneut durchgeführt.

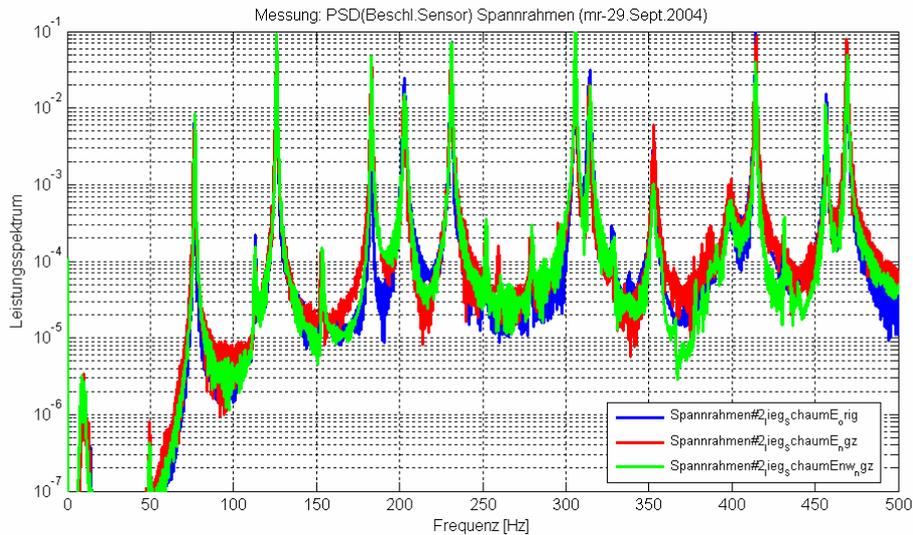


Abbildung 30: Platte #2; Hammerschlägerregung; Spektrum bei Schaum an den Ecken: Nachziehen der Schrauben/ weicher/ gesetzter Schaum; Spannleisten: rund

1. System auf den (seit 2 Tagen) eingedrückten Schaumstoffklötzen unter den Ecken (Abbildung , blau)
2. -''- + Nachziehen aller Schrauben der Spannleisten (Abbildung , rot)
3. noch gezogene Spannleiste + weichere Schaumstoffklötze unter dem Spannrahmen (Abbildung , grün)

d) Platte #2 mit einem aufgeklebten Aktor („E1“) mit fest angezogenen Spannleisten und Auflage auf der rechten Seite

Nach dem Aufkleben eines PZT-Aktors @ (1,4) wurden die Eigenfrequenzen der Platte gemessen (siehe Abbildung 31).

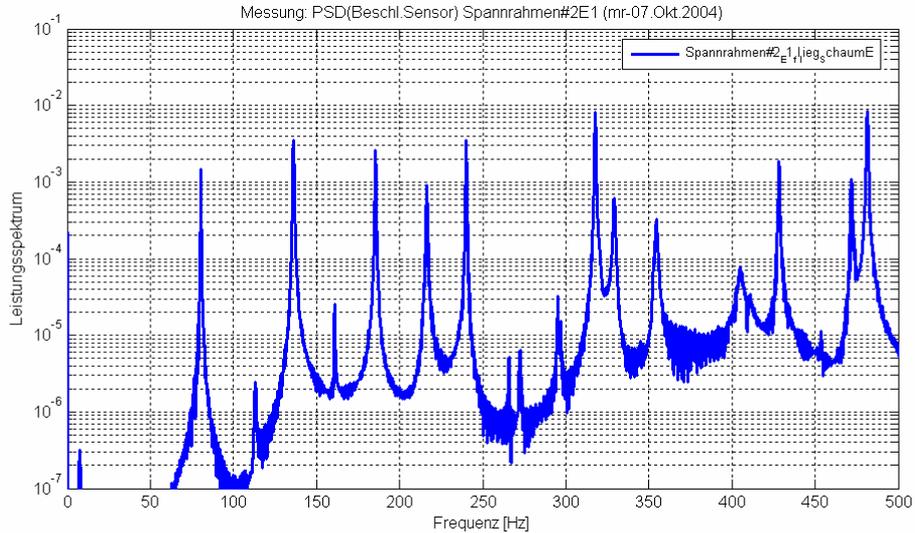


Abbildung 31: Platte #2 mit Aktor E1; Hammerschlagregung; Spektrum bei Schaum an den Ecken

e) Platte #2 mit einem aufgeklebten Aktor („E1“) mit fest angezogenen Spannleisten

Nach dem Aufkleben des PZT-Aktors „E1“ @ (1,4) wurden die Eigenfrequenzen der Platte gemessen (siehe Abbildung 32).

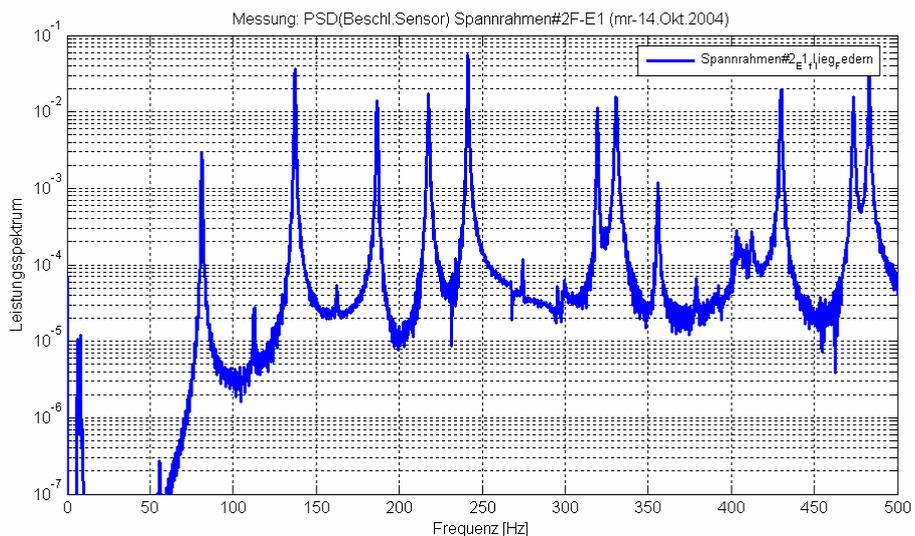


Abbildung 32: Platte #2 mit Aktor E1; Hammerschlagregung; mit Federn

In Abbildung 33 ist der gemessene Frequenzgang (Leistungsdichtespektrum) von „Schaum (grün)“ und „stehend – kurz (schwarz)“ gegeneinander geplottet.

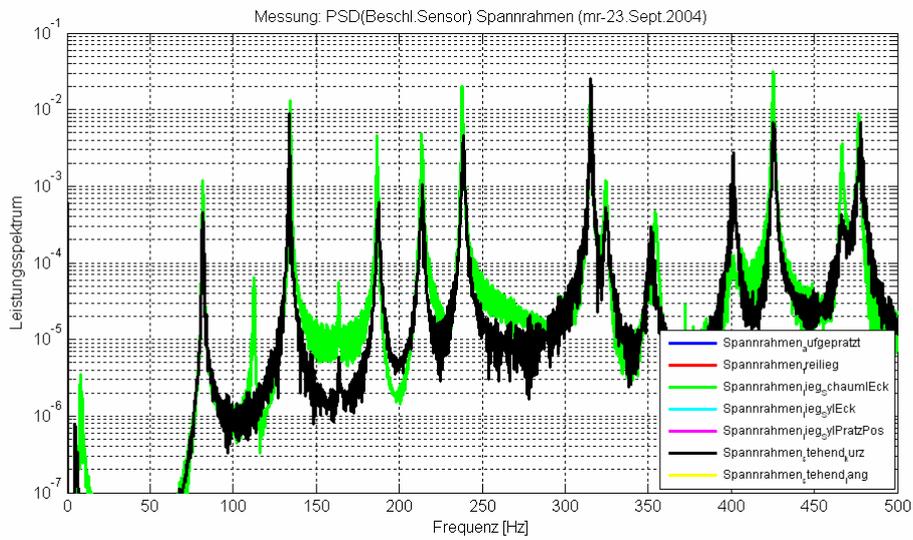


Abbildung 33: Vergleich „Schaum“ an den Ecken mit „stehend – kurz“

Die gemessenen Eigenfrequenzen sind weitgehend identisch sind, lediglich bei den Messreihen, bei denen die Platte auf Schaumstoffelementen gelagert war, sind ein oder zwei zusätzliche Eigenfrequenzen aufgetreten.

Tabelle 9: Messung und Simulation der Eigenfrequenzen am Spannrahmen (Messergebnisse bei Hammererregung)

Info: [Rxy]: Rahmenbiegemoden
 [XY]: Plattenbiegung, (X,Y)-Mode

	EFs	[11]	[R]	[21]	[R]	[12]	[31]	[22]	[R]	[32]	[41]	[13]	[R21]	[R11]	[23]	[R]	[42]			
MESSUNG																				
Schaum (Ecken, Messung 2)		82		135		187	213.5	238		316	325	355			403		426			
aufgeprätzt (P#2,fl)		53		123		181	210	229.5		305	326	352			398		409			
frei liegend (P#2,fl)		49		123.5		181.5	210	230.5		306	327	354.5			399		411			
stehend – lang (P#2,fl)		77.5		128.5		187	209	234		311	321	356			398		420			
stehend – kurz (P#2,fl)		78.8		128		187	208	235		311	320	354			398		420			
Sylomer (Ecken) (P#2,fl)		76		127		185.5	204.5	233.5		309	318	356			402		418.5			
Schaum (Ecken) (P#2,fl)		78		128.5		186.5	208	235		311	320	356			402		419.5			
Aufgeprätzt (P#2,rd)		55		127		181.5	212	232.5		307.5	327	353			402		411			
frei liegend (P#2,rd)		51		125		181.5	210	232		306	328	354			401		411			
stehend – lang (P#2,rd)		78.5		129		185	207	234		310	319	355			399		419			
stehend – kurz (P#2,rd)		79		128		186	208	233.5		310.5	319	355			400		419			
Sylomer (Ecken) (P#2,rd)		76.5		128		184	204	233.5		308.5	316	356			399		417.5			
Schaum (Ecken) (P#2,rd)		78.5		129		185.5	207	234.5		309.5	318.5	355			403		418.5			
Schaum (P#2, 2 Tage gesetzt)	9.5	76	113.5	125.5	(153)	183	203	231		306	314	353			399		414	457	469	
Schaum (P#2, 2 Tage gesetzt + nachziehen)	9	76	113.5	126	(153)	183	203	231		306	314	353			399		414	457	469	
Schaum (P#2, nachziehen + weicherer Schaum), Ref#2	9	77	113.5	126	(153)	183	203	231		306	314	353			399		414	457	469	
Schaum (Ecken) (P#2,rd + Aktor „E1“)	8	80.4	113.5	136	(161)	185.5	216.5	240(266 273)295	318	329	355				405		428	(454)	472	481
Federn (P#2, rd + Aktor „E1“)	8	81	113	137.5	(162.5)	186.5	217.8	241.5(267 275)	319	331	356	(379)			405		430	473.5	483	
SIMULATION																				
S4R-Platte; fixed		84.8		138.3		214.2	234	260.35		346	380	439			479		480			
S4R-R-Platte+Eckfedern	...7	85.9		138.9	150	214.3	234	261.03	319	346	380	439			479		480			
C3D20-R+Eckfedern	...3	84.6		136.2	144	201.6	223	250	324	331	343	385			429		448			
--- + E=200Gpa	...3	84.6		136.2	141	201.5	223	250	317	331	343	385			429.8		448	486	497	
--- +Runzip	...3	84.6	118	136.1		201.3	223	250	318	331	343	383			428.8		448	472	497	
--- +Runzip+Ealu=65GPa	...3	82.1	118	132.1		195.5	216	242.5	318	322	333	373			416		434.5	471	482	
--- +Runzip+M1unzip	...3	83.7	117	134.9		199.3	221	247	312	328	340	379			424		443	464	492	
--- +Runzip+Kh	...3	83.9	117	134.9		198.4	220.3	246.7	312	327	337	375			420		441	461	485	
--- +Runzip+Kh+Est=180GPa	...3	83.8	108	134.9		198.2	220.2	246.6	291	327	337	374			420		429	441	485	
--- +B31Rahmen		53.4		108		143.8	187	212		304	293.5	291			367		420	430	471	
--- +B31Rahmen,free	6x0	79.2	117	128.9		188.2	212.4	236.5	313	318	327.8	357			405.8		432	474	488	
--- +B31Rahmen+Eckfedern	...7.1	79.1	117	128.9		188.2	212.4	236.5	313	318	327.8	357			405.8		432	474	488	
--- +B31Rahmen+Eckfedern, Mod#2	...7.1	77.1	117	126.5		183.8	209.2	232.7	312.5	314.7	323.2	349			399.5		429	468	484	
--- +B31Rahmen+Eckf, Mod#2a	...7.1	77.1	114	126.5		183.7	209.1	232.6	305.5	314.5	323.1	349			399.3		429	468	479	

3.6 Simulation

Bereits zu einem frühen Zeitpunkt hat sich im Projektverlauf abgezeichnet, dass Mess- und Berechnungsergebnisse nur schwer zu korrelieren sind. Der wichtigste Grund war der große Einfluss der Lagerungsbedingungen und ihre Modellierung. Deshalb mussten im Projekt Messungen und FEM-Simulation aufs engste miteinander verzahnt werden. Zur übersichtlicheren Darstellung wurden Messung und Simulation jedoch in zwei getrennten Kapiteln behandelt und nur an den entscheidenden Stellen miteinander verknüpft. Die vorausgegangene Evaluierung des Programms ABAQUS ging mehr oder weniger nahtlos in die Simulationsphase über. Für weitere Arbeiten musste ein Interface zwischen den Programmen ABAQUS und Matlab eingesetzt werden.

Fortführung der ABAQUS-Tests: ABAQUS-Modell: Alu-Platte gefixed (zur Terminologie vgl. Tabellen 2 und 8)

Problembeschreibung

Eine rechteckige Alu-Platte mit 700 x 500 x 3 mm ($E = 69000 \text{ N/mm}^2$), $\nu = 0,35$, $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$), an den Rändern fest eingespannt, wird bezüglich ihrer Eigenfrequenzen untersucht. Eine analytische Lösung ist dieses Mal nicht bekannt.

ABAQUS-Rechnung

S8R 14x10=140	S8R 28x20=560	S8R 56x40=2240	S8R5 56x40=2240 (Kirchhoff)	S4 14x10=140	S4 28x20=560	S4R 28x20=560	S4R 14x10=140
88.206	88.115	88.114	88.117	90.256	88.638	88.569	89.976
143.21	142.79	142.79	142.79	147.59	143.96	143.74	146.69
211.45	210.98	210.97	210.99	227.95	214.97	214.80	227.21
234.87	233.71	233.69	233.71	250.23	237.61	237.21	248.55
263.36	261.54	261.51	261.54	279.02	265.67	265.00	276.14
352.21	347.27	347.22	347.27	373.02	353.35	351.96	366.84
361.04	358.42	358.36	358.42	405.23	369.06	368.44	402.54
399.12	397.29	397.21	397.28	466.87	412.74	412.41	465.41
451.38	446.26	446.16	446.24	514.32	461.39	460.10	508.48
478.22	467.74	467.62	467.71	519.88	479.69	477.40	509.33
521.02	515.72	515.56	515.67	600.98	539.63	538.66	587.77
542.19	529.11	528.94	529.06	626.70	545.34	542.63	622.70
641.02	621.98	621.70	621.85	734.13	646.41	643.03	714.15
651.96	645.88	645.57	645.75	737.81	666.72	661.89	717.89
673.82	646.08	645.77	645.94	854.49	688.61	688.09	851.94
706.29	694.18	693.81	694.01	898.95	736.08	733.99	888.62
715.71	705.30	704.89	705.10	938.38	752.76	751.58	902.95
803.19	775.49	774.99	775.24	940.51	817.40	812.74	932.61
841.19	797.13	796.54	796.79	979.34	828.60	821.27	955.62
848.19	809.29	808.67	808.94	1039.3	856.24	851.57	1015.5
946.17	890.36	889.59	889.91	1105.7	935.18	926.99	1062.4
948.58	926.81	925.88	926.24	1233.3	1012.2	1010.7	1177.5
973.72	956.70	955.68	956.06	1293.7	1033.9	1023.6	1223.3
1031.5	981.69	980.60	980.98	1380.0	1053.7	1052.9	1371.9
1066.1	1004.7	1003.6	1004.0	1474.5	1092.3	1079.7	1440.7

C3D8 14x10 =140, Rand, fixed (pin)	C3D8 28x20 =560, Rand, fixed (pin)	C3D8 56x40 =2240, Rand, fixed (pin)	C3D8I 14x10 =140, Rand, fixed (pin)	C3D8I 28x20 =560, Rand, fixed (pin)	C3D8I 56x40 =2240, Rand, fixed (pin)	C3D20 14x10 =140, Rand, fixed (pin)	C3D20 28x20 =560, Rand, fixed (pin)	C3D20 56x40 =2240, Rand, fixed (pin)
750.54	380.36	196.95	106.89	89.506	88.231	92.861	89.943	88.902
1145.9	584.34	304.08	196.12	146.65	143.03	150.96	145.56	143.94
1872.5	948.64	489.98	265.03	215.76	211.56	229.23	216.71	213.13
1945.3	991.84	514.88	332.97	241.38	234.29	251.49	238.76	235.59
2034.0	1045.6	545.99	415.36	273.33	262.26	284.22	267.85	263.98
2521.5	1313.5	690.80	515.57	369.77	348.36	383.46	355.32	350.31
3093.6	1576.5	816.38	520.99	371.99	359.69	396.25	367.80	361.47
3417.9	1789.9	941.66	631.98	409.45	399.09	450.43	411.34	401.80
3619.5	1835.1	946.25	754.14	471.54	448.25	507.44	460.57	450.99
3662.0	1883.0	979.54	768.04	504.70	469.55	532.62	479.51	471.80
3879.8	2036.5	1071.2	882.89	538.34	518.21	590.10	532.35	520.46
4407.4	2323.2	1201.2	917.68	574.85	531.49	615.18	544.57	534.30
4554.9	2360.2	1252.3	1078.3	672.46	625.02	737.99	640.43	627.55
4699.1	2464.2	1293.2	1087.3	678.02	649.19	774.61	664.45	652.06
5081.0	2889.1	1538.4	1244.5	719.16	650.19	785.71	675.51	654.04
5327.6	3022.2	1557.3	1284.6	741.26	698.70	837.73	723.72	702.48
5903.2	3045.2	1580.0	1419.0	741.63	709.71	841.20	733.34	712.34
5920.9	3131.5	1641.5	1482.4	855.81	780.44	965.67	805.57	784.08
5966.4	3225.6	1666.2	1501.9	890.29	801.45	1008.3	821.28	804.32
5978.3	3317.5	1736.5	1712.9	904.63	814.25	1031.0	838.53	816.95
6170.6	3334.3	1768.6	1752.2	982.16	896.01	1160.2	922.53	899.44
6302.6	3624.7	1929.3	1953.5	1008.9	934.03	1182.7	971.79	936.84
6313.6	3704.6	1984.9	1980.8	1014.2	965.32	1231.1	1012.9	970.05
6370.3	4274.2	2210.2	2053.4	1087.3	987.87	1304.8	1015.8	990.62
6643.3	4280.6	2265.6	2247.7	1131.9	1013.6	1355.2	1060.5	1018.1

C3D8 2x14x10 =280, Rand, fixed (pin)	C3D8 2x28x20 =1120, Rand, fixed (pin)	C3D8 2x56x40 =4480, Rand, fixed (pin)	C3D8I 2x14x10 =280, Rand, fixed (pin)	C3D8I 2x28x20 =1120, Rand, fixed (pin)	C3D8I 2x56x40 =4480, Rand, fixed (pin)	C3D20 2x14x10 =280, Rand, fixed (pin)	C3D20 2x28x20 =1120, Rand, fixed (pin)	C3D20 2x56x40 =4480, Rand, fixed (pin)
752.79	753.36	205.32	108.72	109.13	88.756	91.472	89.309	88.612
1149.7	1150.6	318.25	198.44	198.98	143.79	148.99	144.64	143.52
1877.6	1878.9	509.31	270.14	271.33	212.92	225.13	215.04	212.38
1951.2	1952.6	537.31	336.86	337.77	235.49	248.17	237.32	234.93
2040.9	2042.6	572.44	419.68	420.70	263.84	279.91	265.93	263.10
2530.9	2533.2	727.38	528.00	529.73	350.33	378.45	352.94	349.21
3102.2	3104.4	849.69	528.06	530.91	361.58	390.22	365.55	360.47
3430.1	3433.2	981.75	636.54	637.64	401.83	440.39	407.93	400.33
3628.8	3631.1	990.30	763.57	765.81	451.19	497.61	456.95	449.40
3672.9	3675.6	1022.5	781.00	784.07	472.16	525.70	476.41	470.37
3893.2	3896.6	1125.9	911.02	917.62	521.07	578.87	528.95	519.01
4424.0	4428.2	1248.1	923.81	925.29	534.81	605.48	540.56	532.49
4567.0	4570.0	1321.5	1086.3	1088.2	628.58	726.76	636.25	625.68
4714.5	4718.4	1355.9	1110.8	1116.4	653.11	751.73	659.80	649.92
5081.0	5081.0	1614.3	1265.3	1270.2	655.02	775.34	669.42	651.58
5347.5	5352.4	1623.8	1294.2	1296.5	703.72	815.45	717.45	699.88
5919.3	5923.3	1644.5	1480.9	1492.3	713.91	820.45	728.33	710.33
5937.3	5941.3	1718.3	1490.4	1495.4	785.82	944.59	798.98	781.25
5978.3	5978.3	1729.4	1544.1	1554.1	806.27	988.61	815.67	801.75
5982.6	5986.7	1815.6	1729.0	1732.8	819.11	1018.0	832.82	814.52
6191.6	6196.8	1861.5	1768.4	1772.4	901.98	1122.8	915.40	896.29
6318.7	6322.7	2032.5	1990.5	1992.8	940.02	1162.9	964.51	934.13
6332.6	6337.3	2096.6	1999.0	2009.8	973.18	1181.5	1002.8	966.26
6370.3	6370.3	2292.4	2128.7	2146.3	993.98	1256.3	1008.8	987.49
6666.2	6671.9	2363.7	2275.6	2279.0	1021.6	1320.2	1050.2	1014.2

C3D20 4x14x10 =560, Rand, fixed (pin)	C3D20 4x28x20 =2240, Rand, fixed (pin)	C3D20 4x56x40 =8960, Rand, fixed (pin)	C3D20 8x14x10 =1120, Rand, fixed (pin)	C3D20 8x28x20 =4480, Rand, fixed (pin)	C3D20 8x56x40 =17920, Rand, fixed (pin)	C3D20 2x28x20 =1120, Rand, fixed (pin, aber nur außen, die mittleren umlaufenden Knoten wurden nicht gepinnt)	C3D20 28x20 =560, Rand, fixed (pin, aber nur außen, die mittleren umlaufenden Knoten wurden nicht gepinnt)
91.074	89.118	88.521	90.971	89.068	176.75	88.496	88.539
148.43	144.36	143.39	148.28	144.29	286.18	143.54	143.61
223.97	214.52	212.14	223.67	214.38	422.95	213.21	213.35
247.22	236.87	234.72	246.97	236.75	468.03	235.76	235.89
278.70	265.35	262.83	278.39	265.19	523.86	263.91	264.09
377.06	352.22	348.87	376.70	352.03	694.92	350.59	350.83
388.51	364.81	360.14	388.07	364.62	717.19	363.41	363.68
437.58	406.83	399.85	436.86	406.53	795.53	404.83	405.25
494.89	455.80	448.88	494.19	455.50	892.91	453.71	454.17
523.79	475.44	469.92	523.31	475.18	935.04	473.59	473.97
575.76	527.80	518.51	574.95	527.49	1030.9	526.15	526.71
602.83	539.31	531.92	602.16	538.98	1057.6	537.08	537.60
723.70	634.91	625.07	722.91	634.55	1242.0	632.87	633.54
745.50	658.36	649.25	743.91	657.98	1289.8	655.97	656.64
772.55	667.40	650.73	771.83	666.86	1291.2	664.90	666.04
809.42	715.40	699.00	807.88	714.86	1386.8	712.83	714.00
814.80	726.59	709.61	813.36	726.12	1408.1	724.82	725.94
938.95	796.86	780.33	937.51	796.31	1547.6	794.18	795.42
983.31	813.92	800.94	981.97	813.46	1589.3	811.41	812.36
1014.6	830.93	813.70	1013.7	830.43	1613.8	828.82	830.05
1112.7	913.16	895.28	1110.2	912.57	1774.5	910.36	911.73
1157.6	961.96	933.13	1156.3	961.27	1847.6	960.26	962.42
1168.3	999.35	964.90	1164.9	998.43	1908.5	996.74	999.51
1243.4	1006.5	986.48	1240.1	1005.9	1954.3	1004.0	1005.5
1311.0	1046.7	1012.8	1308.6	1045.8	2002.9	1044.1	1046.9
			Warning: AspectRatio >100				

Tabelle 10 a – d: Eigenfrequenzberechnungen für unterschiedliche Plattenmodelle mit ABAQUS

Als „richtig“ angenommen wird das rot markierte Ergebnis mit 560 S4R-Plattenelementen. Soll dieses Ergebnis mittels Volumenelementen erzielt werden, dann sind die linearen C3D8-Elemente kaum geeignet. Verwendet man C3D8I (lineare Elemente mit inkompatiblen Moden), sieht das Ergebnis bei einer Modellgröße von 560 Elementen deutlich besser aus. Problematisch bei den C3D8I-Elementen ist, dass sie nicht in Form einer Massen- und Steifigkeitsmatrix exportiert werden können. Elemente, mit denen dies möglich ist, sind die parabolischen C3D20-Elemente mit Mittenknoten. 560 einlagig angeordnete Elemente liefern ein hinreichend genaues Ergebnis. Die Abbildung der Platte durch mehrere übereinander liegende Elemente hat weniger positive Auswirkungen als ein kleiner werdendes Aspect-Ratio! Eine weitere Verbesserung wird durch eine genauere Abbildung der Randbedingungen erreicht. Dazu werden nur die umlaufenden Knoten am oberen und unteren Rand festgehalten, alle dazwischen liegenden Knoten werden frei gelassen.

Im weiteren Projektverlauf wurde ein Modell mit 1 x 20 x 28 C3D20-Elementen ohne Fixierung der Mittelknoten verwendet.

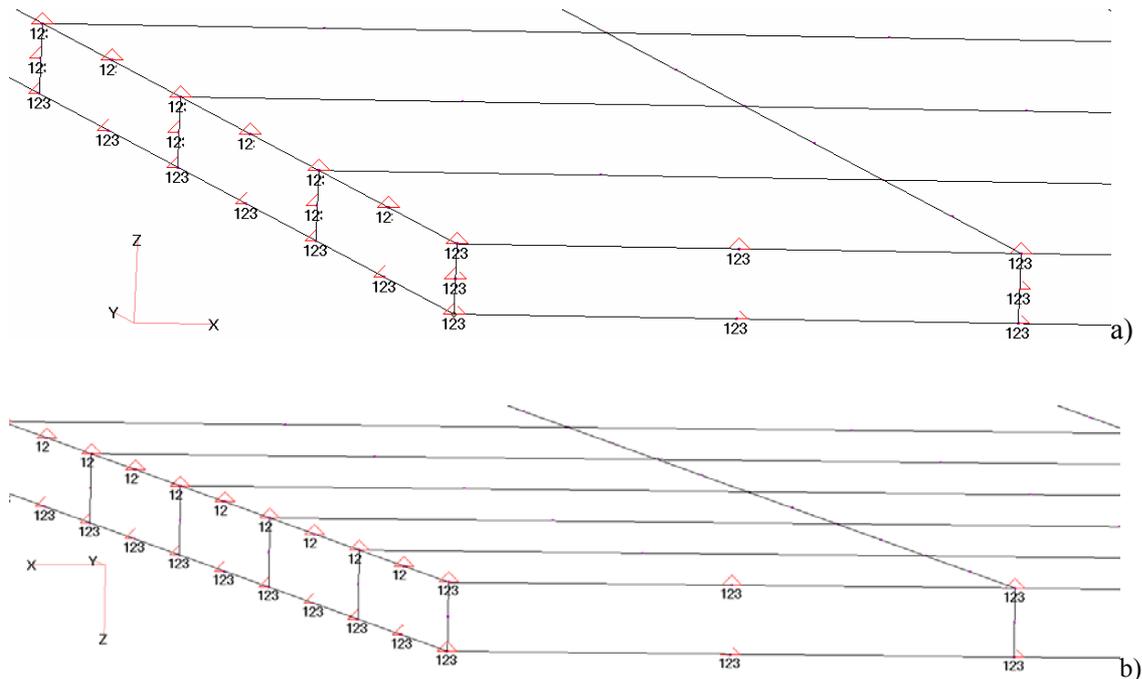


Abbildung 34: Vergleich FE-Modelle:
a) mit fixierten Mittenknoten; b) ohne fixierte Mittenknoten

3.6.1 Matlab-ABAQUS-Interface

Um eine aktive Körperschallminderung zu realisieren, muss die Aufspannplatte durch Sensoren und Aktoren zu einem mechatronischen System ergänzt werden, das über eine Regelung verkoppelt wird. Für den Entwurf eines solchen Systems sind umfangreiche Simulationen notwendig. Es reicht jedoch nicht mehr aus, einzelne Teile wie z. B. die Platte hinsichtlich ihrer Eigenfrequenzen zu berechnen; denn die Regelung greift über die Aktoren ständig in das System ein und verändert dessen Verhalten. Deshalb muss das Zusammenspiel von schwingender Platte, Sensorsignalen, Regelung und aktorisch eingebrachten Kräften geschlossen simuliert werden. Weil die aktive Schwingungsminderung noch eher Forschungsthema ist und der breite industrielle Einsatz dieser Technologie noch aussteht, existiert für derartige Aufgaben noch keine kommerzielle Software, die unter einer relativ einfachen Benutzeroberfläche die entsprechenden Simulationen ermöglicht. Was bleibt, ist der Einsatz herkömmlicher Ingenieursoftware wie z. B. Matlab und von FEM-Programmen wie ABAQUS, auf deren Basis eigene Lösungen geschaffen werden müssen. Dazu ist eine Schnittstelle zwischen ABAQUS und Matlab notwendig. Das komplette Strukturmodell inklusive Aktoren wird in ABAQUS berechnet. Das Programm schreibt die angeforderten Massen- und Steifigkeitsmatrizen der einzelnen Elemente heraus. Im Rahmen eines BMBF-Projektes AVR Rotor wurde eine geeignete Schnittstelle entwickelt. Sie wurde hier auf die Bedürfnisse dieses Projekts angepasst und getestet [Friedmann 2004].

Mit der für Matlab entwickelten Schnittstelle ist es nun möglich, die Systemmatrizen einschließlich aller nötigen Modellinformationen nach Matlab vollständig zu importieren. Als Ergebnis erhält man unter Matlab das Strukturmodell in Form der Bewegungsgleichungen:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} + \mathbf{K}_e\mathbf{v} = \mathbf{f} \quad (\text{Formel 10})$$

$$-\mathbf{K}_e\mathbf{x} + \mathbf{K}_{ee}\mathbf{v} = \mathbf{q} \quad (\text{Formel 11})$$

mit:

\mathbf{M} = Massenmatrix
 \mathbf{K} = Steifigkeitsmatrix
 \mathbf{K}_e = Piezokopplungsmatrix
 \mathbf{K}_{ee} = dielektrische Steifigkeitsmatrix

\mathbf{x} = mechanische Verschiebungen
 \mathbf{v} = elektrische Spannung
 \mathbf{f} = externe mechanische Kräfte
 \mathbf{q} = elektrische Ladung

Neben den mechanischen Freiheitsgraden erlaubt die Schnittstelle auch einen Import von elektrischen Freiheitsgraden, wie sie z. B. für die Modellierung piezoelektrischer Elemente benötigt werden.

Die Bewegungsgleichung kann durch Transformation mit der Eigenvektormatrix auf modale Darstellung gebracht werden. In dieser Darstellung können z. B. modale Dämpfungsgrade in Form einer modalen Dämpfungsmatrix berücksichtigt werden. Durch das Weglassen höherfrequenter Eigenmoden und nach Transformation in den Zustandsraum erhält man die mathematische Beschreibung des dynamischen Verhaltens des importierten Modells:

$$\dot{\mathbf{x}}_m = \mathbf{A}\mathbf{x}_m + \mathbf{B}_f\mathbf{f} + \mathbf{B}_v\mathbf{v} \quad (\text{Formel 12})$$

$$[\mathbf{x} \quad \dot{\mathbf{x}} \quad \ddot{\mathbf{x}} \quad \mathbf{q}]^T = \mathbf{C}\mathbf{x}_m + \mathbf{D}_f\mathbf{f} + \mathbf{D}_v\mathbf{v}$$

mit:

\mathbf{A} = Systemmatrix
 $\mathbf{B}_f / \mathbf{B}_v$ = mechanische / elektrische Eingangsmatrix
 \mathbf{C} = Ausgangsmatrix
 $\mathbf{D}_f / \mathbf{D}_v$ = mechanische / elektrische Durchgangsmatrix
 \mathbf{x}_m = Zustandsvektor

Diese Zustandsraumdarstellung ist die Grundlage für weitere Berechnungen [Ries 2005].

3.6.2 Modellbildung und Simulation

Platte „700_500_3_C3D20_560_RB31F (Mod #2c_E1)“

Nun wird die Platte mit „Gutekunst-Federn“ modelliert. Die Federn haben eine axiale Federrate von „ $k = 22740 \text{ N/m}$ “. Für die laterale Federrate wurde „ $k_{\text{lat}} = 21000 \text{ N/m}$ “ abgeschätzt. Betrachtet wird die Alu-Platte aus C3D20-Elementen inkl. Stahlrahmen ($E_{\text{Stahl}} = 210 \text{ GPa}$; $\rho_{\text{Stahl}} = 7850 \text{ kg/m}^3$; $\nu_{\text{Stahl}} = 0,3$) aus C3D20-Elementen. Der Stahlrahmen ist mit B31-Balkenelementen modelliert. Das Modell ist in Abbildung 35 dargestellt. Zusätzlich wird ein Piezoaktor @ (1,4) auf die Platte geklebt. Modelliert wird dieser mit 4 C3D8E-Elementen. Für den Matlab-Import steht jetzt auch die Option „LGS“ zur statischen Korrektur zur Verfügung!

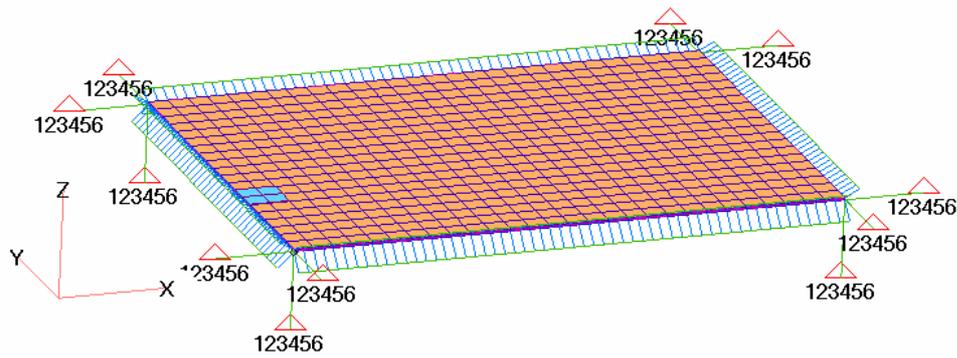


Abbildung 35: Alu-Platte mit Stahlrahmen, Gutekunst-Federn und Piezoaktor aus C3D8E-Elementen

ABAQUS berechnet die ersten 25 Eigenfrequenzen zu:

```
6.7345 6.7447 7.0220 7.8983 8.1242 8.7686 77.342 114.83 127.50 183.58 210.39 233.39
307.85 315.90 323.96 348.22 399.31 430.36 467.33 481.54 484.28 569.47 575.44 601.19
625.54 Hz
```

Tabelle 11: Eigenfrequenzberechnung der im Stahlrahmen eingespannten Aluplatte mit ABAQUS C3D8E-Elementen

Nach dem Import mit „readABAQUSMatrices.m“ Matlab berechnete Eigenfrequenzen:

```
6.73456 6.74469 7.021954 7.898226 8.124221 8.768514 77.34229 114.8293 127.4998
183.5772 210.3856 233.3888 307.8517 315.9014 323.959 348.2185 399.3106 430.3608
467.3255 481.5377 484.2787 569.4686 575.4439 601.1882 625.5344 Hz
```

Tabelle 12: Eigenfrequenzberechnung der im Stahlrahmen eingespannten Aluplatte mit Matlab

Ein weiterer Vergleich wurde mit einem zweiten Modell durchgeführt:

Platte „700_500_3_C3D20_560_RB31F (Mod#2d_E1)“

Das Modell entspricht dem Modell Mod#2c_E1, lediglich die Koppelsteifigkeit der Shells wurde erhöht.

ABAQUS berechnet die ersten 25 Eigenfrequenzen zu:

```
6.7356 6.7458 7.0232 7.8985 8.1254 8.7706 81.062 115.09 131.37 192.69 215.88 240.80
309.00 321.58 332.91 365.25 413.02 436.30 481.62 483.35 493.04 584.01 596.04 606.20
636.20 Hz
```

Tabelle 13: Ergebnisse der Eigenfrequenzberechnung der im Stahlrahmen eingespannten Aluplatte mit erhöhter Koppelsteifigkeit mit ABAQUS

Auch bei dieser Simulation ergab sich eine sehr gute Übereinstimmung der ABAQUS- und Matlab-Ergebnisse.

Einfluss Piezomodellierung auf Piezokapazität

Es wird untersucht, wie fein eine Piezoplatte aus PIC255 der Größe 0,050 x 0,050 x 0,8 mm abgebildet werden muss, damit seine Kapazität „richtig“ berechnet wird.

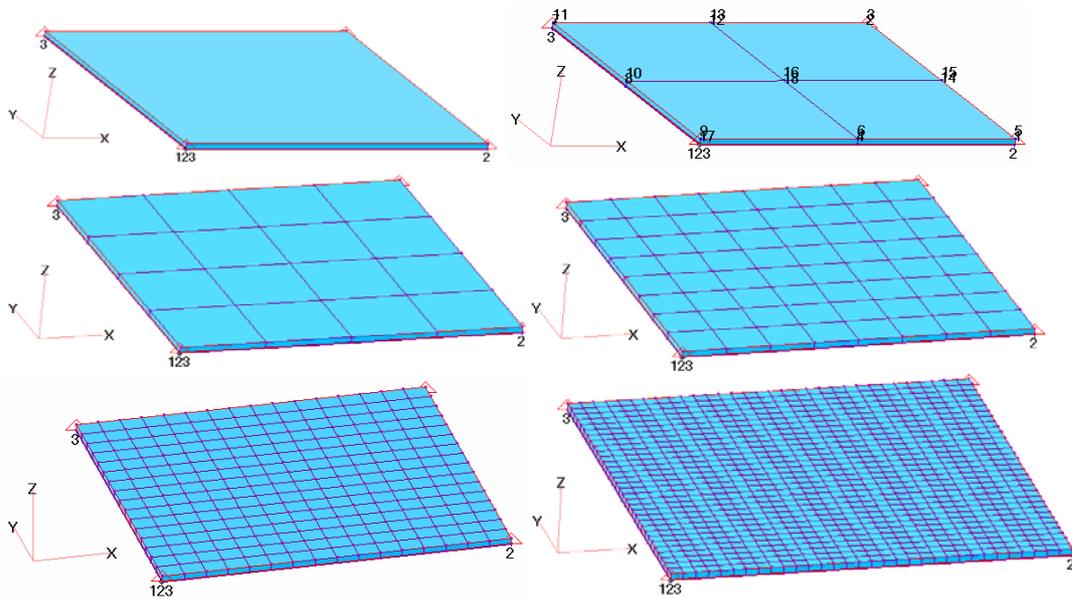


Abbildung 36: Modellierung eines Piezos mit verschiedenem Detaillierungsgrad (1, 4, 16, 64, 256, 1024 Elemente)

C3D8E-Elemente	Kapazität
1	-49.804719200193574 nF
4	-49.804719200212105 nF
16	-49.804719200212084 nF
64	-49.804719200476768 nF
256	-49.804719200327177 nF

Tabelle 14: Kapazität der Elektrode bei unterschiedlich detaillierter Elementierung

Die Variation des Simulationsmodells von Piezoelementen zeigt, dass die errechnete Kapazität unabhängig von der Elementierung ist. Bei den verwendeten Modellen wurden die Randbedingungen so gewählt, dass nur die Starrkörperbewegung verhindert wird.

Als nächstes soll der Einfluss der Randbedingungen untersucht werden. Deshalb wird die komplette negative Elektrode „gefixed“, das Ergebnis ist in Tabelle 15 dargestellt.

C3D8E-Elemente	Kapazität
1	-31.094963543140157 nF
4	-31.095082670083372 nF
16	-31.168982843299279 nF
64	-31.289698753499898 nF
256	-31.46511027258039 nF

Tabelle 15: Kapazität der Elektrode bei unterschiedliche detaillierter Elementierung: untere Elektrode = fixed

Es kann gezeigt werden, dass sich die Kapazität mit der mechanischen Einspannung der unteren Elektrode massiv vermindert.

Danach wird die Kapazität einer Elektrode nicht durch die Anzahl der Elemente beeinflusst. Die mechanischen Randbedingungen wirken sich jedoch massiv aus. Damit entspricht das Verhalten des Simulationsmodells der messtechnisch erfassten Realität.

3.6.3 Abgleich von Messung und Simulation

Modellierung / Berechnungen unter Matlab

Modellübersicht

- Mod#2b: aus C3D20 für Spannrahmen auf Schaumstoffecken
- Mod#2c: aus C3D20 für Spannrahmen auf Gutekunstfedern

Modell „Mod#2c“

Messung FRF am Spannrahmen #2 (mit Aktoren „E1“)

Zur Modellvalidierung wird unter ABAQUS die FRF von „F_1101_z“ nach „qpp_3044_z“ gemessen. Am auf Federn stehenden Spannrahmen wurden die FRFs gemessen (siehe Abbildung 37):

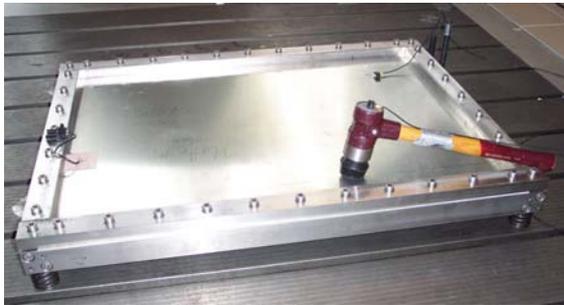


Abbildung 37: FRF-Messung : Platte#2 mit Aktor „E1“ auf Federn

Die gemessenen Frequenzgänge von drei Messungen sind in Abbildung 38 zu sehen:

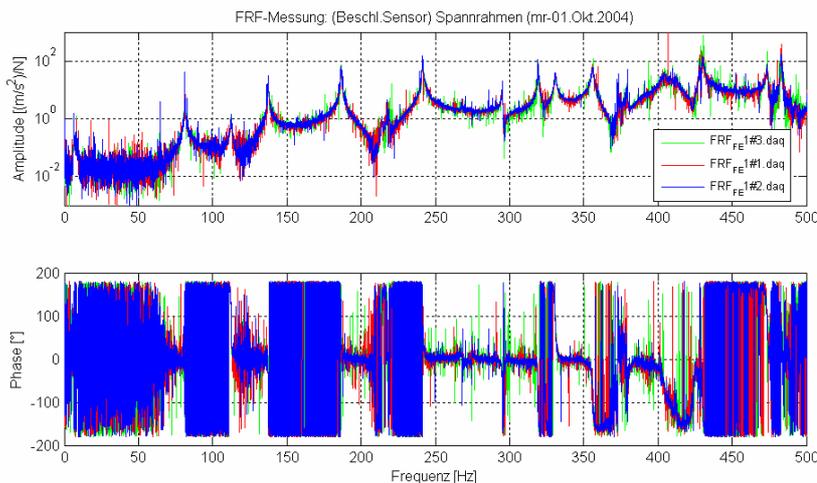


Abbildung 38: gemessene FRF (mit Federn und Aktor „E1“)

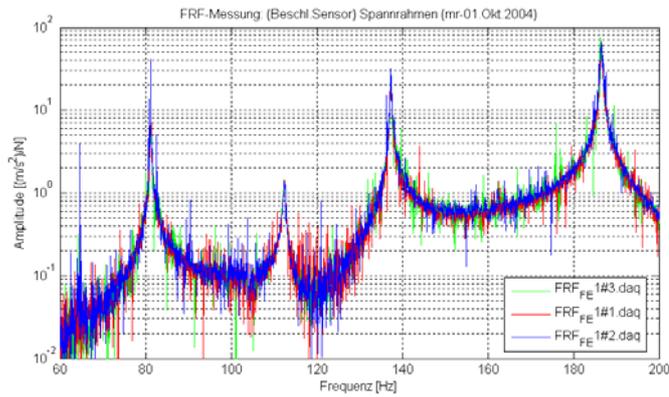


Abbildung 39: gemessene FRF (mit Federn und Aktor „E1“):
Zoom aus dem Amplitudengang (vgl. Abbildung 38)

Die drei Messungen stimmen relativ gut überein. Für weitere nachfolgende Betrachtungen (Vergleich mit ABAQUS) wird immer Messung „FRF_E1#2.daq“ verwendet.

Mod#2c E1 Valid via ABAQUS (Mechanik + Piezo → Krafterregung)

Zur Validierung wird unter ABAQUS die FRF von „F_1101_z“ nach „q_3044_z“ und „Epot_4282“ berechnet.

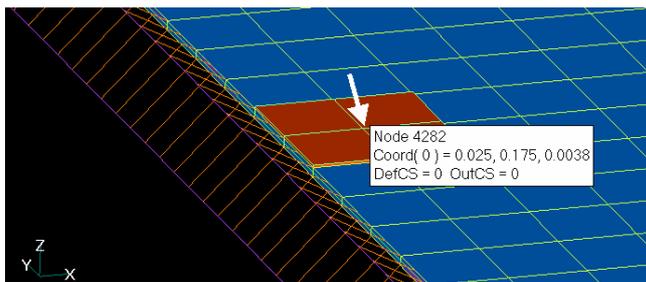


Abbildung 40: Position des Validierungsknoten im Modell „Mod#2c_E1“

Der Vergleich Messung / ABAQUS-Rechnung ist in Abbildung 41 zu sehen:

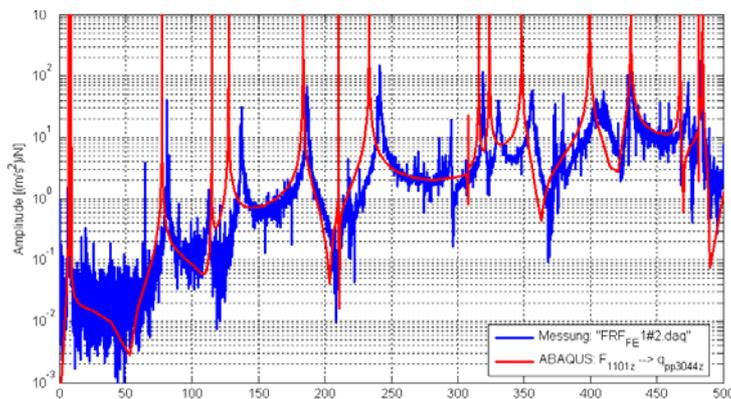


Abbildung 41: Vergleich Messung/ ABAQUS-Rechnung (Mod#2b_E1)

Tendenziell verhalten sich Messung und Rechnung ähnlich, die Übereinstimmung könnte aber deutlich besser sein. Deshalb muss das FEM-Modell noch verbessert werden.

Der Vergleich Matlab-Import-Modell (400Moden;Cd; D=0%) mit der ABAQUS-Rechnung ist in Abbildung 42 zu sehen:

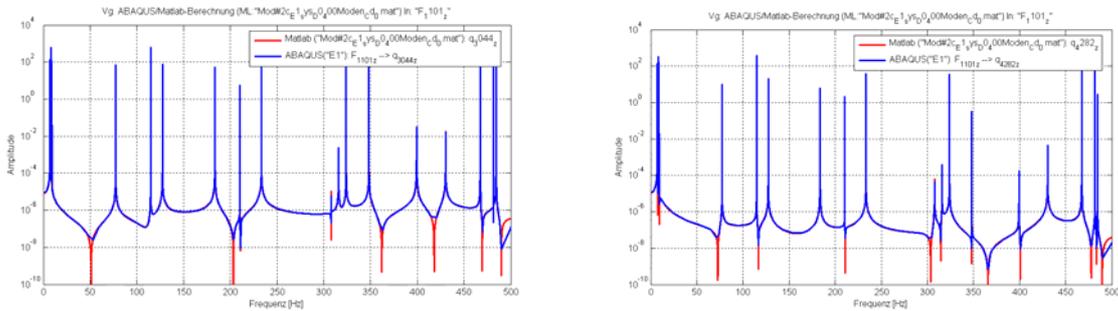


Abbildung 42: VGL Matlab(Mod#2c_E1: 400Moden;Cd;D=0%) ⇔ ABAQUS:
 $F_{1101z} \rightarrow q_{3044z}$ und q_{4282z}

Man sieht, dass für Kräfteerregung @1101 in z-Richtung Matlab und ABAQUS das Gleiche berechnen → **Import Routine ist korrekt.**

Der Vergleich Matlab-Import-Modell (400Moden;Cd; D=0%) für den elektrischen-dof @ Knoten#4282 mit der ABAQUS-Rechnung ist in Abbildung 43 zu sehen:

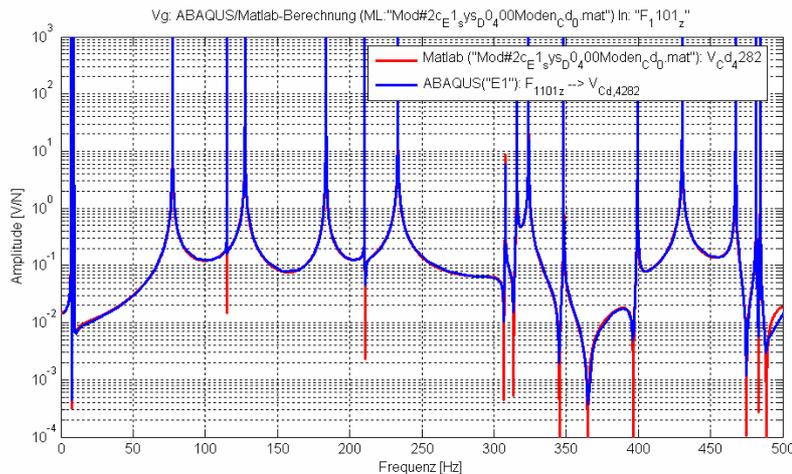


Abbildung 43: VGL Matlab(Mod#2c_E1: 400Moden;Cd;D=0%) ⇔ ABAQUS:
 $F_{1101z} \rightarrow E_{pot4282}$

Man sieht, dass für Kräfteerregung @1101 in z-Richtung Matlab und ABAQUS das gleiche Potenzial am Knoten #4282 berechnen → **Import-Routine ist korrekt.**

Mod#2c E1 Valid via ABAQUS (Mechanik + Piezo → Ldg.Erreg.)

Zur Validierung wird unter ABAQUS die FRF von 1 C @ Knoten #4282 nach „q_3044_z“, „q_4282_z“, „qpp_3044_z“, „qpp_4282_z“ und „Q4282“ berechnet und mit dem nach Matlab importierten Modell verglichen. Dazu wird im *.inp-file („Ref#2c_E1_ValidQ.INP“) eine *CECHARGE auf Knoten 4282 von 1C aufgebracht:

```
*CECHARGE, OP=NEW
4282, , 1
```

Der Vergleich von ABAQUS-Rechnung und Matlab ist in Abbildung 44 zu sehen:

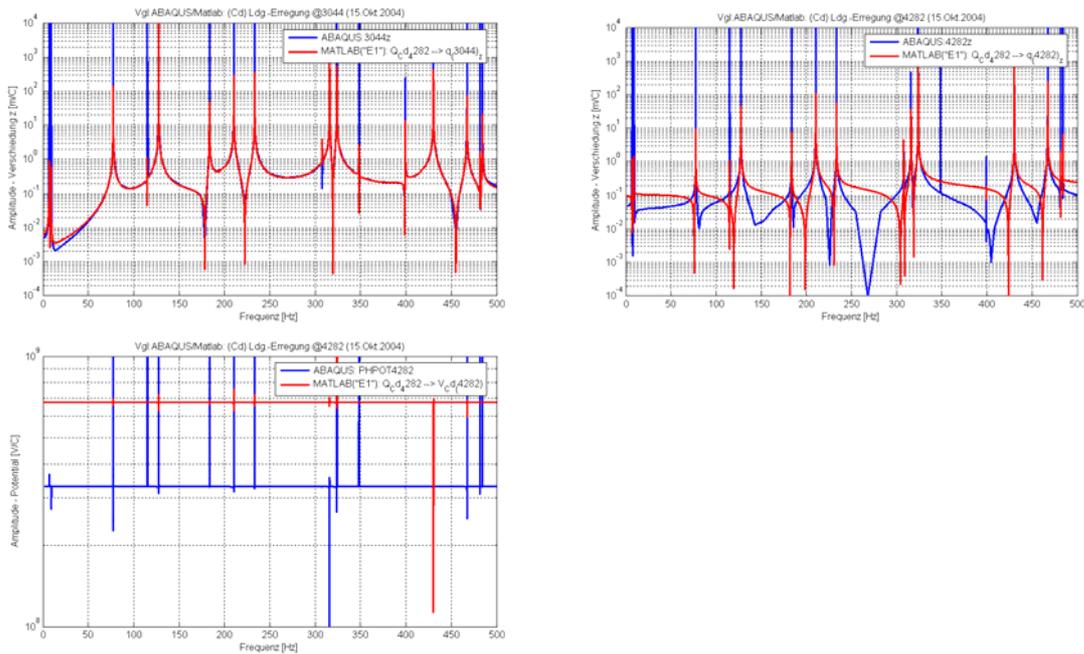


Abbildung 44: Vergleich ABAQUS/Matlab für punktuelle Cd-Erregung @ Knoten 4282

Die Berechnungen stimmen nur teilweise überein:

- „Cd“: Q_{4282} nach q_{3044z} (Kurven identisch, bis auf DC: OK)
- „Cd“: Q_{4282} nach q_{4282z} (Kurven NICHT identisch, bis auf DC: FALSCH)
Nullstellen fehlerhaft! (Problem: modal reduziertes Modell!)
- „Cd“: Q_{4282} nach E_{4282} (Kurven identisch, bis auf DC: OK)

Verwendet man das Modell „Mpd#2c_E1_sKLGs“ mit statischer Korrektur via „LGS“, erhält man folgendes Ergebnis:

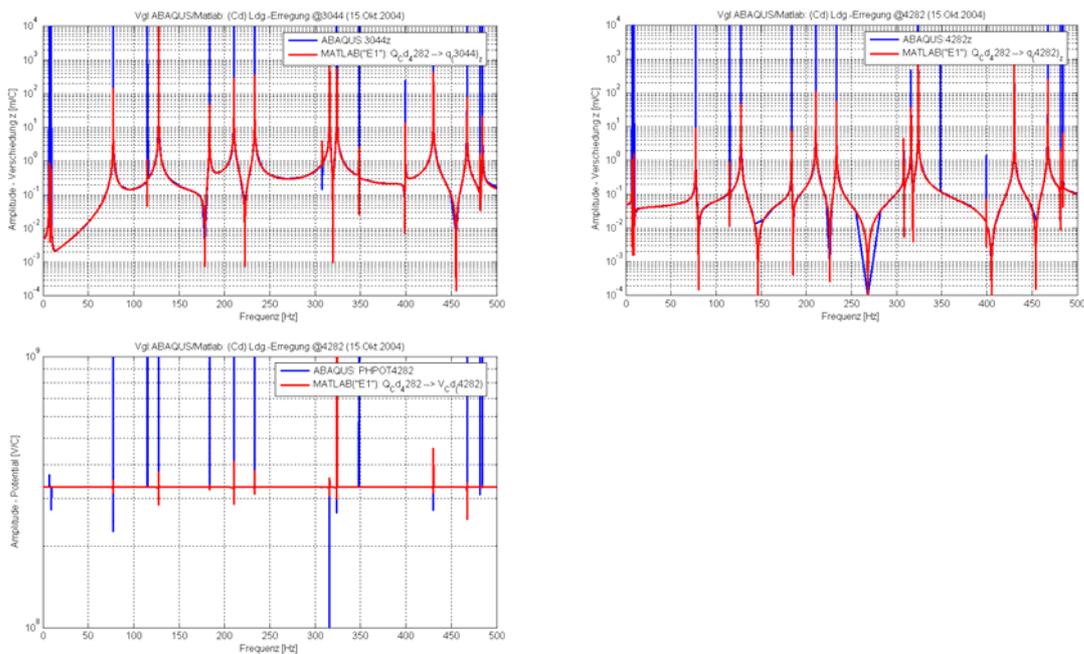


Abbildung 45: Vergleich ABAQUS/Matlab(statKorr=LGS) für punktuelle Cd-Erregung @ Knoten 4282

Die Berechnungen stimmen überein:

- „Cd“: Q_{4282} nach q_{3044z} (Kurven identisch: OK)
- „Cd“: Q_{4282} nach q_{4282z} (Kurven identisch: OK)
- „Cd“: Q_{4282} nach E_{4282} (Kurven identisch: OK)

Man sieht, dass durch Verwendung der stat. Korrektur via “LGS” die FRF von Matlab und ABAQUS identisch berechnet wird.

Mod#2c E1 Valid via ABAQUS (Mechanik + Piezo → Spg.Erreg.)

Zur Validierung wird unter ABAQUS die FRF von „V_G1“ nach „q_3044_z“, „q_4282_z“, „qpp_3044_z“, „qpp_4282_z“ und „Q4282“ berechnet („V_G1“ ist die obere Elektrode). Dazu wird im *.inp-file („Ref#2c_E1_ValidE.INP“) die *CLOAD entfernt und eine *BOUNDARY für die Elektrode G1 mit 1V vorgegeben:

```
*BOUNDARY
G1, 9, 9, 1
```

Da keine frequenzabhängige Messung der Ladung mit der zur Verfügung stehenden Messtechnik möglich ist, wird von einer Validierung durch Messungen abgesehen und es werden nur die ABAQUS-Rechnungen mit den Matlab-Rechnungen verglichen.

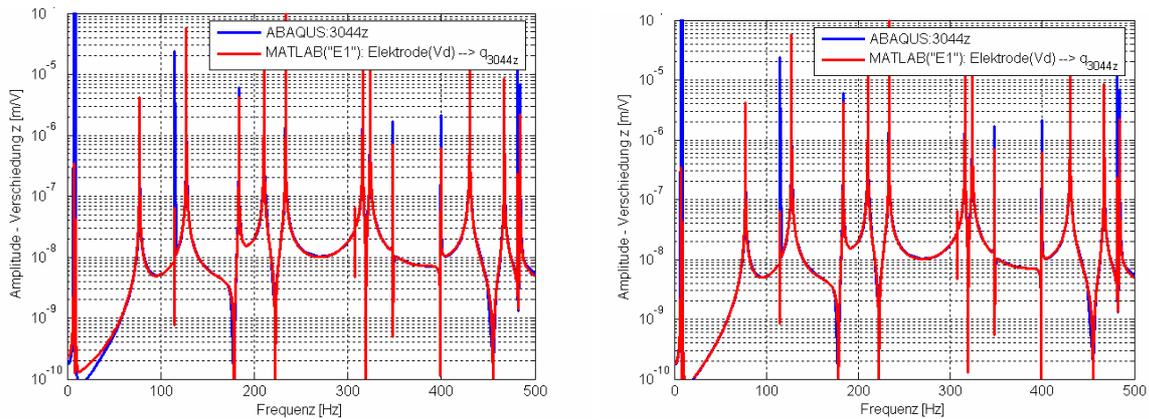


Abbildung 46: Vergleich „Vd“ Elek#1 => q3044
links: „ohne statKorr“ rechts: „mit statKorr:LGS“

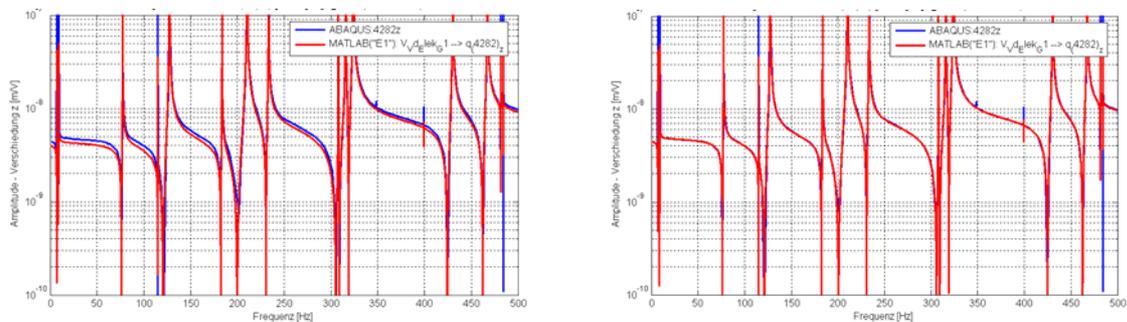


Abbildung 47: Vergleich „Vd“ Elek#1 => q4282z
links: „ohne statKorr“ rechts: „mit statKorr:LGS“

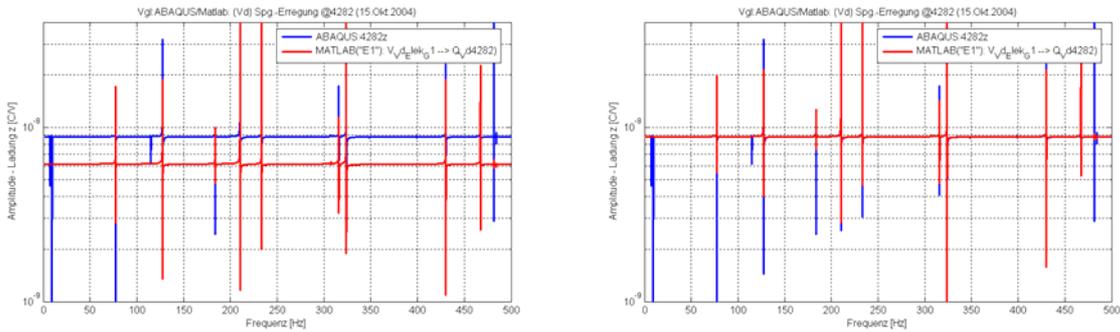


Abbildung 48: Vergleich „Vd“ Elek#1 => V4282 (04.Jan.2005)
links: „ohneStatKorr“ rechts: „mitStatKorr:LGS“

Die Berechnungen stimmen überein:

- „Cd“: Elek#1 nach q_{3044z} (Kurven identisch, wenn stat. Korrektur: OK)
- „Cd“: Elek#1 nach q_{4282z} (Kurven identisch, wenn stat. Korrektur: OK)
- „Cd“: Elek#1 nach Q_{4282} (Kurven identisch, wenn stat. Korrektur: OK)

Man sieht, dass durch Verwendung der stat. Korrektur via “LGS” die FRF von Matlab und ABAQUS identisch berechnet wird.

Fazit: Das importierte Matlab-Modell entspricht dem ABAQUS-Modell. Wenn für die statische Korrektur “LGS” verwendet wird, stimmt sogar der statische Anteil. Jetzt gilt es noch festzustellen, wieviel Moden zu berücksichtigen sind. Geht man davon aus, dass ein Modell benötigt wird, das bis max. 1200 Hz hinreichend genau ist, bedeutet dies gemäß der in Tabelle 16 aufgelisteten ersten 100 Eigenfrequenzen des Modells “Mod#2c_E1, dass die ersten 52 Moden zu berücksichtigen sind.

Nr	EF (Mod#2c E1)	Nr	EF (Mod#2c E1)	Nr	EF (Mod#2c E1)
1	6.73455985793237	34	835.202820177386	67	1492.60943095952
2	6.74469048258603	35	847.887305685728	68	1497.17808748329
3	7.02195400575409	36	853.315570325387	69	1584.80849947544
4	7.89822632588248	37	876.696385038089	70	1631.58700327848
5	8.12422130392749	38	913.53216086934	71	1644.99478758884
6	8.76851423452305	39	928.915318781197	72	1659.16189553414
7	77.3422940921962	40	960.405975779937	73	1672.05158198193
8	114.829283532758	41	964.349236450171	74	1674.70273255306
9	127.499842344384	42	985.664023120154	75	1687.64681793431
10	183.577190664492	43	1007.89620590003	76	1721.1006412375
11	210.385631953906	44	1013.94548336827	77	1724.36254807427
12	233.3887843216	45	1016.41695844186	78	1742.73927910466
13	307.851733815144	46	1080.77998230484	79	1757.33448840013
14	315.901406432171	47	1084.68954218917	80	1845.79616126978
15	323.959013688245	48	1115.20415591949	81	1847.98796323337
16	348.218524009697	49	1133.80250634101	82	1874.33009173447
17	399.310565146743	50	1142.31305797695	83	1893.23445193402
18	430.360843282018	51	1166.71503881563	84	1912.96814704142
19	467.325455566378	52	1207.82554450029	85	1920.66144017629
20	481.537664841904	53	1239.06744342824	86	1924.88669833612
21	484.278726919628	54	1271.16694320421	87	1934.63193680575
22	569.468587589764	55	1284.69087397549	88	1940.2131983283
23	575.443899333623	56	1291.20846916114	89	1951.5827123438
24	601.188175397681	57	1294.463160014	90	1997.4355044377
25	625.534366643104	58	1308.02449240154	91	2065.21420064675
26	626.825845527076	59	1330.44351865227	92	2069.13341699784
27	645.377823334531	60	1381.12659239801	93	2089.74297792752
28	714.430426169374	61	1391.29215051767	94	2108.84725096386
29	748.152342430089	62	1399.35798146958	95	2125.44863237805
30	750.853729476307	63	1422.18459371247	96	2163.65812468774
31	752.876793398496	64	1430.97234178076	97	2194.0004816322
32	756.135077069637	65	1467.74640596314	98	2220.23411313028
33	823.128152382507	66	1473.64647344924	99	2232.5028489064
				100	2240.29418067161

Tabelle 16: Eigenfrequenzen des Modells #2c_E1, Cd

Führt man mit dem Modell „Mod#2c_E1_sys_D0_52Moden_Cd_sKLGs_0.mat“ mit 52 Moden und statischer Korrektur mit „LGS“ die obigen Berechnungen durch, muss sich folglich das gleiche Ergebnis ergeben.

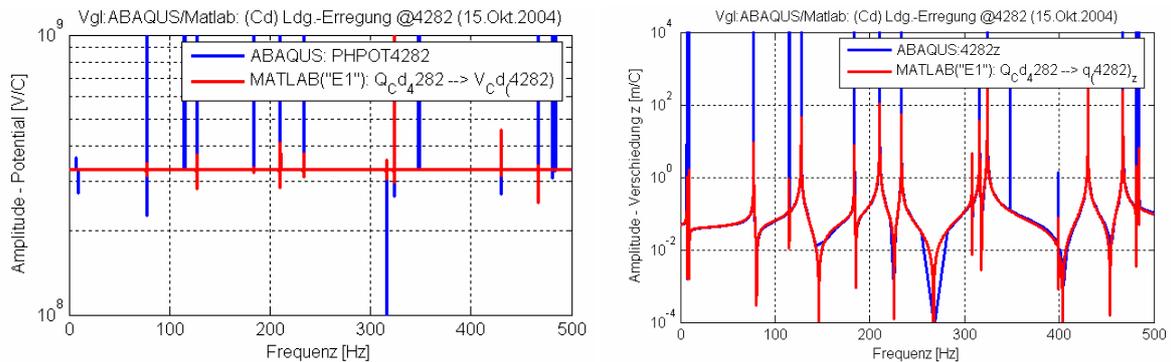


Abbildung 49: VGL Matlab(Mod#2c_E1: 52Moden;Cd;D=0%) \leftrightarrow ABAQUS: $Q_{4282} \rightarrow V_{4282}, q_{3044z}$ und q_{4282z}

Die statische Korrektur funktioniert auch mit „nur“ 52 Moden. Deshalb wird das Modell für die weitere Arbeit verwendet.

Messungen mit SenSound und dem SLDV

Zur Durchführung von berührungslosen und damit nicht durch die Masse von Sensoren verfälschte Messungen wurde das Scanning Laser Doppler Vibrometer (vgl. 3.3.2.2) eingesetzt. Zusätzlich ergab sich die Möglichkeit, ein weiteres neuartiges akustisches Messverfahren zu testen (vgl. Kap.3.3.2.3). Mit beiden Verfahren wurden Messungen am Teststand durchgeführt, die erzielten Ergebnisse waren gut vergleichbar.

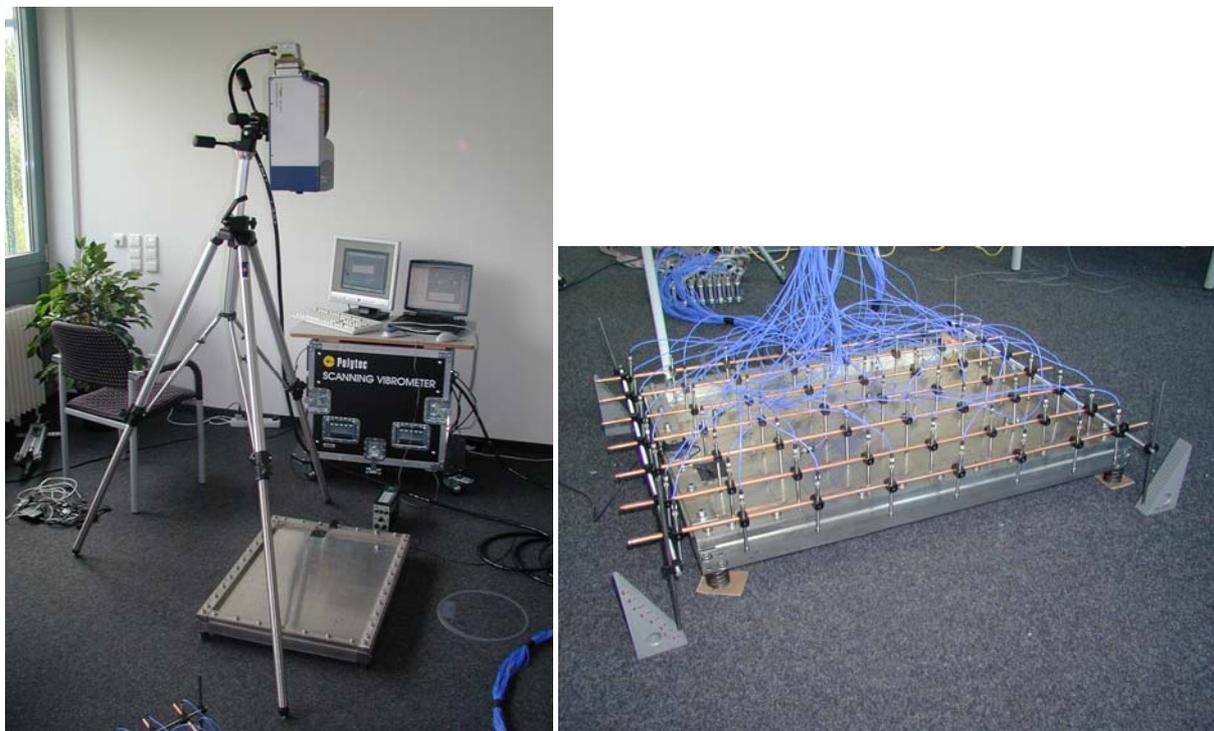


Abbildung 50: Messung der Platte mit dem Scanning Laser Vibrometer (links) und mit einem SenSound-Microphone-Array (rechts)

Hier die rekonstruierten Schallgrößen (Rauscherregung via Piezo):

Frequenz	Druck	Re(Geschw)	Intensität	Frequenz	SLDV
82 Hz				82 Hz	
135 Hz				132 Hz	
186 Hz				182 Hz	
215 Hz				210 Hz	
239 Hz				234 Hz	
316 Hz				308 Hz	

Tabelle 17: Vergleich SenSound-Messergebnisse / Ergebnisse der SLDV-Messungen

In beiden Fällen erfolgte die Anregung der Platte mit weißem und rosa Rauschen, das über eine aufgeklebte PZT-Keramik in die Aluminiumplatte eingekoppelt wurde. Bei kleinen Abweichungen im Detail sind die Ergebnisse der unterschiedlichen Verfahren sehr gut vergleichbar.

3.7 Sensor- und Aktorplatzierung

3.7.1 Theorie zur optimalen Sensor-/Aktorplatzierung

Für Sensorik und Aktorik wurden im Projekt Piezokeramiken in unterschiedlichen Varianten verwendet. Im Versuchsstadium des Projektes waren es PZT-Platten von PI Ceramic, bei der Anwendung auf industrielle Strukturen kamen auch die PZT-Fasermodule von NMWü zum Einsatz.

Die verschiedenen Methoden zur Festlegung von Sensor-/Aktorpositionierung (Such-Optimierungs-Verfahren, normenbasierte Verfahren, Untersuchung der Volumenverschiebungs-geschwindigkeiten) wurden geprüft. Durchgeführt wurden die Untersuchungen auf Grundlage der Simulation von Eigenformen.

Bei der sensorischen Verwendung von PZT-Keramiken wird die Tatsache genutzt, dass eine erzwungene Längenänderung der Piezokeramik zu einer Ladungsverschiebung und damit zu einem messbaren elektrischen Signal führt. Hierfür ist die g -Konstante bzw. der piezoelektrische Spannungskoeffizient zu betrachten. Er gibt das Verhältnis von erzeugtem Feld des offenen Kreises zur aufgetragenen mechanischen Spannung wieder. Die g -Konstante kann als Maß für die erzeugte Dehnung interpretiert werden, durch die es zu der anliegenden Ladungsdichte kam.

Bei den PZT-Platten von PI Ceramic ist die g -Konstante vornehmlich in Richtung g_{31} ausgeprägt, bei den PZT-Fasermusername fast ausschließlich in g_{33} -Richtung.

Deshalb muss gewährleistet sein, dass in allen zu beeinflussenden Eigenfrequenzen die Sensoren so platziert werden, dass bezüglich der g -Konstante die jeweilige Vorzugsrichtung genutzt wird und die Sensoren nicht in der Nähe von Schwingungsknoten liegen und dann kein oder nur ein sehr schwaches Signal liefern. Deshalb müssen zur Positionierung die Eigenformen im zu untersuchenden Frequenzbereich im Hinblick auf möglichst große Schwingwege bzw. Dehnungen der Struktur analysiert werden.

Wird PZT-Keramik aktorisch verwendet, wird der inverse Piezoeffekt genutzt, der bei einer angelegten elektrischen Spannung zu einer Dehnung der Keramik führt. Dieser Effekt wird vom so genannten d -Koeffizient (Ladungskoeffizient oder Dehnungskoeffizient) beschrieben. Er ist für die Piezoaktorik die wichtigste Größe, da sie den Zusammenhang zwischen der erzeugten Dehnung und der angelegten elektrischen Feldstärke wiedergibt. Die transversale Wirkung ist in etwa nur halb so groß wie die longitudinale Wirkung. Deshalb muss auch hier die Richtung besonders beachtet werden. Für die Keramik-Platten ist das d_{31} , für die PZT-Fasern d_{33} . Für die Aktorpositionierung ist die Frage nach dem Ort der einzuleitenden Kräfte maßgeblich. Es müssen Positionen mit der größten longitudinalen Dehnung gesucht werden. Auch dazu sind am besten FEM-Berechnungen geeignet.

Im Folgenden ist exemplarisch das Verfahren zur Bestimmung einer optimalen Aktorposition dargestellt. Grundlage sei die Bewegungsgleichung des Systems, welche man direkt aus dem FE-Modell erhält.

Allgemein lautet die Bewegungsgleichung:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{x} = \mathbf{E} \cdot \mathbf{f} + \mathbf{B}_j \cdot \mathbf{u} \quad (\text{Formel 13}),$$

wobei E die Einheitsmatrix darstellt, B die Wirkungsmatrix der Aktoren in der Positionsconfiguration j ist und u die Steuereingänge darstellt. Unter der Annahme, dass die Applikation eines Aktors die Systemdynamik nicht verändert, können die Massenmatrix M und die Steifigkeitsmatrix K als konstant angenommen werden. Eine Eigenwertzerlegung liefert die Modalmatrix Φ , welche für eine Koordinatentransformation verwendet wird.

$$\mathbf{x} = \Phi \cdot \mathbf{p}; \quad \text{mit } \Phi = [\varphi_1 \quad \varphi_2 \quad \dots \quad \varphi_n] \quad (\text{Formel 14})$$

Mit der Koordinatentransformation erhält man folgende Gleichung

$$\Phi^T \mathbf{M} \Phi \cdot \ddot{\mathbf{p}} + \Phi^T \mathbf{K} \Phi \cdot \mathbf{p} = \Phi^T \mathbf{E} \cdot \mathbf{f} + \Phi^T \mathbf{B}_j \cdot \mathbf{u} \quad (\text{Formel 15})$$

Hier beschreibt der Term $\Phi^T \mathbf{B}_j$ den Einfluss der Aktoren auf die verschiedenen Moden. Um den Einfluss verschiedener Konfigurationen der Aktorpositionen j auf die Steuerbarkeit eines Modes i untersuchen zu können, wird der Wert τ_i berechnet:

$$\tau_i(\mathbf{j}) = \varphi_i^T \mathbf{B}_j \quad (\text{Formel 16})$$

Wird gleichzeitig mehr als eine Aktorposition (d. h. eine Aktorpositionsconfiguration) betrachtet, dann ist \mathbf{B}_j eine Matrix mit r Spalten, d. h. $\tau_i(\mathbf{j})$ ist ein Spaltenvektor. Um einen Steuerbarkeitsindex zu erhalten, mit dem man direkt und unabhängig vom Vorzeichen verschiedene Sensorpositionen vergleichen kann, wird der Steuerbarkeitsindex $\mu^*_i(\mathbf{j})$ aus dem Quadrat von $\tau_i(\mathbf{j})$ berechnet:

$$\mu^*_i(\mathbf{j}) = \tau_i(\mathbf{j}) (\tau_i(\mathbf{j}))^T = \varphi_i^T \mathbf{B}_j \mathbf{B}_j^T \varphi_i \quad (\text{Formel 17})$$

Um den Einfluss der Skalierung der Eigenvektoren zu beseitigen, wird durch das Skalarprodukt des Eigenvektors geteilt, man erhält als Ergebnis folgende Gleichung:

Formel für Bewegungsgleichung (Aktor)

$$\mu_i(\mathbf{j}) = \frac{\varphi_i^T \mathbf{B}_j \mathbf{B}_j^T \varphi_i}{\varphi_i^T \varphi_i} \quad (\text{Formel 18})$$

Analog kann die Bestimmungsgleichung für einen Index der optimalen Sensorposition hergeleitet werden.

Um den Einfluss der Normierung der Eigenvektoren zu beseitigen, ist es sinnvoll, nicht die gewichteten Eigenvektoren φ_i bzw. t_i zu benutzen, sondern die ungewichteten Eigenvektoren, wobei der Index wieder durch das Skalarprodukt der Eigenvektore geteilt wird. Diese Berechnungen können nicht nur anhand der Bewegungsgleichung, sondern auch basierend auf der Zustandsraumdarstellung erfolgen. Man erhält folgende Gleichungen:

Formel für Bewegungsgleichung (Sensor), wobei φ_i^* ein einspaltiger Vektor sein muss

$$\mathbf{v}_i(\mathbf{k}) = \frac{\mathbf{C}_k^* \varphi_i^* \varphi_i^{*T} \mathbf{C}_k^{*T}}{\varphi_i^{*T} \varphi_i^*} \quad (\text{Formel 19})$$

Formel für Zustandsraumsystem (Aktor)

$$\boldsymbol{\mu}_i(\mathbf{j}) = \frac{\mathbf{t}_i \mathbf{B}_j \mathbf{B}_j^T \mathbf{t}_i^T}{\mathbf{t}_i \mathbf{t}_i^T} \quad (\text{Formel 20})$$

Formel für Zustandsraumsystem (Sensor)

$$\mathbf{v}_i(\mathbf{k}) = \frac{\varphi_i^T \mathbf{C}_k^T \mathbf{C}_k \varphi_i}{\varphi_i^T \varphi_i} \quad (\text{Formel 21})$$

Abschließend kann man feststellen, dass prinzipiell alle untersuchten Gewichtungen zur Auswahl von Aktorpositionen geeignet sind. Um die Indizes der verschiedenen Eigenformen miteinander vergleichen zu können, müssen problembezogene Überlegungen zur Normierung der Indizes angestellt werden.

Untersuchung von Balken mit unterschiedlichen Randbedingungen auf Grundlage der Bewegungsgleichung BWGL

a) Links fest eingespannter Balken

Betrachtet wird ein Balken, der mit einem Aktor und einem Sensor versehen werden soll. Es wird angenommen, dass der Aktor bzw. Sensor keine Struktureigenschaften, d. h. keine Steifigkeit und keine Masse besitzt.

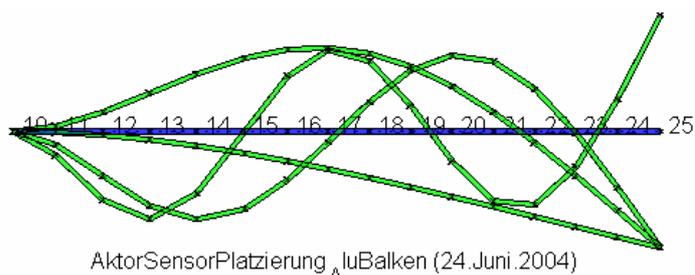


Abbildung 51: Balken (links am Knoten #10 eingespannt) mit seinen ersten 4 Eigenformen

Die möglichen Aktorpositionen sind in Abbildung 52 dargestellt:

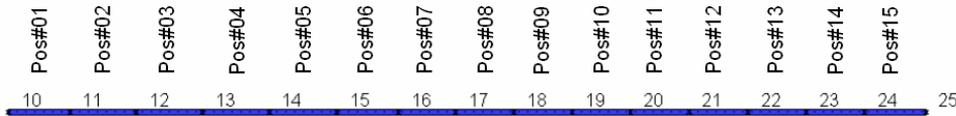


Abbildung 52: mögliche Aktorpositionen

In der nächsten Abbildung ist die relative Steuerbarkeit (d. h. auf „1“ normiert) der einzelnen Moden infolge der verschiedenen Aktorpositionen aufgezeigt.

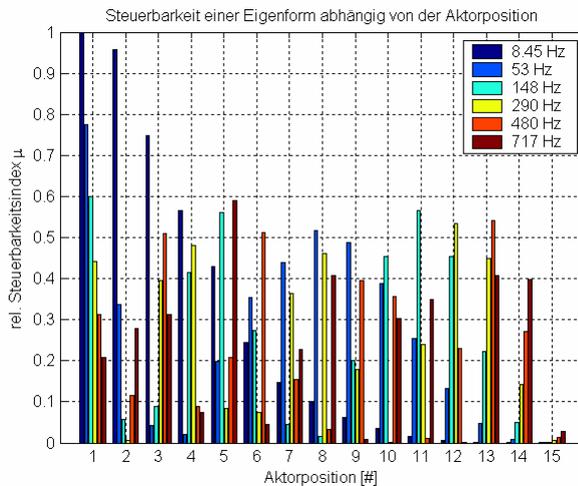


Abbildung 53: relative Steuerbarkeit der einzelnen Eigenformen in den Aktorpositionen

Will man z. B. die ersten drei Eigenformen steuern, dann müssen die Indizes für diese ersten drei Eigenformen bei den einzelnen Sensorpositionen addiert werden. Das Ergebnis zeigt die nächste Abbildung.

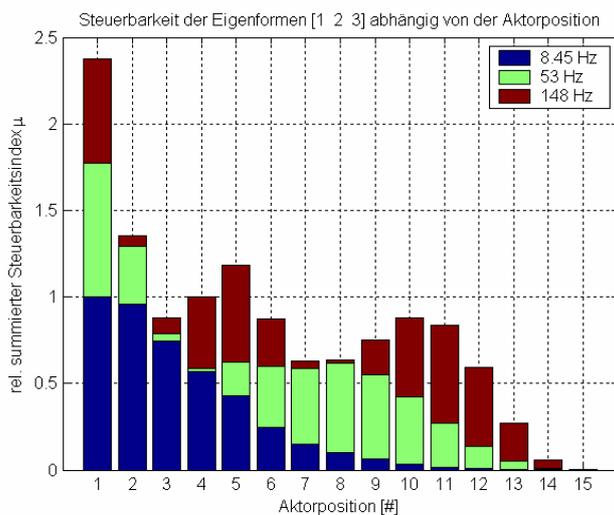


Abbildung 54: Steuerbarkeit der ersten drei Eigenformen bei verschiedenen Aktorpositionen

Aus Abbildung 54 geht klar hervor, dass ein Akteur in Position 1 alle drei Eigenfrequenzen am wirksamsten beeinflussen kann.

b) Links und rechts fest eingespannter Balken

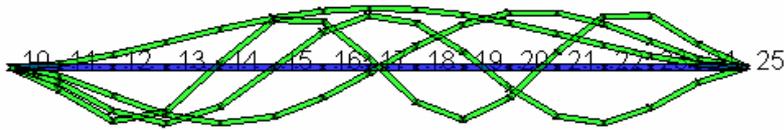


Abbildung 55: Balken, rechts und links eingespannt, mit seinen 4 Eigenformen

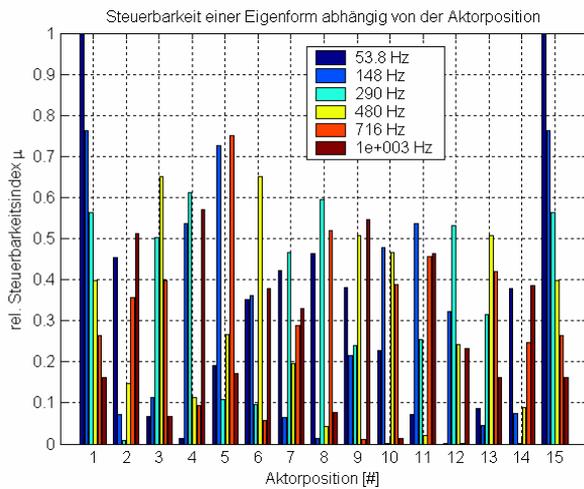


Abbildung 56: Relative Steuerbarkeit der einzelnen Eigenformen in den Aktorpositionen

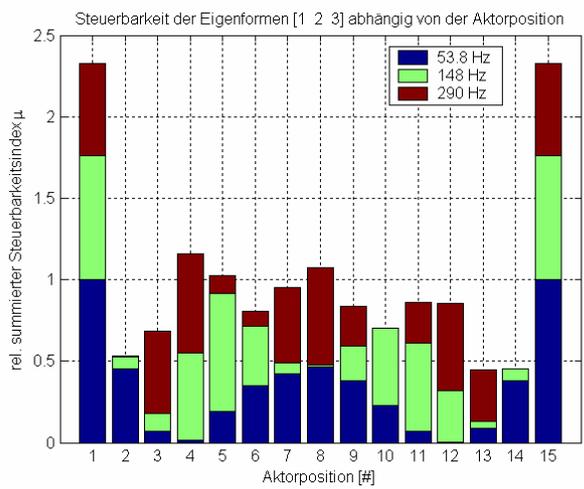


Abbildung 57: Steuerbarkeit der ersten 3 Eigenformen bei verschiedenen Aktorpositionen

Den Akteur würde man links oder rechts am Rand in den Positionen 1 oder 15 platzieren.

c) Links und rechts drehbar eingespannter Balken

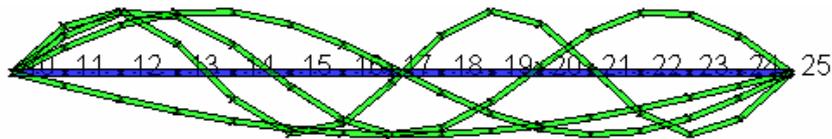


Abbildung 58: Balken, links und rechts drehbar eingespannt, mit seinen ersten 4 Eigenformen

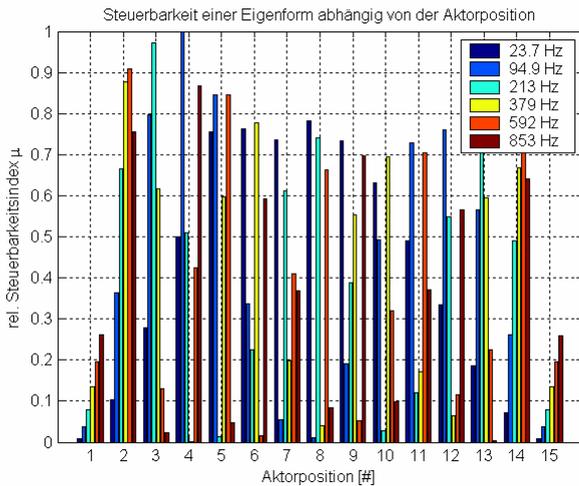


Abbildung 59: Relative Steuerbarkeit der einzelnen Eigenformen mit der Aktorposition

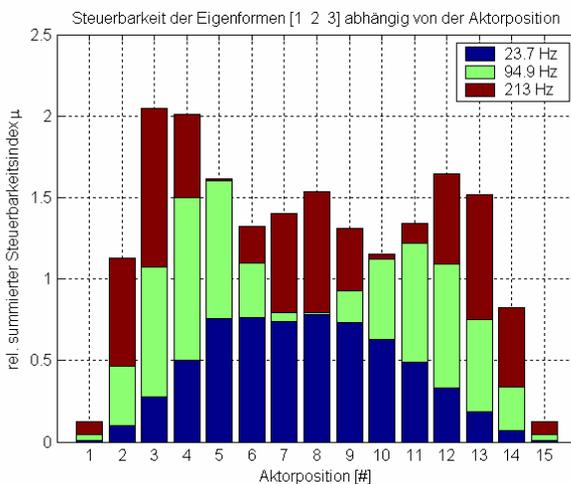


Abbildung 60: Steuerbarkeit der ersten 3 Eigenformen bei verschiedenen Aktorpositionen

Hier würde man den Aktor an Position 3/4 oder 12/13 platzieren, jedoch keinesfalls in der Mitte, da dort die 2. EF einen Knoten aufweist und deshalb nicht erfasst werden kann!

Ergebnis (Voruntersuchung an Balken)

Die Ergebnisse der Aktorplatzierungs-Voruntersuchungen am Balken zeigen, dass die Methode geeignet ist, für die Platzierung verwendet zu werden.

3.7.2 Praktische Anwendung im Projekt

Die Untersuchungen zur Aktor-/Sensorplatzierung am FE-Modell der 700/500/3 mm großen Platte wurden zunächst mit ABAQUS mit S4R-Elementen durchgeführt. Dazu wurde das folgende Modell aus ABAQUS importiert (vgl. Abbildung 61):

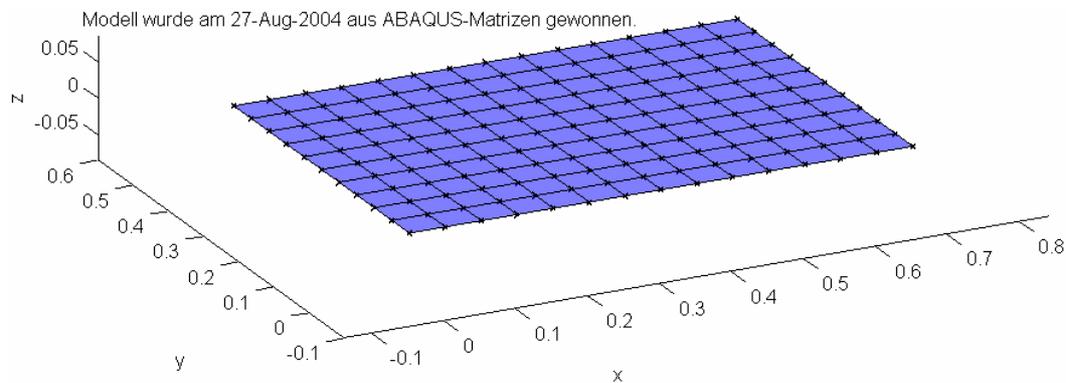


Abbildung 61: Alu-Platte (700x500x3) aus S4R-Elementen

Die ersten 25 berechneten Eigenfrequenzen der Platte liegen bei:

89.9759	146.690	227.207	248.548	276.141	366.841	402.543	465.410	508.475	509.325	587.766
	622.695	714.150	717.887	851.940	888.618	902.945	932.607	955.620	1015.47	1062.37
	1177.45	1223.29	1371.86	1440.72 Hz						

Tabelle 18: Berechnete Eigenfrequenzen

Die ersten vier Eigenformen des frühen Modells sind in Abbildung 62 dargestellt:

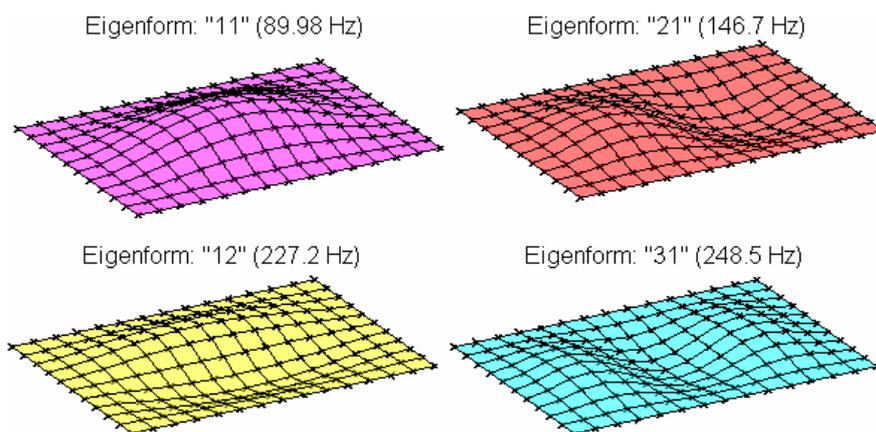


Abbildung 62: die ersten 4 Eigenformen der Alu-Platte (700x500x3) aus S4R-Elementen

Aktormodellierung

Es wird angenommen, dass:

- der Aktor keinen Einfluss auf die Platte hat (d. h. die Platten-Eigenfrequenzen unabhängig von Ort oder Anzahl der Aktoren sind)
- die Klebeschicht zwischen Aktor und Platte vernachlässigt werden kann
- die Aktorwirkung durch Randlinienmomente abgebildet werden kann

Der Aktor wird durch externe Momente M_x und M_y modelliert. Diese Momente greifen an der Randlinie des Aktorelements an. Sie bestimmen sich nach [HansSnyd97] zu:

$$M_x = M_y = \frac{\rho_A(2 + \rho_A)}{4(1 + \beta\rho_A(3 + \rho_A^2 + 3\rho_A))} h^2 \gamma \frac{d_{31} U}{t_A} \quad (\text{Formel 22})$$

mit:

$$\gamma = \frac{E_A}{1 - \nu_A}$$

$$\beta = \frac{(1 - \nu_P)E_A}{(1 - \nu_A)E_P}$$

$$\rho_A = \frac{2t_A}{h}$$

t_A = Aktordicke

d_{31} = piezoelektrische Ladungskonstante

h = Plattendicke

E_A = Elastizitätsmodul des Aktors

E_P = Elastizitätsmodul der Platte

ν_A = Querkontraktionszahl des Aktors

ν_P = Querkontraktionszahl der Platte

U = elektrische Spannung

Man erhält somit einen linearen Zusammenhang zwischen angelegter elektrischer Spannung U und dem eingeleiteten Linienmoment des Aktors. Der Aktor kann somit als spannungsabhängiges äußeres Moment modelliert werden (vgl. dazu Abbildung 63).

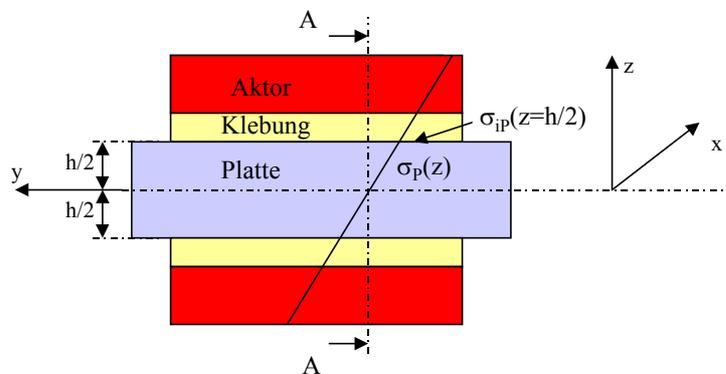


Abbildung 63: Modellierung der Aktorwirkung durch Randlinienmomente

Aktorplatzierung

Für die Platzierung wird die folgende Formel verwendet:

Formel für Bewegungsgleichung (Aktor)

$$\boldsymbol{\mu}_i(\mathbf{j}) = \frac{\varphi_i^T \mathbf{B}_j \mathbf{B}_j^T \varphi_i}{\varphi_i^T \varphi_i}$$

(Formel 23)

Um eine vorzeichenrichtige Modellierung der Aktorwirkung an einem Element zu bewerkstelligen, wird die Elementreihenfolge immer so gedreht, dass sie dem Schema nach Abbildung 64 entspricht.

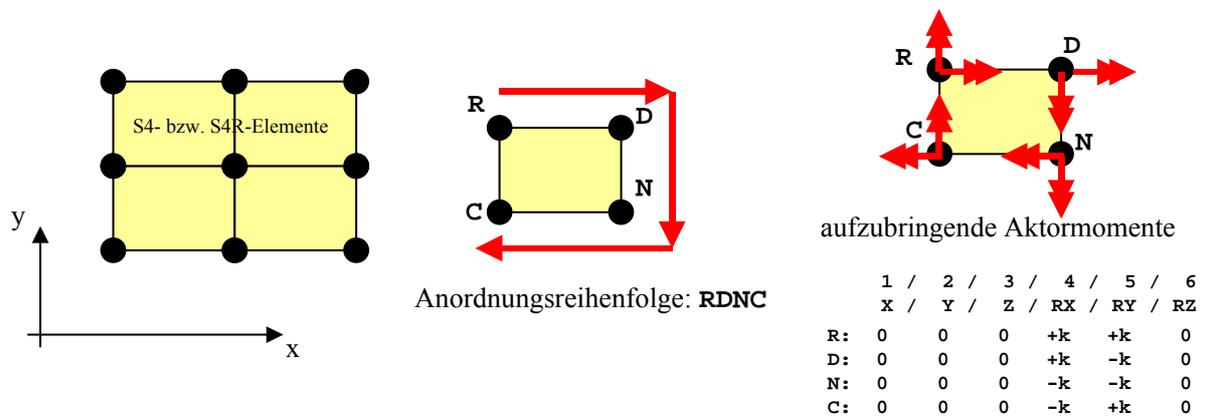


Abbildung 64: Knotenreihenfolge bei Berechnung des Platzierungsindex

Platzierungsindex für einen Mode

Betrachtet man die ersten neun Moden alleine, so erhält man einen optimalen Platzierungsindex für den jeweiligen Mode, wie er in Abbildung 65 zu sehen ist.

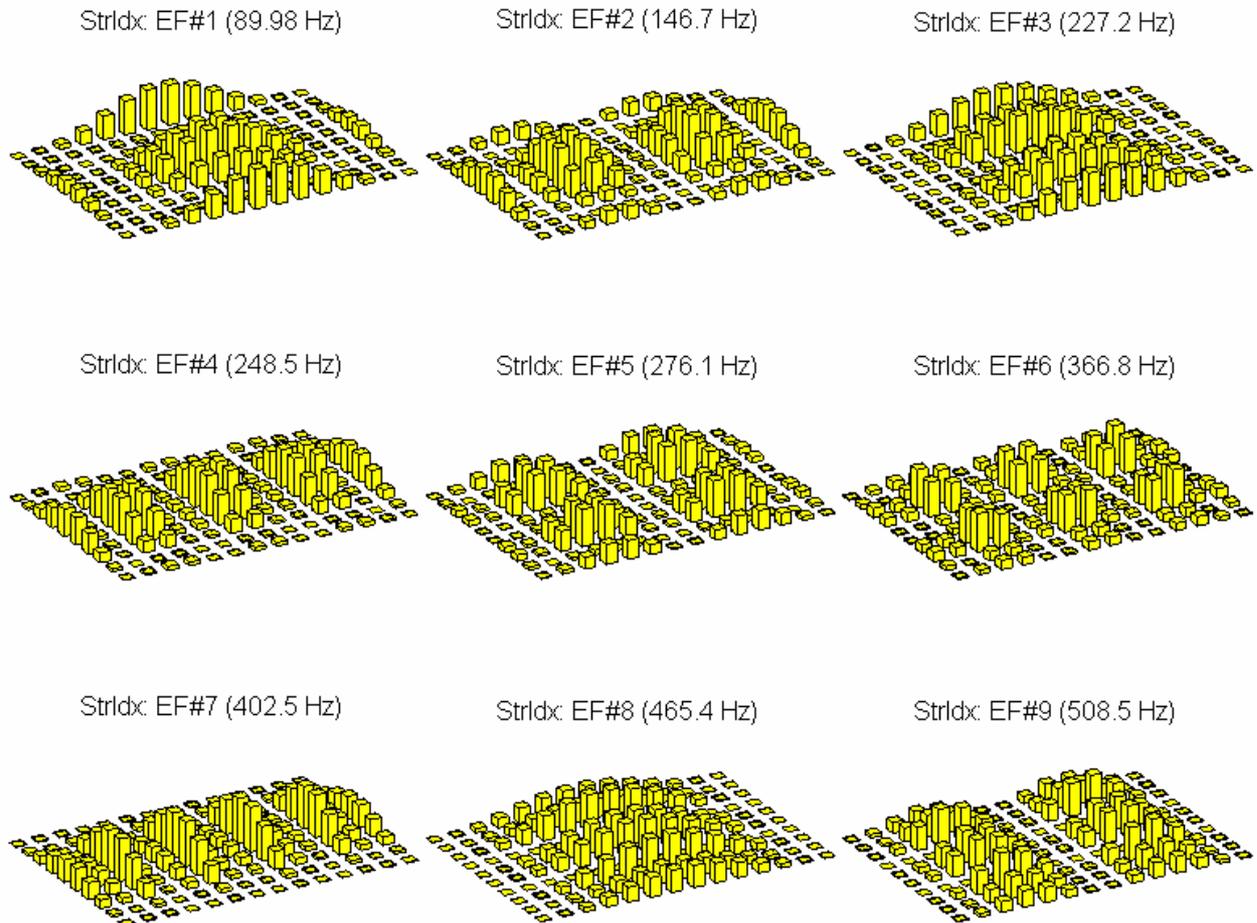


Abbildung 65: Platzierungsindex für jeden der ersten neun Moden

Abbildung 65 zeigt den Platzierungsindex über der Fläche der Platte für den jeweiligen Mode. So läge z. B. die ideale Position des Aktors für die Beeinflussung der Schwingungsform bei ca. 90 Hz in der Plattenmitte oder in der Mitte des Plattenrandes der Längsseite.

Platzierungsindex für einen Aktor zur Beeinflussung mehrerer Moden

Wenn nur ein Mode betrachtet wird – wie im vorausgegangenen Unterkapitel – ist die Platzierung eindeutig.

Soll eine optimale Position für die Erregung mehrerer Schwingungsformen mittels eines Aktors gefunden werden, stellt sich dies schwieriger dar. Da ein einzelner Aktor an einer Position j die einzelnen zu beeinflussenden Schwingungsformen unterschiedlich gut erregen kann, muss eine Gewichtung der Aktorwirkung für die einzelnen Schwingungsformen bezüglich dem Regelziel eingeführt werden.

Der Beitrag der einzelnen Moden i zum Gesamt-Summenindex $\hat{\mu}_j$ an einer Aktorstelle j muss mit diesem Gewicht \tilde{w}_i gewichtet werden:

$$\hat{\mu}_j = \sum_{i=1}^n \tilde{w}_i \mu_{ij} \quad (\text{Formel 24})$$

Da mit dem Piezoaktor die Schallabstrahlung minimiert werden soll, stellt der sich einstellende Schallpegel im Fernfeld der Platte idealerweise das Regelziel dar. Da die unterschiedlichen Moden unterschiedlich stark ins akustische Fernfeld abstrahlen, müsste die Gewichtung \tilde{w}_i der einzelnen Moden i entsprechend ihrem Anteil am Schalldruck im Fernfeld gewichtet werden. Da unter Betriebsbedingungen normalerweise nicht alle Moden breitbandig und gleichmäßig stark erregt werden, müsste der Einfluss der Erregung unter Betriebsbedingungen ebenfalls in der Gewichtung berücksichtigt werden.

Platzierung der Aktoren (C3D20+B31, nachgiebiger Rahmen)

Verwendet wird Modell „Mod#2b“, Um die Aktorwirkung zu modellieren, werden an den Aktorpositionen Einheitskräfte in x-/y-Richtung auf die Knoten (Eck- und Zwischenknoten) aufgebracht.

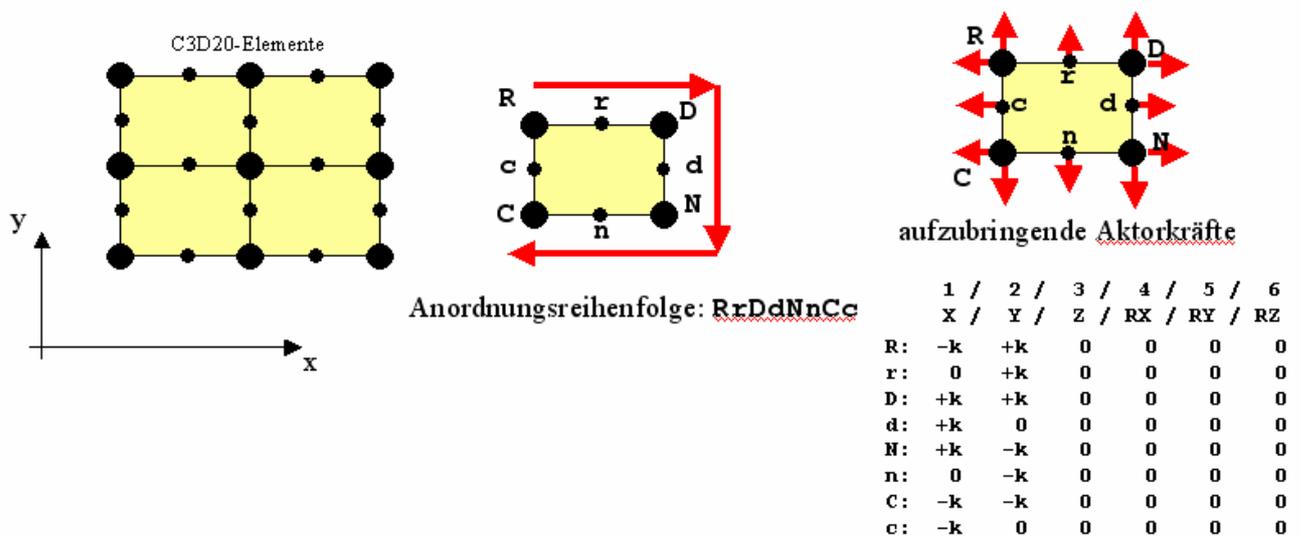


Abbildung 66: Modellierung der Aktorwirkung bei C3D20-Elementen

Platzierung des Erregungsaktors „E1“

Damit eine Platte Schall abstrahlt, muss sie in Schwingung versetzt werden. Dazu wird ein piezokeramischer Aktor auf die Struktur geklebt. Mittels des oben beschriebenen Algorithmus wird der optimale Aktorort bestimmt. Für die Indexberechnung werden folgende zu beeinflussende Eigenformen ausgewählt: 7, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15. Da der Aktor die Struktur breitbandig erregen soll, wird die Gewichtung \tilde{w}_i für die einzelnen zu beeinflussenden Moden i mit „1“ angenommen.

Als FEM-Modell wird Modell „mod#2“ verwendet, dessen relevante Eigenformen sind in Abbildung 67 dargestellt:

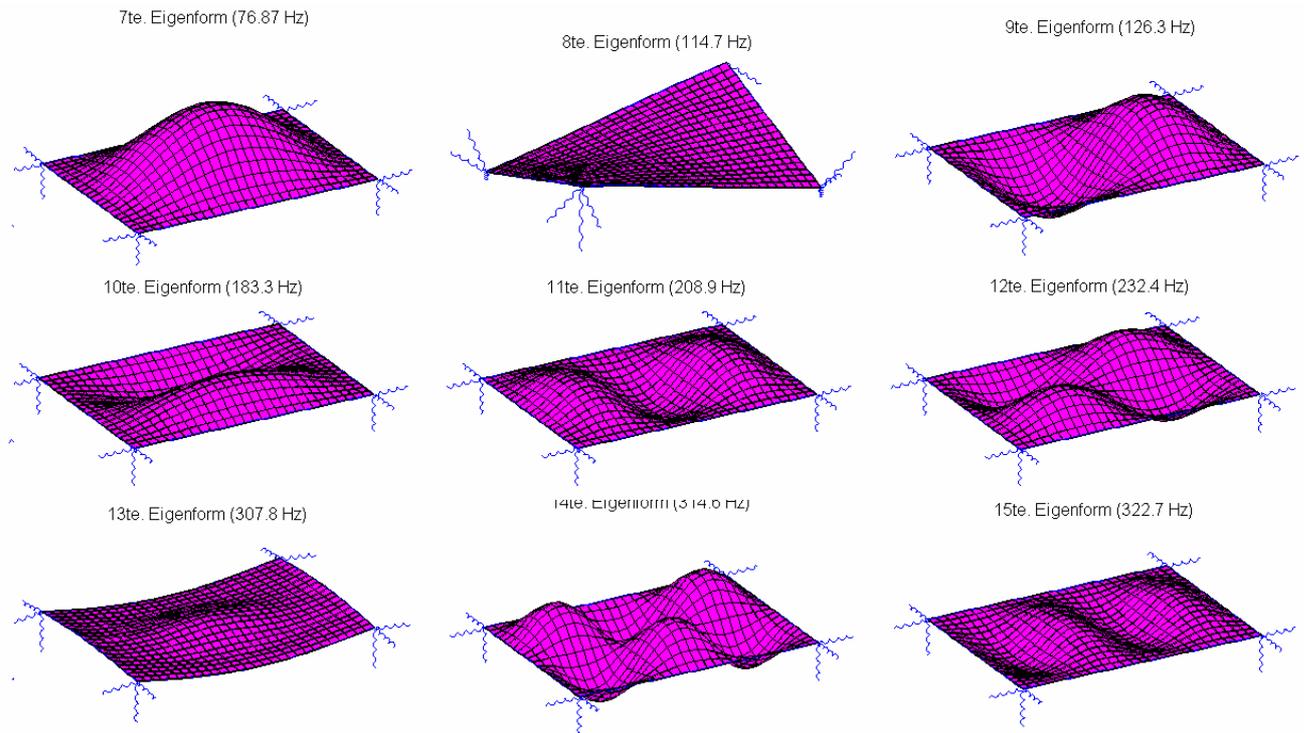


Abbildung 67: 7te bis 15te Eigenform von „mod#2“

Der Platzierungsindex $\hat{\mu}_j$ für die einzelnen möglichen Aktorpositionen j wird gemäß Gleichung 24 berechnet. Das Ergebnis ist in Abbildung 68 zu sehen:

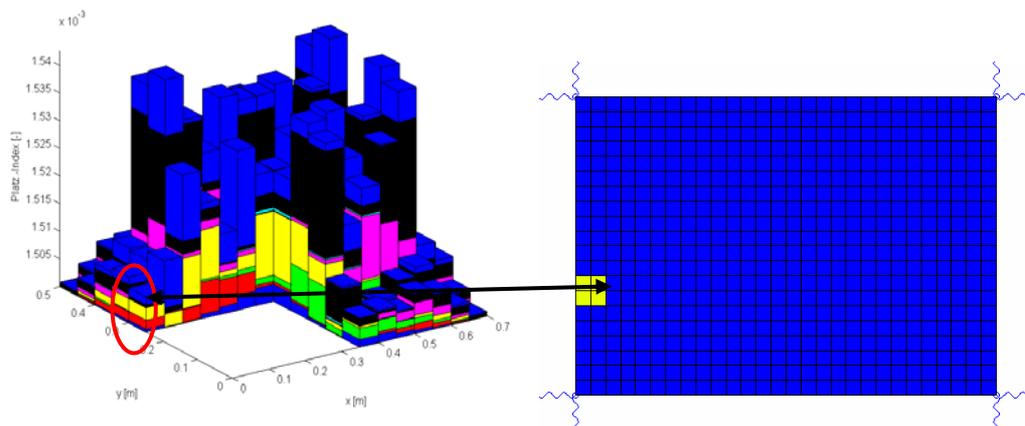


Abbildung 68: Platzierungsindex (links), Ort der Platzierung des Erregungsaktors (rechts)

Der Platzierungsindex ist symmetrisch bezüglich der beiden Hauptachsen der Platte. Zur besseren Visualisierung wurde ein Viertel des Indexfeldes ausgeblendet. Für den Erregungsaktor „E1“ wird der Platz (1,4) verwendet (siehe Abbildung 68, rechts). Dort wird ein piezokeramischer Aktor aufgeklebt. An dieser Stelle ist der Absolutbetrag des Index zwar nicht maximal, allerdings kann an dieser Stelle jede der betrachteten Eigenformen gleichmäßig stark angeregt werden. Dies ist erkennbar aus dem gleichmäßigen Streifenmuster des Index.

Platzierung des zweiten Aktors

Nachdem der Platz für den Erregungsaktor „E1“ festgelegt wurde, war der Platz für einen zweiten Aktor zu bestimmen, über den die Schallabstrahlung der schwingenden Platte gemindert werden sollte. Dazu wird wiederum der Platzierungsindex $\hat{\mu}_j$ für die einzelnen möglichen Akteurpositionen j gemäß Gleichung 24 berechnet.

Um für diesen Fall die nötigen Gewichtungen \tilde{w}_i , welche die Abstrahlung der einzelnen Moden i berücksichtigen, zu bestimmen, wurde zunächst eine Messung des Schallpegelspektrums im Fernfeld der Platte vorgenommen (siehe Abbildung 69).



Abbildung 69: Messung des Schalldruckpegels über der Platte

Dazu wurde die Platte über den piezokeramischen Erregungsaktor „E1“ mit einem stationären Rauschsignal im Frequenzbereich bis 1000 Hz erregt. Die sich einstellende Strukturschwingung wurde mit einem auf der Platte befestigten Beschleunigungssensor gemessen. Der abgestrahlte Schalldruck wurde mit einem Mikrofon in einem Abstand von ca. 1,5 m oberhalb der Struktur aufgezeichnet.

Auf beiden Zeitsignalen wurde das Frequenzspektrum bestimmt. Diese sind in Abbildung 70 zu sehen:

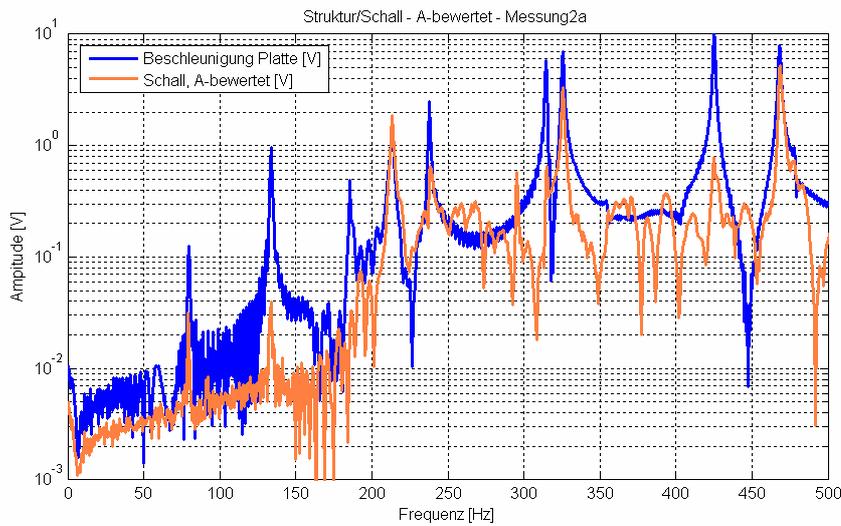


Abbildung 70: Spektrum: Körperschall bzw. Luftschall

Aus dieser Abbildung erkennt man das Körper- und Luftschallspektrum. Die Platzierung erfolgt so, dass die vom Schallpegel größten A-bewerteten Peaks bis 500 Hz berücksichtigt werden. Folgende Tabelle 19 listet die für die Schallabstrahlung relevanten Moden auf, die mit Strukturschwingungen assoziiert sind:

Nr.	Messung 2a			Simulation	
	Frequenz	relativer Schalldruck	Mode	Mode Nr.	Gewichtung
1	468 Hz	ca. 4 V	(5,1)	20	4
2	326 Hz	ca. 3.2 V	(4,1)	15	3,2
3	213 Hz	ca. 1 V	(3,1)	11	1
4	425 Hz	ca. 0.8 V	(4,2)	18	0,8
5	315 Hz	ca. 0.65V	(3,2)	14	0,65
6	238 Hz	ca. 0.63V	(2,2)	12	0,63
7	134 Hz	ca. 0.04V	(2,1)	9	
8	185 Hz	ca. 0.03V	(1,2)	10	
9	80 Hz	ca. 0.03V	(1,1)	7	

Tabelle 19: für Schallabstrahlung relevante Moden

Mit der Modengewichtung aus Tabelle 19 wird die optimale Platzierung für den zweiten Piezo berechnet. Betrachtet werden die 6 „lautesten Moden“ unterhalb von 500 Hz. Es wurde eine Gewichtung in Analogie zur Schalldruckamplitude verwendet. Als FEM-Modell wird „Mod2d_E1“ benutzt.

Berechnete Eigenformen (Mod2d_E1)

Basierend aus „Mod2d_E1“ wird mit „place_Mod2dE1.m“ der beste Platz für den zweiten Aktor E2 bestimmt. Das zugrunde liegende Modell ist in Abbildung 71 zu sehen:

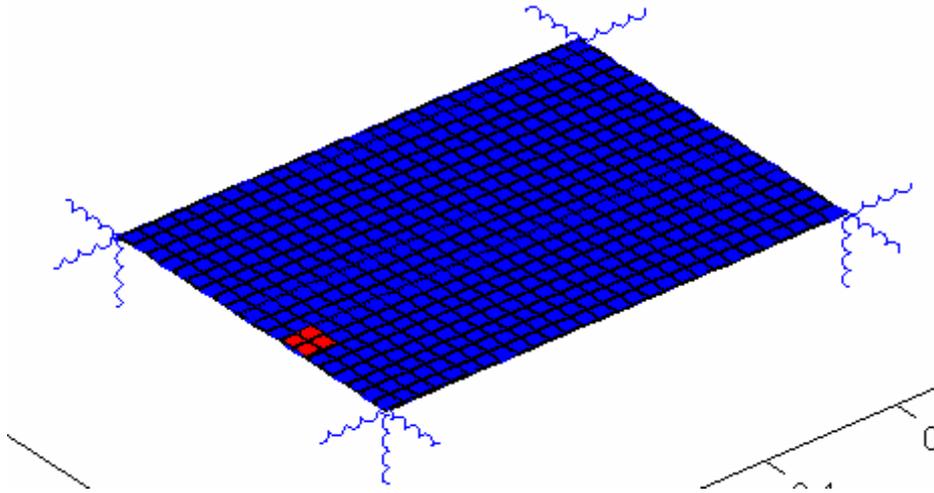


Abbildung 71: Modell „Mod#2d_E1“

Die berechneten Eigenformen sind in Abbildung 72 dargestellt:

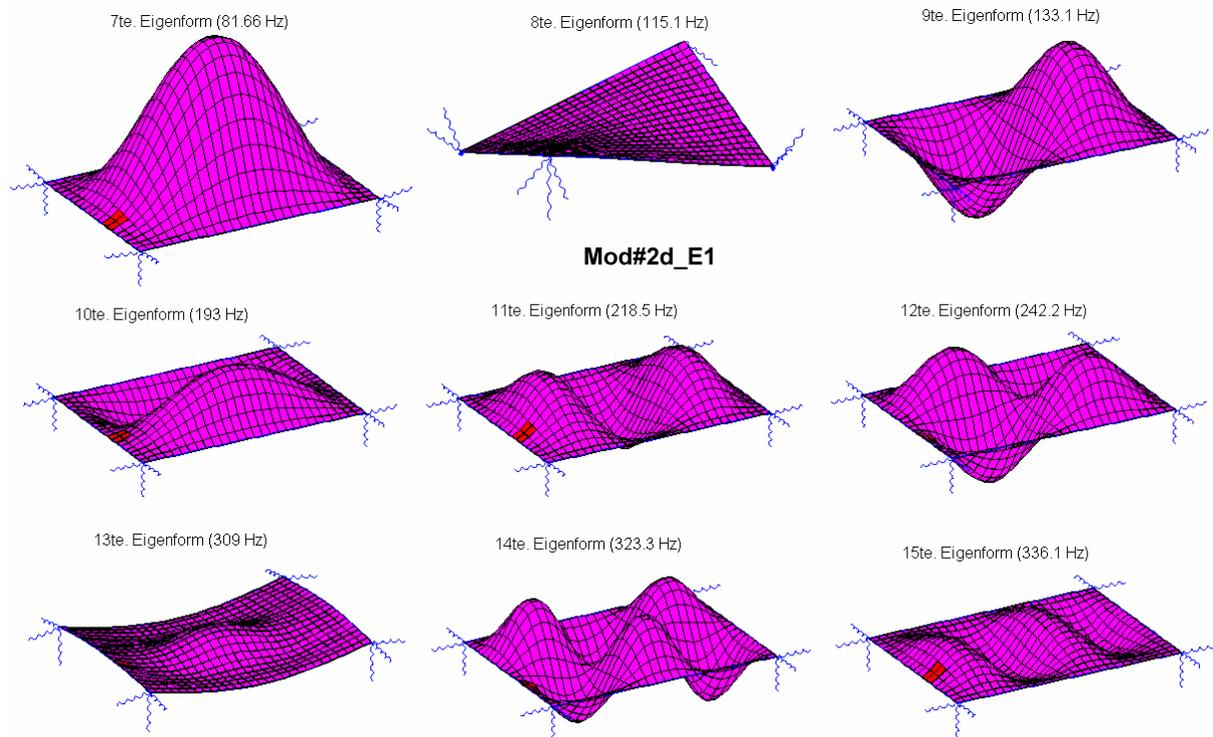


Abbildung 72: Eigenformen von Mod#2d_E1

Auf dieser Basis wurde der Platzierungsindex $\hat{\mu}_j$ für die einzelnen möglichen Aktorpositionen j des zweiten Aktors ermittelt.

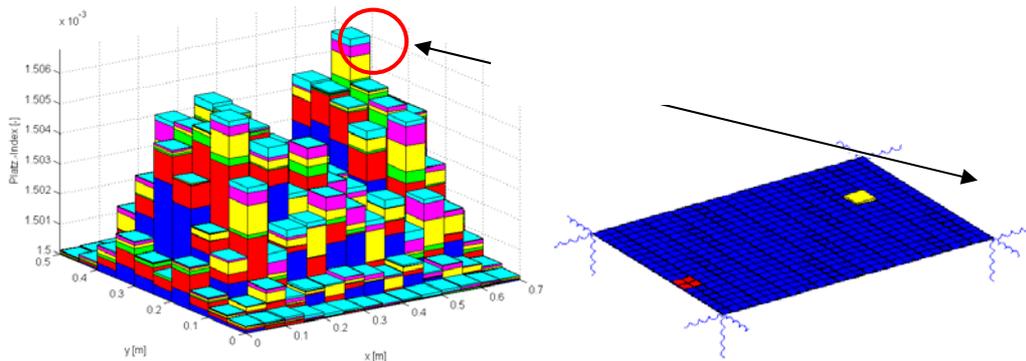


Abbildung 73: Platzierungsindex (links) für zweiten Aktor, Ort der Platzierung des zweiten Aktors (rechts)

Die „beste“ Position im Sinne des Aktor-Platzierungsalgorithmus‘ ist $(x = 12 / y = 7)$, diese Position ist mit einem roten Kreis gekennzeichnet.

Die Platte mit den beiden aufgeklebten piezokeramischen Aktoren ist in Abbildung 74 zu sehen:

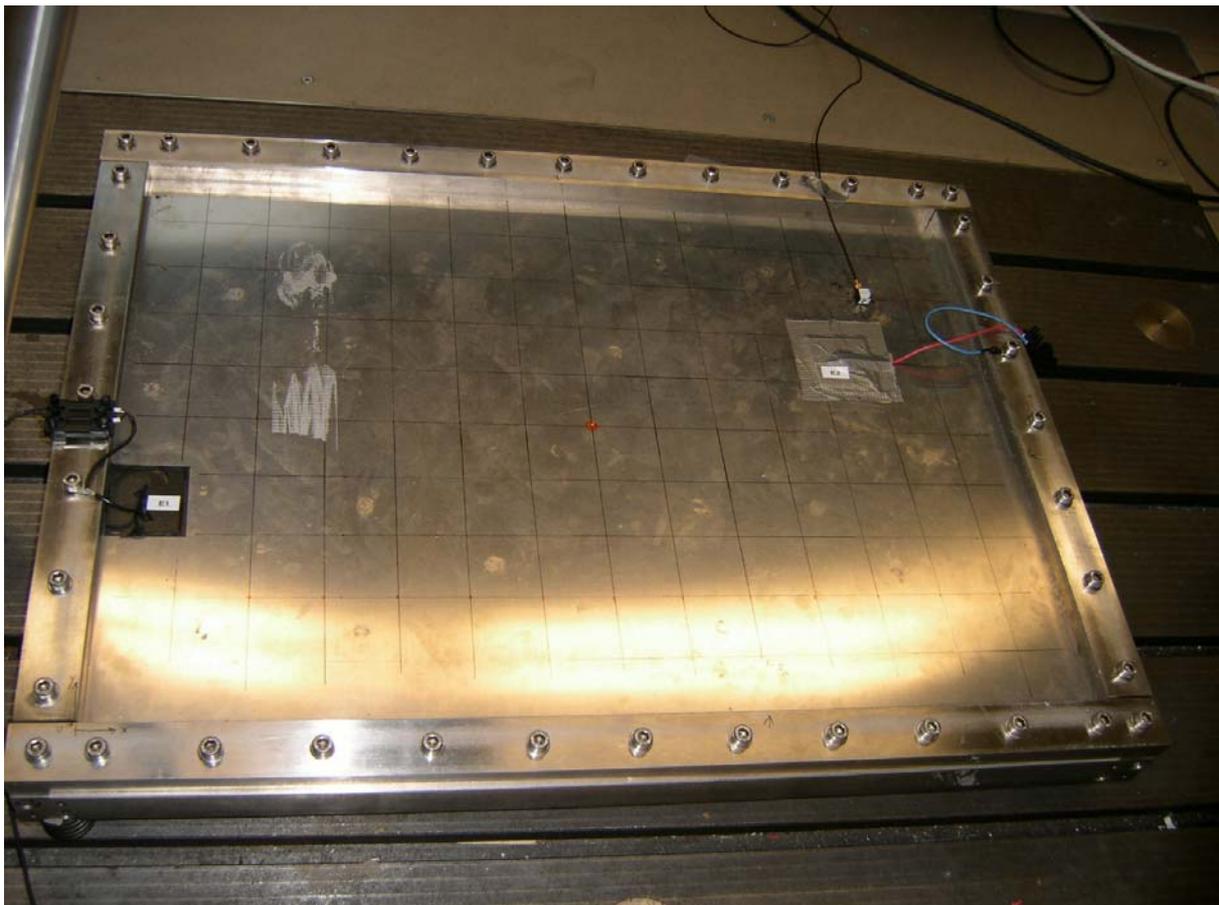


Abbildung 74: Platte mit beiden aufgeklebten Aktoren

Man erkennt den Erregungsaktor „E1“ an der Position (1/4) und den zweiten Aktor an der Position (12/7).

Ergebnis (Platzierung der Aktorik auf Platte)

Die Untersuchung verschiedener Möglichkeiten zur Aktorplatzierung hat gezeigt, dass eine optimale Aktorposition für die Schwingungserregung der Platte in einer Schwingungsform gefunden wird.

Da keine Schwingungserregung der Platte vorhanden ist, war es Ziel der Platzierung des ersten Aktors, einen Platz zu finden, an dem bestimmte Schwingungsformen der Plattenstruktur annähernd gleich stark zu Schwingungen angeregt werden können (Erregungsaktor). Deshalb wurde die Aktorplatzierung derart vorgenommen, dass zuerst der Erregungsaktor platziert wurde. Anschließend konnte - unter Verwendung des Erregungsaktors - die Schallabstrahlung experimentell bestimmt werden, wodurch die Platzierung des zweiten Aktors möglich war. Beide Platzierungen setzten auf einem detaillierten FE-Modell der Platte auf.

Komplexer wird die Frage der Aktorplatzierung, wenn man nicht nur von einem, sondern von zwei oder mehreren Aktoren ausgeht, mit denen ein Schallabstrahlungsproblem zu lösen ist, wobei beide Aktoren gleichzeitig optimal zu platzieren sind. Diese Fragestellung lässt sich mit den angeführten Formeln ebenfalls lösen, es steigt allerdings der Rechenaufwand.

3.8 Aktive und semiaktive Konzepte zur Schwingungs- und Schallminderung

Grundsätzlich können adaptive Verfahren in semiaktive und aktive unterschieden werden. Als aktiv werden solche Systeme bezeichnet, bei denen die Aktoren - häufig sind das piezokeramische Elemente - direkt über eine externe Quelle mit Energie beaufschlagt werden. In semiaktiven Systemen dienen externe Energiequellen nur zur Verstellung von Widerständen, Kapazitäten oder anderen Bauteilen. Darüber hinaus gibt es hybride Systeme, welche die Vorteile beider Verfahren vereinen sollen.

Semiaktive Verfahren

Piezokeramische Dämpfung mit veränderlichen Widerständen

In einer Arbeit von Davis und Lesieutre [Davis1995] wird das Dämpfungsverhalten von PZT-Elementen in einem elektrischen Netz untersucht. Hierzu wurden zwei PZT-Elemente auf einem eingespannten Kragarmbalken aus Aluminium angebracht und die Ober- und Unterseite der PZT-Elemente über veränderliche Widerstände verbunden (vgl. Abbildung 75). Um möglichst viel Energie pro Schwingungszyklus zu dissipieren, muss die Größe des Widerstandes auf die Schwingungsfrequenz des Balkens und die Impedanz des PZT-Elementes angepasst werden. In einer FEM-Analyse und in Experimenten konnte eine hinzugefügte Dämpfung von ca. 0,2 % erreicht werden, wenn ein optimaler Widerstand gewählt wurde.

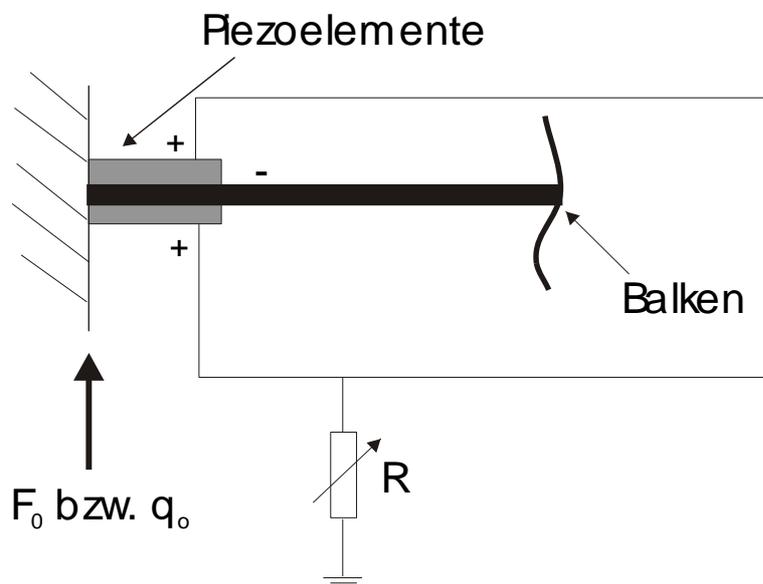


Abbildung 75: Netzwerk mit ohmschem Widerstand

Adaptiver mechanischer Tilger

In [Davis2000] werden piezokeramische Elemente zur Verstellung von Steifigkeit und Dämpfung einer Tilgungsmasseaufhängung verwendet. Der untersuchte Aufbau bestand aus einer Tilgerkonstruktion, die auf die Probestructur angebracht wurde. Die Steifigkeitseigenschaften der PZT-Elemente wurden hierbei durch das parallele Zuschalten von Kapazitäten verändert. Durch dieses Verfahren wird eine Verstellbarkeit der Tilgungsfrequenz von 7,5 % um die Zentralfrequenz bei einer Reduktion der Schwingung von ca. 10 db erreicht. Mit einer solchen Konstruktion wäre nicht nur eine Tilgung an einer bestimmten Koordinate möglich, sondern auch eine globale Schwingungsreduktion. [Brennan2000]

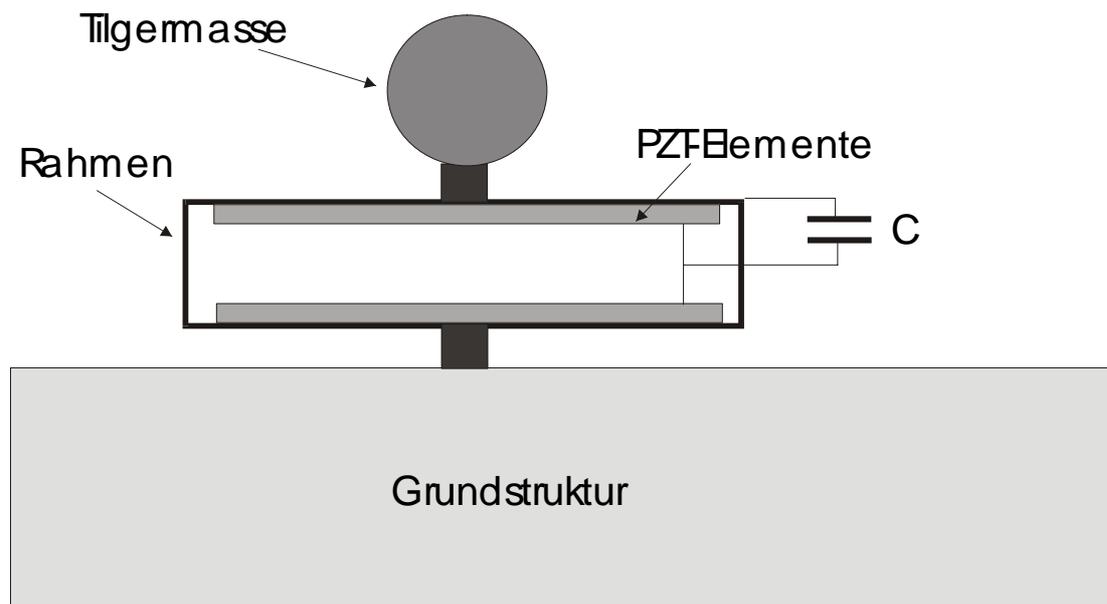


Abbildung 76: Adaptiver mechanischer Tilger

Passive adaptive elektrische Schwingkreise

Das aufgebrachte PZT-Element stellt eine Kapazität dar. Mit Hilfe einer zugeschalteten Spule lässt sich ein elektrischer Schwingkreis herstellen, dessen Eigenfrequenz verändert werden kann. Dadurch können Tilgungseffekte auftreten, die analog zu einer rein mechanischen Tilgung wirken. Ebenso kann ein ohmscher Widerstand in den elektrischen Kreis geschaltet und ein gedämpfter Tilger erzeugt werden. N. W. Hagood und A. von Flotow [Hagood 1990] haben diese Anordnung theoretisch untersucht und in Experimenten an einem Kragarmbalken ihre Theorie validiert.

3.8.1 Voruntersuchung semiaktiver Konzepte am Alu-Balken

Für die Untersuchung von semiaktiven Konzepten wird ein einseitig eingespannter Aluminium-balken verwendet, wie er in Abbildung 77 dargestellt ist.

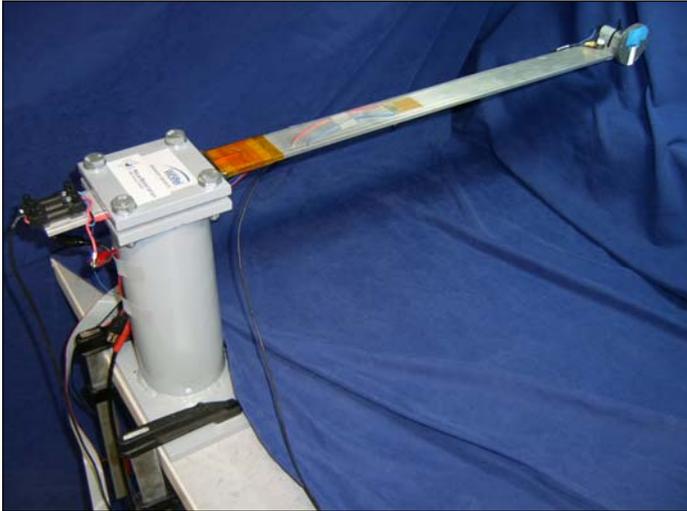


Abbildung 77: Alu-Balken für Voruntersuchung semiaktiver Konzepte: Gyrator/NCC-Versuche

Im Bereich der Einspannung des Alu-Balkens ist auf der Ober- und Unterseite je ein piezokeramischer Aktor aufgeklebt. Dabei wird der obere Piezo verwendet, um das System in Schwingung zu versetzen, der untere Piezo wird mit der semiaktiven Schaltung (Gyrator oder NCC) verbunden.

Messungen mit semiaktiver Gyrator-Schaltung

Hier wurde die Übertragungsfunktion von Aktorerregung nach Beschleunigung an der Balkenspitze im Bereich der ersten Eigenfrequenz von ca. 10 Hz gemessen: einmal ohne Gyrator und einmal mit Gyrator.

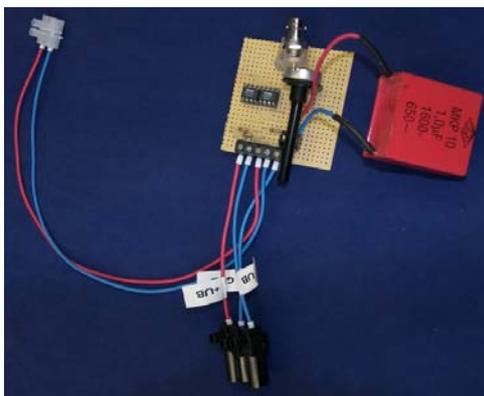


Abbildung 78: Aufbau Gyrator

Als Erregung wurde $U = -2V \pm 0.2V \cdot \sin(f \cdot 2 \cdot \pi \cdot t)$ bei der jeweiligen Frequenz f verwendet. Mehr Erregungsamplitude war nicht möglich, sonst gerieten die verbauten Operationsverstärker des Gyrotors bei ca. $\pm 35V$ in die Sättigung. Ohne Gyrotor-Messungen wurden mit offenen Elektroden und mit kurzgeschlossenen Elektroden durchgeführt. Die FRF-Ergebnisse sind in Abbildung 79 zu sehen.

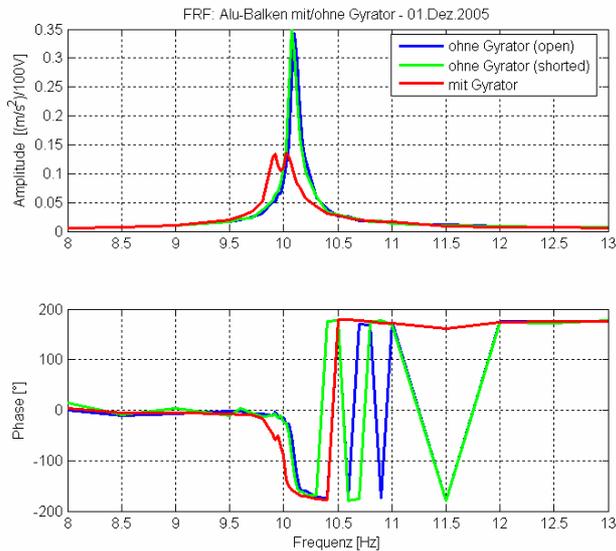


Abbildung 79: Übertragungsfunktionen mit/ohne Gyrotor

Wie man erkennt, hat der Gyrotor eine deutliche Wirkung: er reduziert die Schwingung ca. um den Faktor 2,5. Allerdings ist der Gyrotor nicht optimal abgestimmt, da noch zwei ausgeprägte Spitzen bei der Messung mit Gyrotor auftreten.

In der nächsten Abbildung 80 war der Gyrotor zu Beginn der Messung angeschaltet, dann wird er abgezogen. Dargestellt ist die Ansteuerspannung der Erregung, die Piezospannung (abgegriffen über einen Impedanzwandler) und Beschleunigungsamplitude der Balkenspitze.

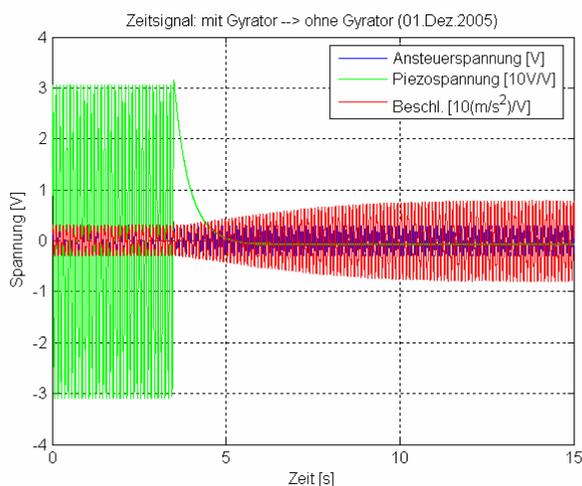


Abbildung 80: Zeitverlauf der Schwingungsänderung nach Abschalten des Gyrotors

Man erkennt, wie nach dem Abschalten des Gyrotors die Piezospannung abfällt und gleichzeitig die Schwingung (Beschleunigung) der Balkenspitze über der Zeit wieder deutlich zunimmt.

Messungen mit NCC

Es wird mit einer negativen Kapazität (NCC) gemessen. Die Kapazität des unteren Piezos beträgt ca. 33,8 nF, die Resonanzfrequenz ca. 10,07 Hz. Bild und Schaltplan der NCC findet sich in Abbildung 81.

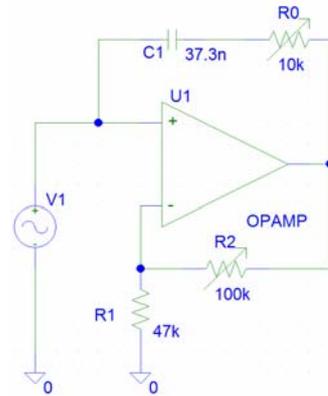
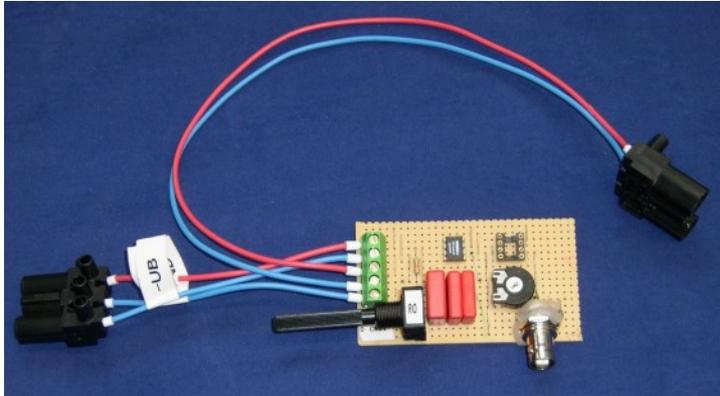


Abbildung 81: NCC, daneben Schaltplan

Die (ideale) negative Kapazität berechnet sich nach folgender Formel 25:

$$C_{NCC} = -\frac{R_2}{R_1} C_1 \quad (\text{Formel 25})$$

Der Einfluss von R0 und R2 bei optimalem Operationsverstärker ist in Abbildung 82 zu sehen.

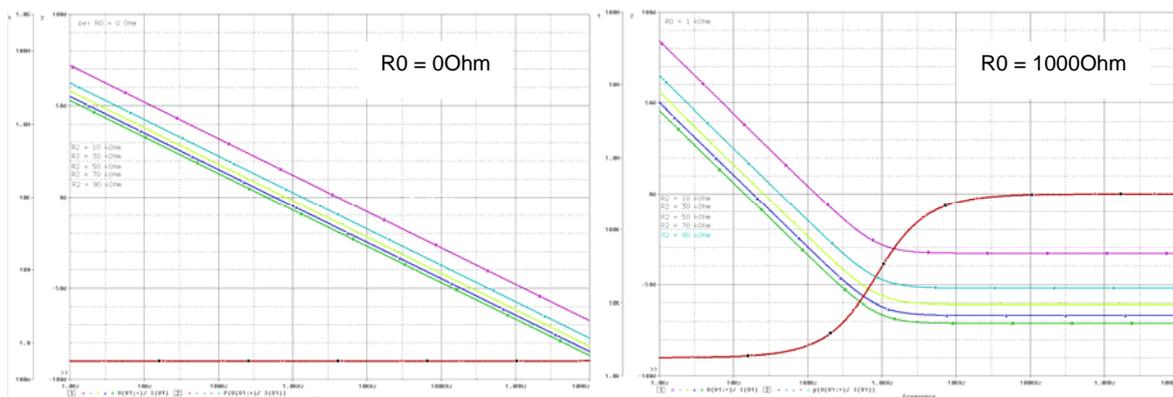


Abbildung 82: Einfluss von R2 und R1 auf die NCC

Die Messung erfolgte separat im Bereich der ersten drei Eigenfrequenzen. In Abbildung 83 sind die gemessenen Amplitudengänge dargestellt.

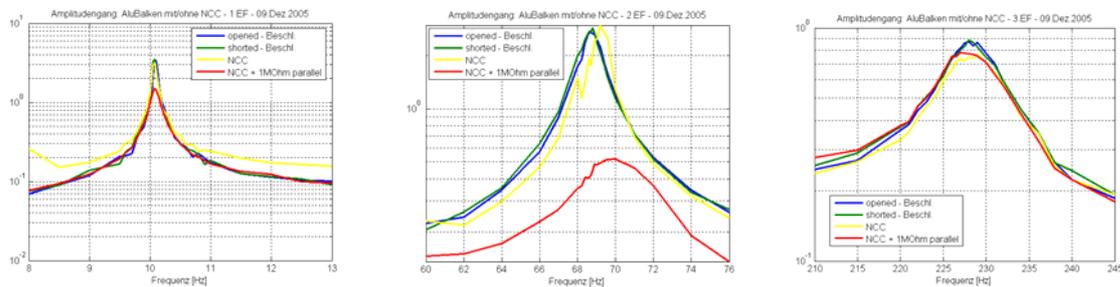


Abbildung 83: Wirkung der NCC in den ersten drei Eigenfrequenzen

Man erkennt, dass in den ersten beiden EFs die reine „NCC“ kaum Wirkung besitzt, die „NCC mit 1 MOhm parallel“ erzielt eine deutlich messbare Wirkung. In der dritten EF besitzen „NCC“ und „NCC mit 1 MOhm parallel“ eine vergleichbare Wirkung.

Durch Parallelschaltung eines Verlustwiderstands wird die (nicht ideale) NCC für eine Frequenz optimiert.

3.8.2 Regelungsentwicklung

Mit dem Einsatz der Regelung soll erreicht werden, dass speziell Schwingungen in den ersten Eigenfrequenzen der Struktur gemindert werden. Von den unterschiedlichen Regelstrategien wurde die so genannte Feedback-Strategie ausgewählt. Dabei wird die Strukturantwort, die sich aus einer Störung ergibt, beobachtet. Bei diesem Verfahren wird die Regelung erst aktiv, wenn es Abweichungen vom Normverhalten gibt. Um das Regelungsziel zu erreichen, werden verschiedene modellbasierte Reglerentwurfverfahren eingesetzt und bewertet. In einem ersten Schritt sollte für das unregelmäßige Streckenmodell ein geeigneter LQ-Regler entworfen, in einem zweiten Schritt für die Strecke ein robuster H_{inf} -Regler entworfen werden.

In [Horst2000] wird zur Schwingungsreduktion ein LQ-Optimalregler mit Beobachter untersucht. Als Untersuchungsobjekt wurde ein Kragarmbalken mit drei Piezoelementpaaren gewählt. Hierbei wurde eine Schwingungsminderung von 40 db gegenüber dem unregelmäßigen System in der ersten Eigenfrequenz erreicht. Allerdings ist in [Horst2000] von einem zeitlich unveränderlichen System mit bekannten Parametern ausgegangen worden. Eine Möglichkeit, den Regler an veränderliche oder unsichere Systemparameter anzupassen, wäre ein adaptiver Regler, wie er in [Shaw2000] vorgeschlagen wird. In einem adaptiven Regelkreis werden die Regelparameter (z. B. P-/I-/D-Anteil) ständig angepasst, indem die Systemeigenschaften automatisch überprüft werden. Mit einer solchen Konfiguration wären ähnlich gute Ergebnisse wie in [Horst2000] auch unter veränderlichen, unsicheren Verhältnissen möglich.

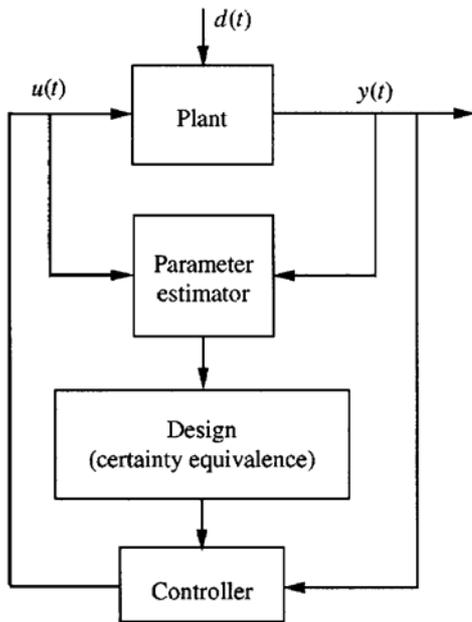


Abbildung 84: Adaptiver Regler nach Shaw [Shaw2000]

Hybride Verfahren

Kombination von PZT-Elementen mit viskoelastischen Zwischenschichten

Die grundlegende Idee dieser Verfahren liegt in der Verwendung von viskoelastischen Schichten, die eine Grunddämpfung auf die Struktur aufbringen. Mit Hilfe der PZT-Elemente können die Eigenschaften der viskoelastischen Schichten adaptiv verändert werden (ACL-Konfiguration) oder darüber hinaus auch direkt Kräfte über Schneiden in die Struktur eingebracht werden (EACL). In einem Vergleich von J. Tang et al. [Tang2000] werden der Regelaufwand und die Schwingungskontrolle über der Frequenz betrachtet. Es stellt sich eine deutliche Überlegenheit der EACL-Konfiguration heraus, wenn diese in Kombination mit APPN betrieben wird.

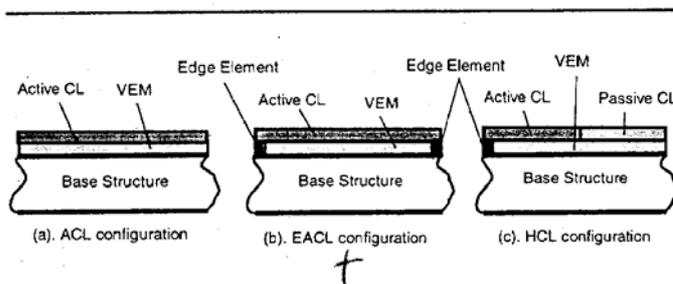


Figure 6. Active Constrained Layer (ACL), Enhanced Active Constrained Layer (EACL), and Hybrid Constrained Layer (HCL) Damping Treatments (sensor not included)
NOTE: VEM = viscoelastic material.

Abbildung 85: Hybride Strukturen nach Tang [Tang2000]

Aktive-Passive-Piezelektrische-Netzwerke

Die Konfiguration bei APPN besteht aus dem direkt aufgebrachtten Piezoaktuator mit einem passiven Schwingkreis und einer Spannungsquelle. Dadurch kann einerseits mechanische Energie in den elektrischen Schwingkreis übertragen und dissipiert werden, andererseits kann die Spannungsquelle das PZT-Element ansteuern und mechanische Schwingungen aktiv unterdrücken. Durch die aktive Ansteuerung können ähnlich gute Ergebnisse wie bei rein aktiven Systemen erreicht werden. Der Regelaufwand kann aber durch eine geeignete Auslegung des passiven Kreises erheblich reduziert werden [Tsai1999], [Hagood1990]. Zusätzlich kann die Spillover-Anfälligkeit des Reglers vermindert werden.

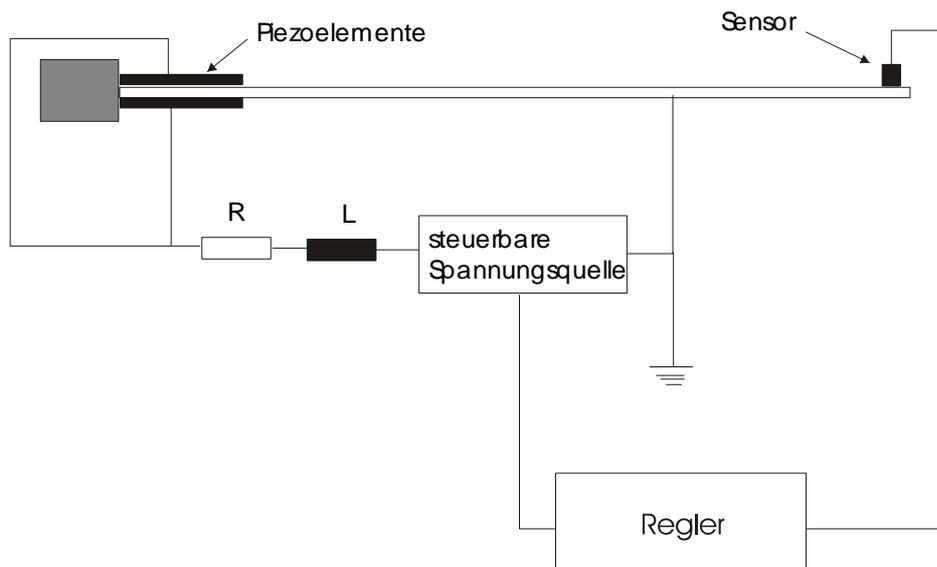


Abbildung 86: APPN-Konfiguration

3.8.3 Entwicklung und Bereitstellung von Piezofaserkompositen (PFC)

Insgesamt wurden 22 speziell entwickelte PFC-Wandler für dieses Projekt gefertigt und für die Experimente bereitgestellt (Alu-Balken (2), Schallwand (8), Labormuster (10), Gipsplatte (4)). Davon wurden 12 Wandler seitens NMWü auf spezielle Strukturen appliziert.

Die eingesetzten piezoelektrischen High-Performance PFC-Wandler besitzen ausgeprägte sensorische und aktorische Eigenschaften. Sie zeichnen sich vor allem durch ihre hohe Schadenstoleranz, Flexibilität, Empfindlichkeit, Richtcharakteristik und große Bandbreite aus. Ermöglicht wird dies durch den interlaminaren Schichtaufbau aus einer Monolage unidirektional angeordneter piezoelektrischer PZT-Fasern mit interdigitaler Kontaktierung. Aufgrund der verwendeten Materialien und der speziellen Bauweise können PFCs nahezu „nahtlos“ in Faserverbundwerkstoffe integriert werden. Eine solche Verbindung aus sensorischen, aktorischen und mechanischen Eigenschaften ist ein wichtiger Schritt in Richtung „Intelligente Werkstoffe“.

Sensorisch können dynamische Belastungen wie Schwingungen, Dehnungen oder Beschleunigungen im Frequenzbereich von einigen Hz bis in den MHz-Bereich detektiert werden. Diese dynamischen Größen gibt der PFC-Sensor als proportionale Spannungssignale aus. Zudem kann mit einer geeigneten elektrischen Beschaltung mechanische Schwingungsenergie in elektrische Energie gewandelt werden, die beispielsweise zur kabellosen Übertragung von Sensorsignalen genutzt werden kann.

Aktuatorisch lassen sich PFCs zur aktiven Schwingungsminderung in Leichtbauteilen einsetzen. Zur Bauteilüberwachung können beispielsweise Körper- oder Ultraschallprüfsignale vom aktiven Bauteil ausgesendet und deren Echos detektiert werden. Die aktuatorische Bandbreite reicht von statisch bis hochdynamisch (MHz).

3.8.4 Auslegung eines kompletten Systems zur aktiven Schallreduktion

ABAQUS bietet die Möglichkeit, verschiedenartige Akustiksimulationen durchzuführen. Die alleinige Betrachtung eines akustischen Mediums wie z. B. die Eigenfrequenzanalyse eines Fluids in einem Resonator ist ebenso möglich wie die Modellierung von Fluid-Struktur-Kopplungen (FSI). Eine gängige Anwendung ist z. B. die Berechnung des Schalldruckpegels im Innenraum eines Fahrzeuges.

Die Modellbildung erfordert die Definition von akustischen Elementen und bei FSI eine Verbindung zwischen Strukturelementen und akustischen Elementen. Diese Verbindung wird entweder durch akustische Verbindungselemente oder durch eine flächenbasierte Kontaktdefinition hergestellt. Dadurch wird eine Interaktion generiert, wodurch Körperschall als Luftschall abgestrahlt wird und einfallender Luftschall Körperschall erzeugt. Als Knotenfreiheitsgrad besteht bei den akustischen Elementen der Schalldruck, als zusätzliche Ausgabe werden daraus beispielsweise die Schallschnelle und die Schallintensität berechnet.

Es lassen sich innere Probleme, ein akustisches Medium eingeschlossen von der Struktur, und äußere Probleme, eine Struktur in akustischem Medium unendlicher Ausdehnung, berechnen. Für das letztere ist eine zusätzliche Definition von unendlichen akustischen Randelementen oder einer Impedanz-Randbedingung erforderlich. Durch die Vorgabe von Impedanzen an Übergangsstellen von akustischen zu Strukturelementen kann die Wirkung einer schallabsorbierenden Oberfläche dargestellt werden.

Für eine ausreichende Genauigkeit der Berechnungsergebnisse werden bestimmte Anforderungen an die Elementgröße des akustischen Netzes gestellt. Der Abstand zwischen mindestens sechs benachbarten repräsentativen Knoten soll innerhalb der kürzesten in der Simulation auftretenden Wellenlänge liegen. Man erhält für den maximalen Abstand zweier benachbarter Knoten eines Elementes L_{max} :

$$L_{max} < \frac{c}{n_{min} f_{max}} \quad (\text{Formel 26})$$

mit:

n_{min} als Intervallanzahl, welche innerhalb einer Wellenlänge liegen soll ($n_{min} \geq 6$)

f_{max} der maximal auftretenden Erregerfrequenz

$c = \sqrt{K / \rho}$ der Schallgeschwindigkeit, wobei K den Kompressionsmodul und ρ die Dichte des akustischen Mediums darstellen.

Die Schallwellenlänge nimmt mit zunehmender Frequenz ab, daher ergibt sich für ein bestehendes Netz, aus Gleichung 26, eine obere Frequenzgrenze von:

$$f_{max} < \frac{c}{n_{min} L_{max}} \quad (\text{Formel 27})$$

Tabelle 20 gibt maximal zulässige Knotenabstände bei vorgegebener Frequenz f_{max} für Luft bei Raumtemperatur mit $n_{min} = 8$ an [ABAQUS2004].

f_{max} [Hz]	L_{max} [mm]
100	< 430
500	< 86
1000	< 43
20.000	< 2,1

Tabelle 20: Maximaler Knotenabstand bei gegebener Frequenz, akustisches Medium: Luft, $n_{min} = 8$

Für äußere Probleme bei der Vorgabe von Impedanz-Randbedingungen verbessert sich die Ergebnisgenauigkeit mit steigendem Abstand der Randbedingung von der Schallquelle. Der einzuhaltende Abstand r_l wird als Vielfaches m_{min} ($m_{min} \geq \frac{1}{3}$) der zur kleinsten Frequenz gehörigen Schallwellenlänge beschrieben:

$$r_l > \frac{c \cdot m_{min}}{f_{min}} \quad \text{bzw.} \quad f_{min} > \frac{c \cdot m_{min}}{r_l} \quad (\text{Formel 28})$$

In Tabelle 21 sind die minimalen Abstände der Schallquelle zur Impedanzrandbedingung bei vorgegebener Frequenz f_{min} angegeben [ABAQUS2004]. Die Werte gelten für Luft bei Raumtemperatur mit $m_{min} = \frac{1}{3}$.

f_{min} [Hz]	r_l [mm]
100	> 1140
500	> 230
1000	> 114
20.000	> 5,7

Tabelle 21: Minimaler Abstand zur Randbedingung bei gegebener Frequenz, akustisches Medium: Luft, $m_{min} = \frac{1}{3}$

Modellbildung

Das Einsatzpotenzial eines aktiven Tilgers zur Schallreduktion wird am Modell einer allseitig fest eingespannten Aluminiumplatte untersucht. Die betrachtete Platte hat eine Länge von 700 mm, eine Breite von 500 mm und eine Dicke von 3 mm. In ABAQUS wird ein Finite-Elemente-Modell der Platte in einem unendlichen Halbraum erstellt (siehe Abbildung 87). Die Knoten der zur Platte gehörigen Schalenelemente sind über eine Kontaktdefinition mit den Knoten der akustischen Elemente verbunden. Im Randbereich der Akustikelemente schließen sich unendliche akustische Randelemente an. Das gekoppelte Fluid-Struktur-Modell wird zur Simulation der Schallabstrahlung bei breitbandiger Erregung der Aluminiumplatte verwendet.

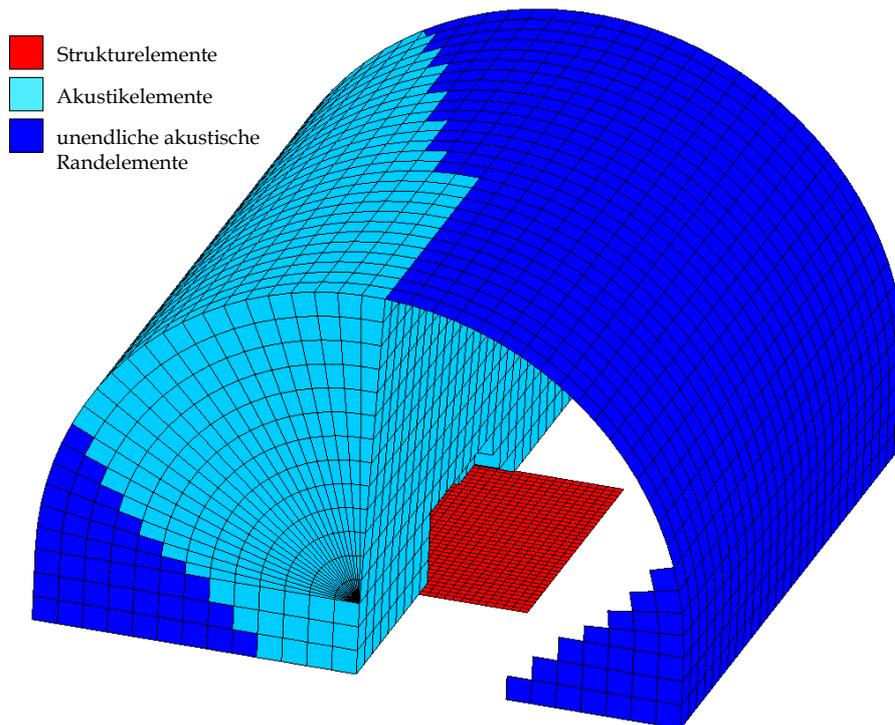


Abbildung 87: Plattenmodell in unendlichem Halbraum

Die Simulation des geregelten Systems, Platte mit aktivem Tilger, wird in Matlab durchgeführt. Hierzu wird unter isolierter Betrachtung des FE-Plattenmodells ein Zustandsraummodell basierend auf der Bewegungsgleichung in modalen Koordinaten abgeleitet. Die Zustandsraummodelle für den aktiven Tilger und die Platte werden miteinander verknüpft.

Simulation

In ABAQUS besteht keine Möglichkeit, Strukturen in geschlossenen Regelkreisen zu simulieren. Daher erfolgt die Simulation des Plattenmodells mit aktivem Tilger und geschlossenem Regelkreis in Matlab. Es wird eine breitbandige Erregerkraft im Frequenzbereich von 0 Hz bis 1000 Hz auf die Struktur aufgebracht und die Schwingungsantwort mit und ohne aktiven Tilger betrachtet. Die sich durch den Regelkreis einstellende Tilgerkraft wird dann gemeinsam mit der Erregerkraft auf das gekoppelte Fluid-Struktur-Modell in ABAQUS aufgebracht. Somit ist es möglich, den von der Aluminiumplatte abgestrahlten Luftschall mit und ohne aktiven Tilger zu begutachten.

Aufgrund der unendlichen Randelemente kann in ABAQUS keine gekoppelte Eigenfrequenzanalyse erfolgen. Daher ist die Berechnung im Frequenzbereich nur mittels der direkten Lösung durchführbar. Zur Berücksichtigung von Dämpfungseinflüssen wird für die Platte ein viskoelastisches Materialverhalten derart definiert, dass sich ein Verlustfaktor $\chi = 1\%$ im betrachteten Frequenzbereich einstellt. Den Verlustfaktor χ erhält man in Anlehnung an [Tang2000] aus der Dämpfungsarbeit W_V und der Formänderungsenergie U während einer Periode gemäß:

$$\chi = \frac{W_V}{2\pi \cdot U} \quad (\text{Formel 29})$$

Für die modale Berechnung in Matlab wird für alle Moden ein modaler Dämpfungsgrad von $D_i = 0,5\%$ gewählt, da für einen Schwinger mit einem Freiheitsgrad in Resonanz die Beziehung $\chi = 2 \cdot D$ gilt. [Tsai1999]

Da eine breitbandige Anregung aller Moden der Platte angestrebt wird und der aktive Tilger ebenfalls möglichst alle Moden beeinflussen soll, werden zunächst Orte optimaler Steuerbarkeit ermittelt. Dazu wird der modale Einflussindex der Verschiebungen berechnet. Abbildung 88 zeigt den Verlauf des modalen Einflussindex, den Ort der Erregerkraft und die Tilgerposition.

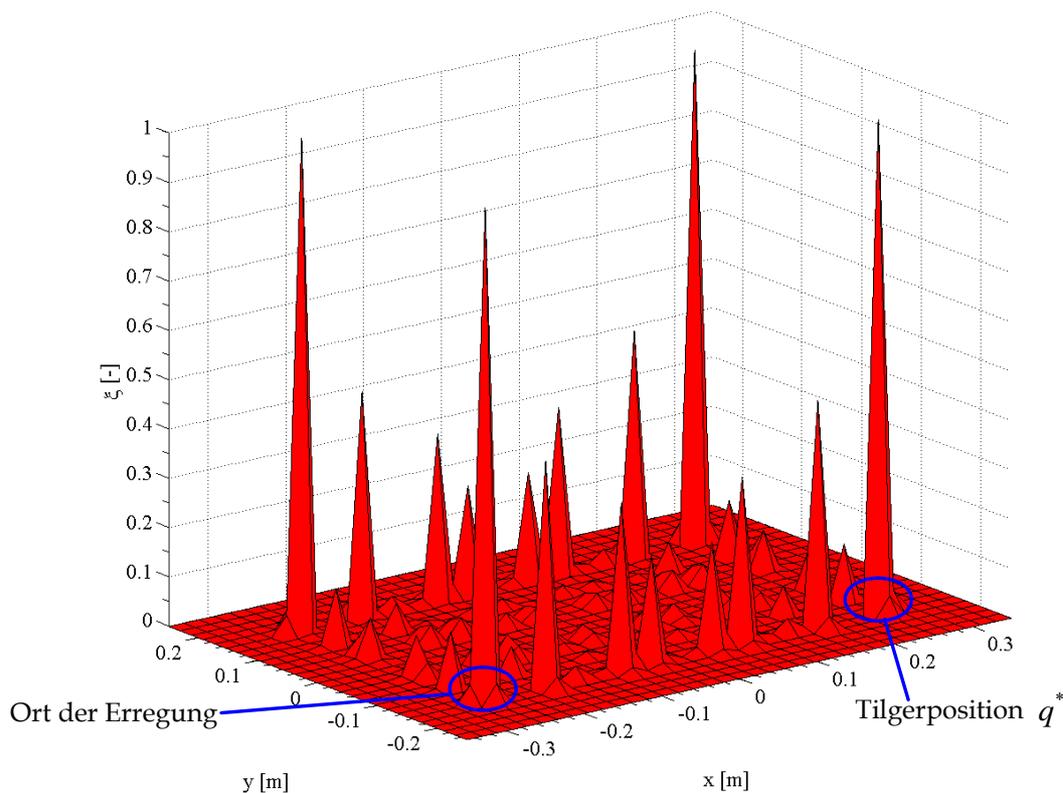


Abbildung 88: Modaler Einflussindex der Verschiebung

Für die Regelung des aktiven Tilgers wird die Geschwindigkeitsrückführung angewandt. Dies ermöglicht eine Reduktion der Schwingungsamplituden im gesamten Frequenzbereich. Somit berechnet sich die Aktorkraft aus der Geschwindigkeit am Tilgerort und der Relativgeschwindigkeit zwischen Platte und Tilgermasse:

$$f^A = G \cdot \dot{q}^* - g \cdot \dot{q}^{*rel} \quad (\text{Formel 30})$$

Es wird eine Tilgermasse von 30 g gewählt. Die Tilgereigenfrequenz wird auf 66 Hz eingestellt. Dies entspricht einem Frequenzverhältnis von $\kappa=0,8$ bezüglich der ersten Platteneigenfrequenz. Der Verstärkungsfaktor g ergibt sich zu $g = 2m^T \omega^T (D_{soll}^T - D^T)$ mit $D_{soll}^T = 0,25$, G wird durch Simulation bestimmt, so dass die Summe der Dämpfungsgrade der geregelten Pole maximal wird.

Um die Wirksamkeit des aktiven Tilgers zur Körperschallreduktion zu beurteilen, wird die Schwinggeschwindigkeit an verschiedenen Knoten der Platte ausgewertet (vgl. Abbildung 89). In Abbildung 90 sind die Schwinggeschwindigkeitsamplituden der ausgewählten Knoten mit und ohne aktiven Tilger aufgetragen. Man erkennt deutlich die Wirksamkeit zur Körperschallreduktion des aktiven Tilgers.

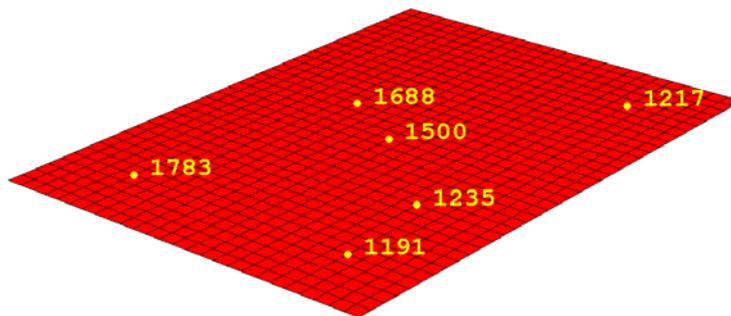


Abbildung 89: Knoten zur Auswertung der Schwingungsantwort

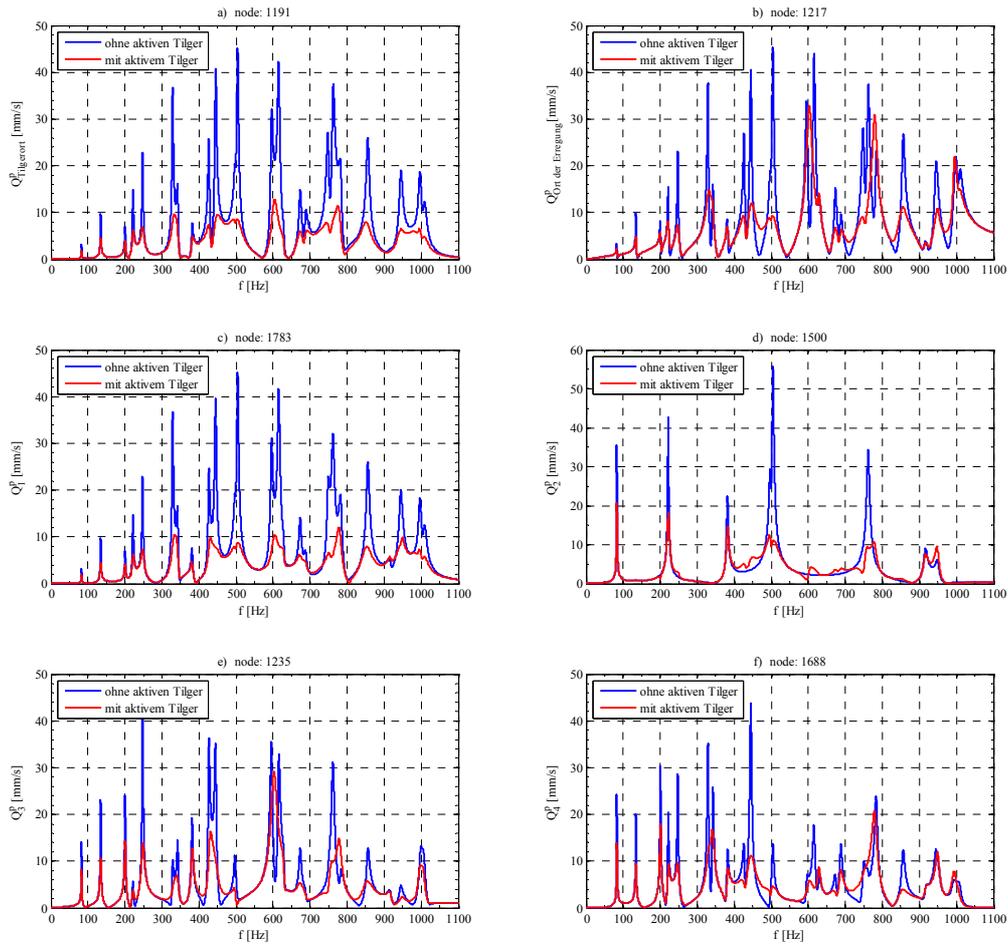


Abbildung 90: Schwinggeschwindigkeitsamplituden ausgewählter Knoten

In Abbildung 91 a) und b) sind die Relativverschiebung zwischen aktivem Tilger und der Struktur sowie die benötigte Aktorkraft aufgetragen. Abbildung 91 c) zeigt die Polstellen des Systems mit und ohne aktiven Tilger.

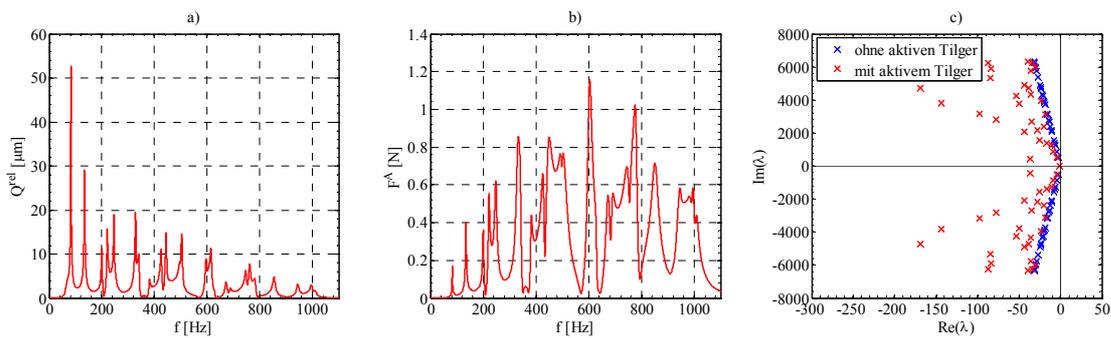


Abbildung 91.: Übertragungsverhalten aktiver Tilger mit Plattenmodell: a) Relativverschiebung; b) Aktorkraft; c) Wurzelortskurve

Zur Beurteilung der Luftschallreduktion wird der A-bewertete Schalldruckpegel an den in Abbildung 92 gekennzeichneten Knoten berechnet. Aus Abbildung 93 ist ersichtlich, dass durch die Schwingungsminderung der Aluminiumplatte der Schalldruckpegel um bis zu 10 dB abnimmt. Dies entspricht einer Verringerung des Schalldrucks um etwa Faktor 3.

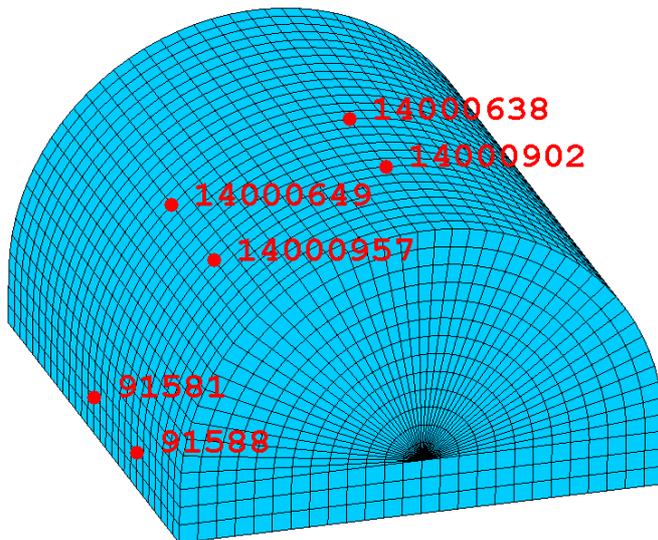


Abbildung 92: Knoten zur Auswertung des Schalldruckpegels

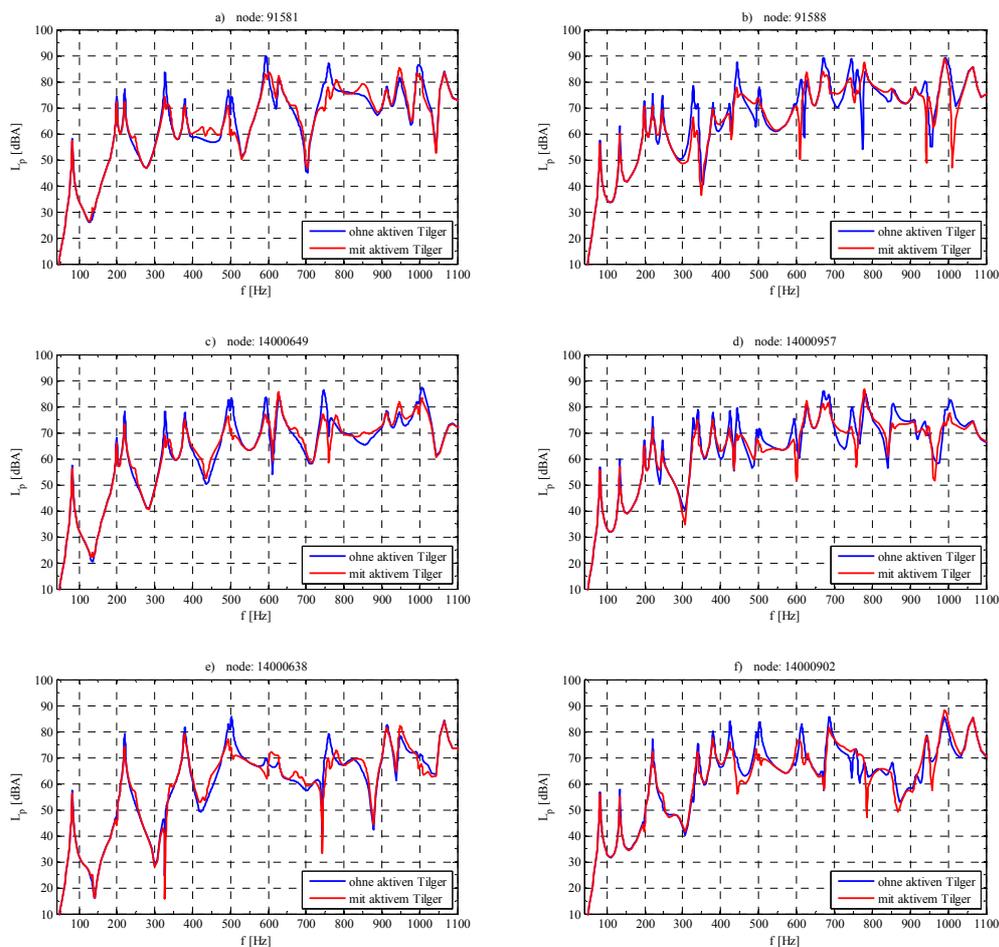


Abbildung 93: A-bewertete Schalldruckpegel ausgewählter Knoten

Wird eine Schallminderung nur in einem bestimmten Frequenzband angestrebt, so ist die Tilgerposition durch Berücksichtigung der relevanten Moden bei der Berechnung des modalen Einflussindex entsprechend anzupassen.

Exemplarisch ist in Abbildungen 94 und 95 der Schalldruckverlauf bei einer Frequenz von 504 Hz im Vergleich mit und ohne aktiven Tilger gegenübergestellt.

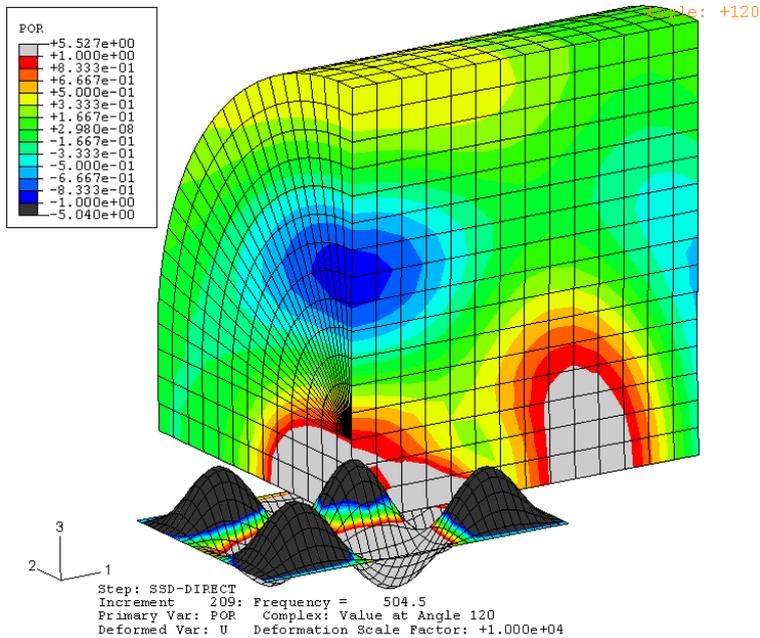


Abbildung 94: Simulierter Schalldruckverlauf ohne aktiven Tilger

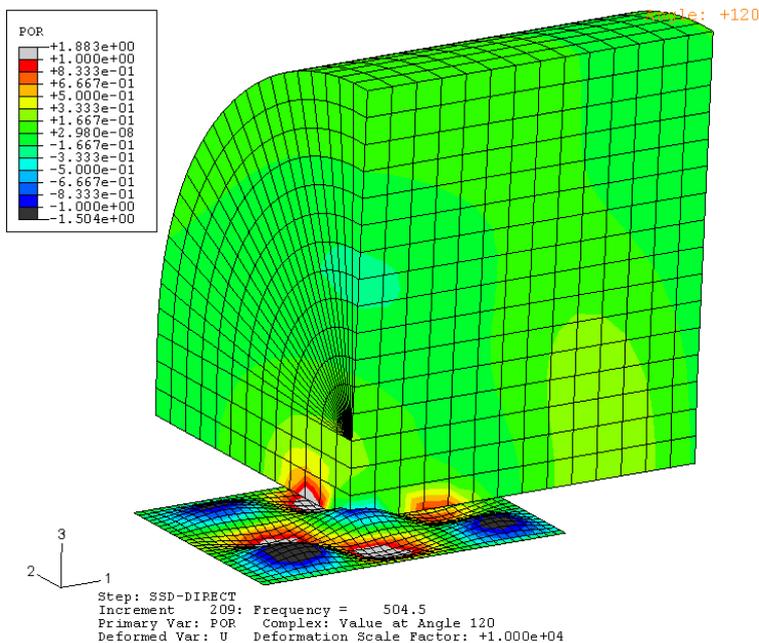


Abbildung 95: Simulierter Schalldruckverlauf mit aktivem Tilger

3.8.5 Bewertung der unterschiedlichen Konzepte zur aktiven Schallminderung

Generell sollten zwei Arten von Schallproblemen unterschieden werden:

- breitbandige Schallabstrahlung
- schmalbandige Schallabstrahlung

einer oder mehrerer diskreter Frequenzen. Beide Problemklassen lassen sich mit aktiven Methoden angehen.

Oben wurde exemplarisch der Einsatz eines aktiven Tilgers für die breitbandige Minderung der Schallabstrahlung der Aluminiumplatte untersucht. Wie gezeigt wurde, führt der Einsatz dieses Tilgers zu einer Minderung des abgestrahlten Schalls. Solche Problemlösungen, die auf aktiven Methoden aufsetzen, bestehen weitestgehend aus den Komponenten Sensorik, Signalaufbereitung, Regelung, Leistungssteller und Aktorik. Da jede dieser Komponenten mit teils erheblichen Kosten verbunden ist, fällt eine rein aktive Lösung für einen Einsatz in weit verbreiteten preisgünstigen Haushaltsgeräten, Elektrowerkzeugen und motorgetriebenen Kleingeräten als einfache Schallminderungsmaßnahme aus Kostengründen weg.

Des Weiteren kommen semiaktive Maßnahmen in Frage. Es wurden im Projekt im Rahmen einer Voruntersuchung an einem Aluminiumbalken zwei semiaktive Methoden experimentell untersucht: zum einen wurde mit dem auf dem Balken angebrachten Piezoaktor und einer externen Spule ein Schwingkreis gebildet, zum anderen wurde an den Piezo eine elektrische Schaltung angeschlossen, die eine negative Kapazität darstellt (NCC). Bei der Schwingkreislösung wird die Induktivität der Spule so gewählt, dass der elektrische Schwingkreis auf die Resonanzfrequenz der mechanischen Balkenstruktur abgestimmt war. Infolge der hohen benötigten Induktivität war es nicht möglich, eine mechanische Spule zu verwenden. Die Wirkungsweise der Spule musste mit einer elektronischen Schaltung simuliert werden. Die Schaltung, welche sich elektrisch wie eine weitgehend ideale Spule verhält, wird als Gyrator bezeichnet. Durch die Verwendung des Gyrators erhält man eine semiaktive Lösung zur Schwingungsminderung. Die NCC-Lösung stellt ebenfalls eine semiaktive Lösung da. Der Unterschied zwischen den beiden semiaktiven Lösungen ist, dass die Gyrator-Lösung auf eine Frequenz abgestimmt wird. Nur in dieser Frequenz kann sie schwingungsmindernd wirken. Sollen mehrere Frequenzen beeinflusst werden, muss für jede Frequenz eine entsprechende Schaltung vorhanden sein. Die NCC-Lösung besitzt in der Theorie die Möglichkeit, breitbandig zu wirken, sie muss nicht auf eine oder mehrere diskrete Frequenzen abgestimmt werden.

Da diese letztgenannten semiaktiven Lösungen mit deutlich weniger Kosten verbunden sind als aktive Lösungen, kommen ausschließlich solche Ansätze für die Schwingungs-/Schallminderung in Kleingeräten in Frage.

3.9 Übertragung auf eine reale Applikation

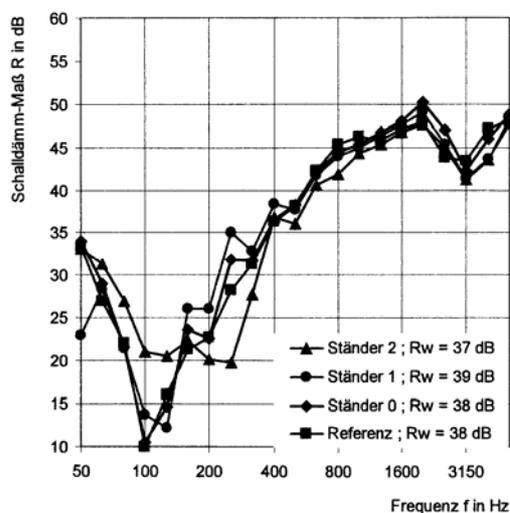
Die untersuchten Ansätze zur Schwingungs-/Lärminderung werden nachfolgend auf reale Applikationen übertragen. Zum einen wird eine Gipskartonplatte, wie sie für den Innenausbau von Häusern eingesetzt wird, untersucht, zum anderen wird die Applikation der semiaktiven Ansätze auf der Seitenwand einer Waschmaschine näher betrachtet.

3.9.1 Gipskartonplatten

Um das Potenzial der aktiven Körperschallminderung im Bereich Raumakustik zu testen, wurden Gipskartonplatten mit PFC-Wandlern bestückt. Ziel der Applikation ist es, den Schalldurchgang durch eine zweischalige Struktur aus Gipskartonplatten zu minimieren. Experimentell wurde der Einsatz der semiaktiven Komponente Gyrator betrachtet sowie der Einsatz einer aktiven Schwingungsregelung.

Problembeschreibung

Aus Messungen des Schalldämmmaßes beim Fraunhofer-Institut für Bauphysik in Stuttgart hat sich ergeben, dass die maximale Schallabstrahlung (d. h. die geringste Schalldämmung) der untersuchten Gipskartonwand bei ca. 100 Hz liegt.



Quelle: „Messungen Fraunhofer-Institut für Bauphysik, Stuttgart“

Abbildung 96: Messung des Schalldämmmaßes infolge verschiedener Aussteifungen

Wie die Messung deutlich zeigt, erreicht das Schalldämmmaß im Bereich 100 Hz sein Minimum. Deshalb war es das Ziel, den Schalldurchgang in diesem Bereich zu mindern.

Um die Schwingung visualisieren zu können, wurden Messungen mit einem Scanning Laser Doppler Vibrometer (SLDV) bei Erregung durch rosa Rauschen im Nebenraum (Senderraum) durchgeführt. Die Messung zeigt die Schwingungsform der Gipskartonplatte bei der problematischen Frequenz:

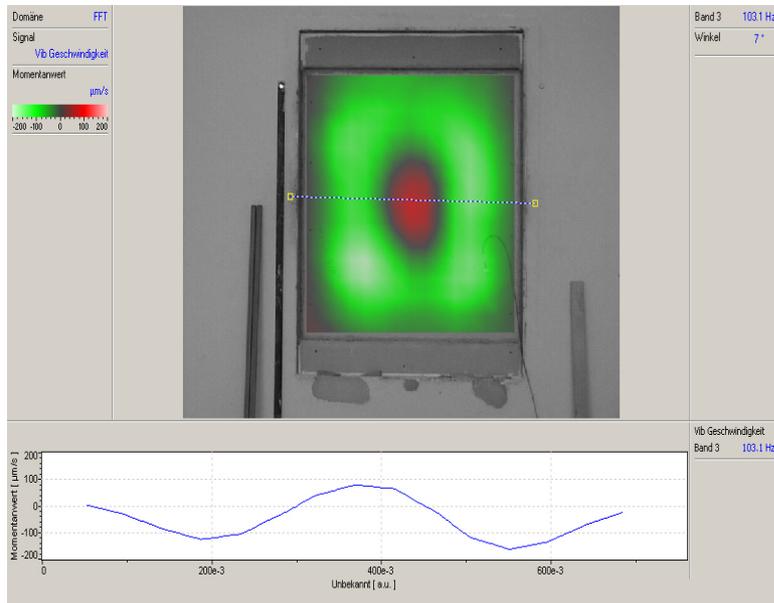


Abbildung 97: Visualisierung der Plattenschwingung infolge Rauschanregung (103,1 Hz, SLDV-Messung)

Man erkennt aus der Schwingungsform, dass die Bereiche größter Krümmung in der Mitte und in einem umlaufenden „Ring“ liegen. In diesen Bereichen können zur Reduktion der Schwingungen piezokeramische Aktoren, die die Dehnung beeinflussen, angebracht werden. Diese Messungen lieferten die Vorgaben für die Gestaltung der Versuchsträger.

Versuchsträger

Der Versuchsträger ist eine doppelschalige Struktur aus zwei Gipskartonplatten und entsprechenden Ständern. Beide Platten werden über U-Montage-Profile, die umlaufend am Rand zwischen den beiden Platten angebracht sind, zusammengeschraubt.

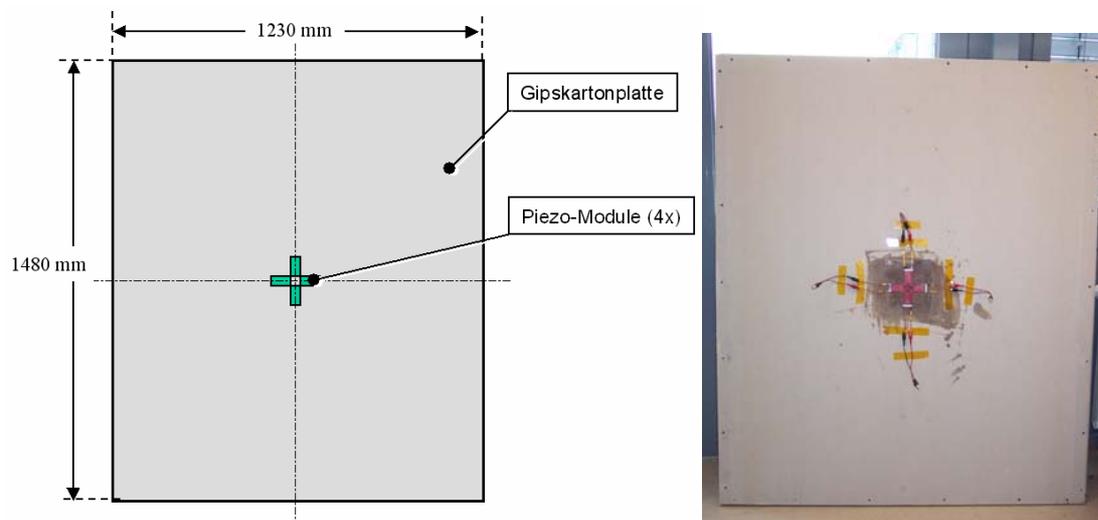


Abbildung 98: Versuchsträger

Wie aus Abbildung 98 zu erkennen ist, werden vier PFC-Wandler in der Mitte aufgeklebt. Um die Anbindung zwischen PFC-Wandler und Gipskartonplatte zu verbessern, wurde die oberste Kartonschicht der Gipsplatte mit einem dünnflüssigen Harz imprägniert. Die vier Aktoren werden zu einem Aktor mit einer Gesamtkapazität von $C_{\text{ges}} = 4,5 \text{ nF}$ verschaltet.

Versuchsdurchführung

Die experimentellen Messungen mit dem Versuchsträger werden am Fraunhofer-Institut für Bauphysik in Stuttgart durchgeführt. Dazu wird der Versuchsträger in den Messraum (siehe Abbildung 99) eingebaut.



Abbildung 99: Versuchsträger im Messraum

Der Messraum besteht aus zwei Räumen, einem Sende- und einem Empfangsraum, die über ein Fenster miteinander verbunden sind. In dieses Fenster wurde der Versuchsträger eingesetzt, die Spalte zwischen Versuchsträger und Fensteröffnung wurde mit einem geeigneten Mittel akustisch versiegelt. Um den Schalldurchgang vom Sende- in den Empfangsraum zu beurteilen, können im Senderaum über einen Lautsprecher Signale erzeugt werden, z. B. stationäres Rauschen mit einem bestimmten Schallpegel. Über ein Mikrofon wird der Schall im Senderaum gemessen, über ein weiteres Mikrofon wird der Schallpegel im Empfangsraum gemessen. Aus diesen beiden Messungen wird das Dämmmaß des Versuchsträgers bestimmt. Neben den schalltechnischen Werten wurden über Messungen mit einem SLDV (siehe Abbildung 99) die Schwingungen des Versuchsträgers im Empfangsraum gemessen.

Es wurden Versuche ohne semiaktive/aktive Komponenten durchgeführt und Versuche mit diesen Bauteilen. Die Versuche wurden zweimal durchgeführt mit gewissem zeitlichem Abstand, was dazu führt, dass die einzelnen Messergebnisse nicht 100%ig verglichen werden können. Die beiden Versuche sind nachfolgend mit (A) und (B) gekennzeichnet.

Messungen (A): Referenzmessung

Um eine Aussage über den Schalldurchgang des rein passiven Systems zu erhalten, wurden zuerst das Schalldämmmaß und die Schwingungsformen ohne die semiaktiven Komponente gemessen. Erregt wurde im Senderaum mit rosa Rauschen.

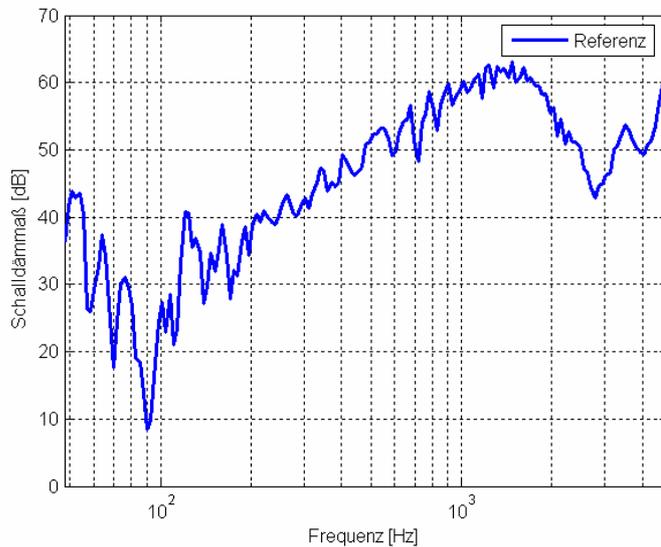


Abbildung 100: Referenz-Schalldämmmaß (Messung-A)

Man erkennt aus dieser Messung, dass der größte Schalldurchgang bei ca. 93 Hz liegt. Aus der Messung mit dem SLDV erhält man die zugehörige Schwingungsform der Platte:

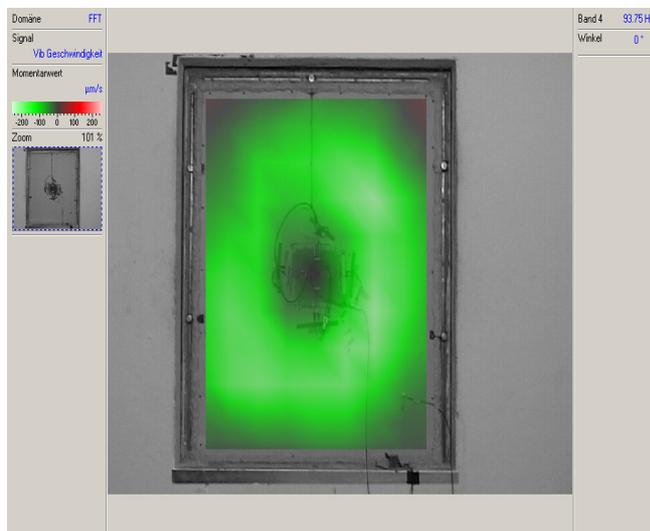


Abbildung 101: Schwingungsform bei 93,75 Hz (Messung-A)

Aus der SLDV-Messung erkennt man, dass diese Schwingungsform mit der aus Abbildung 97 vergleichbar ist, bei dieser Abbildung ist der Bauch in der Mitte infolge des überlagerten Fotos weniger gut sichtbar.

Messung (A) semiaktiv: Gyrator-Schaltung

An die Klemmen der PFC-Wandler wurde die Gyrator-Schaltung angeschlossen, abgestimmt auf die Frequenz mit dem größten Schalldurchgang: ca. 93 Hz. Mit dieser Konfiguration wurde dann das Schalldämmmaß bestimmt.

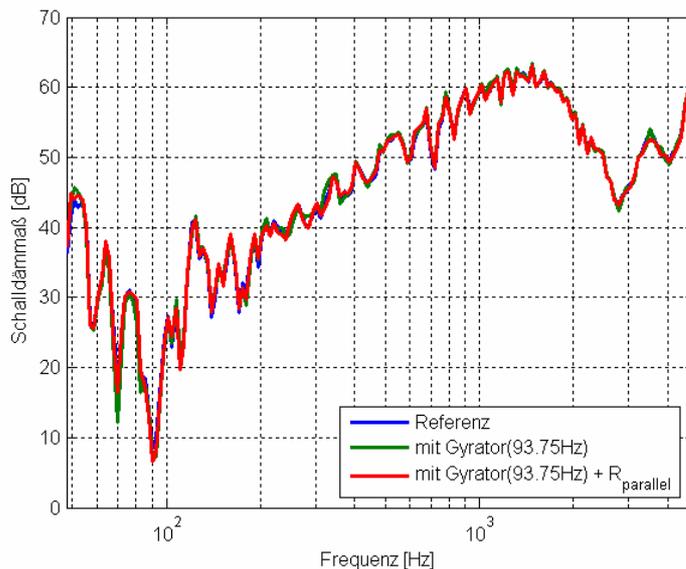


Abbildung 102: Gyrator-Schaltung: Schalldämmmaß (Messung-A)

Aus dieser Messung wird deutlich, dass der größte Schalldurchgang im Bereich um ca. 93 Hz liegt. Auf diese Frequenz wurde der Gyrator abgestimmt. Leider mit keinem positiven Ergebnis bezüglich der Erhöhung der Schalldämmung.

Messung (B) aktiv

Um die Wirksamkeit einer aktiven Lösung abschätzen zu können, wurde eine solche mit relativ einfacher Struktur aufgebaut. Als Sensor diente ein Beschleunigungssensor, der auf der Struktur die Schwingungen sensiert (siehe Abbildung 103).

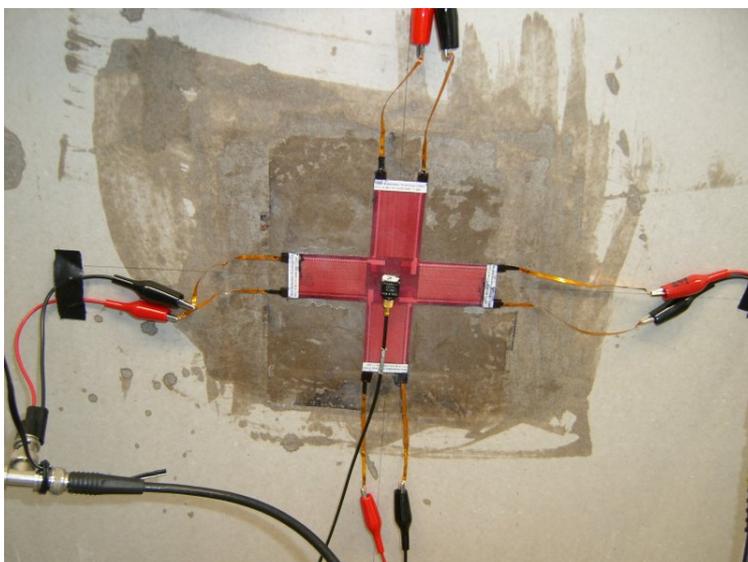


Abbildung 103: aktive Schwingungsregelung mit zusätzlichem Beschleunigungssensor

Der digitale Regler wurde auf einem PC mit Echtzeitbetriebssystem implementiert. Das Reglerstellsignal wurde über Piezohochspannungsverstärker auf die PFC-Wandler gegeben. In nachfolgender Abbildung ist die Wirkung dieser Lösung visualisiert.

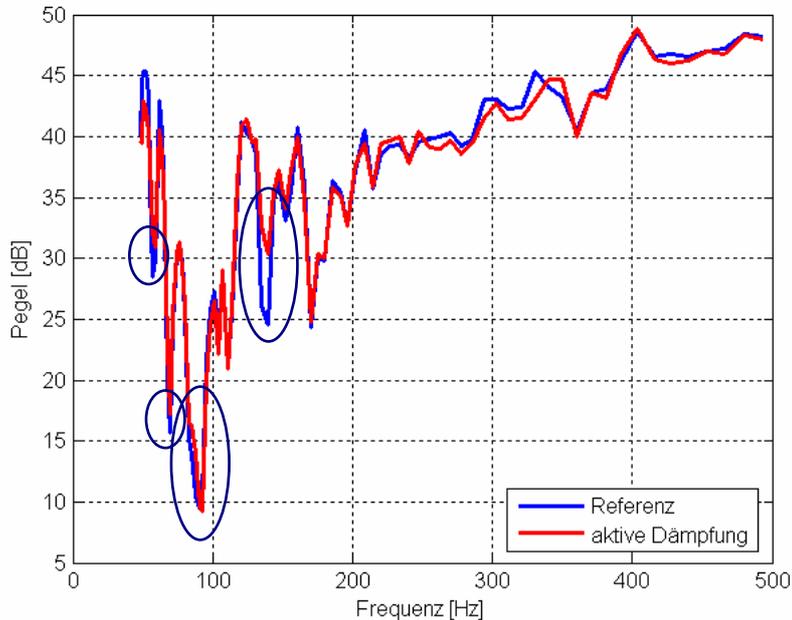


Abbildung 104: Schalldurchgang ohne/mit aktiver Dämpfung

Man erkennt, dass die aktive Dämpfung bei der betrachteten Zielfrequenz von ca. **91 Hz keine positive Wirkung** zeigt. Allerdings ist festzustellen, dass eine deutlich **messbare positive Wirkung bei ca. 140 Hz** vorliegt. Auch in den „Einbrüchen“ bei ca. 60 Hz und 70 Hz ist eine positive Wirkung messbar.

Fazit Gipskartonplatte

Wie die Messungen gezeigt haben, war die semiaktive Lösung nicht in der Lage, eine Schalldurchgangsminderung zu bewirken. Die aktive Lösung, welche einen wesentlich größeren Aufwand darstellt, konnte zwar in der kritischen Frequenz bei ca. 93 Hz nichts bewirken, allerdings ist messtechnisch nachweisbar, dass sie bei anderen Frequenzen positive Auswirkungen auf den Schalldurchgang hat.

3.9.2 Waschmaschine

Als weitere Anwendung wurde zur Demonstration der Möglichkeiten aktiver Schwingungs-/Schallminderung die Waschmaschine „Blomberg WAF 1340 A“ ausgewählt, da sie im Heft der Stiftung Warentest vom August 2005 in der Kategorie „Geräusch beim Schleudern“ besonders schlecht abschnitt (siehe Abbildung 105).



Abbildung 105: Waschmaschine Blomberg WAF 1340 A

Voruntersuchung der Waschmaschine (Ist-Stand)

a) Drehzahlverlauf

In Abbildung 106 ist der gemessene Drehzahlverlauf über der Zeit für verschiedene Schleuderprogramme aufgezeigt.

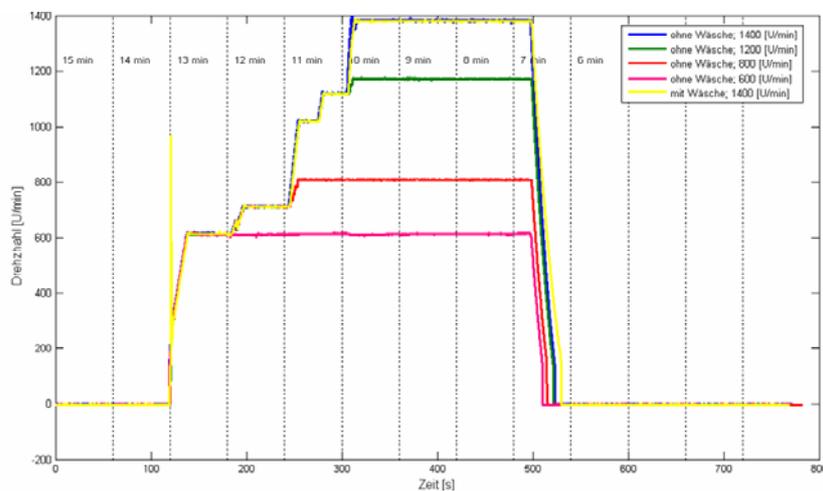


Abbildung 106: gemessenes Schleuderprogramm (Drehzahl über Zeit über Vorwahl)

Aus der Messung erkennt man, dass die Waschmaschine unabhängig von der Last (d. h. ohne Wäsche bzw. mit Wäsche) dieselbe Drehzahl-Zeit-Kennlinie fährt. Das Schleuderprogramm ist drehzahl-regelt. Zur Erregung der Struktur wird das Schleuderprogramm 1400 U/min ausgewählt.

b) Strukturschwingung bei Hammererregung

Es wurde an der rechten oberen Ecke einer jeden Seite kontinuierlich mit Hammerschlägen erregt. Während dieser Schläge wurde die Seitenwand der Waschmaschine mit dem SLDV vermessen, ein Mikrofon hat den erzeugten Schall aufgezeichnet, ein Beschleunigungssensor die Strukturschwingungen der Seitenwand der Waschmaschine. Ziel dieser Messungen war es, die Strukturresonanzen, die Schwingungsformen und den abgestrahlten Schall der Seitenwand zu bestimmen.

Nachfolgende Abbildung gibt das Frequenzspektrum des Beschleunigungssensors und des Mikrofonsignals wieder.

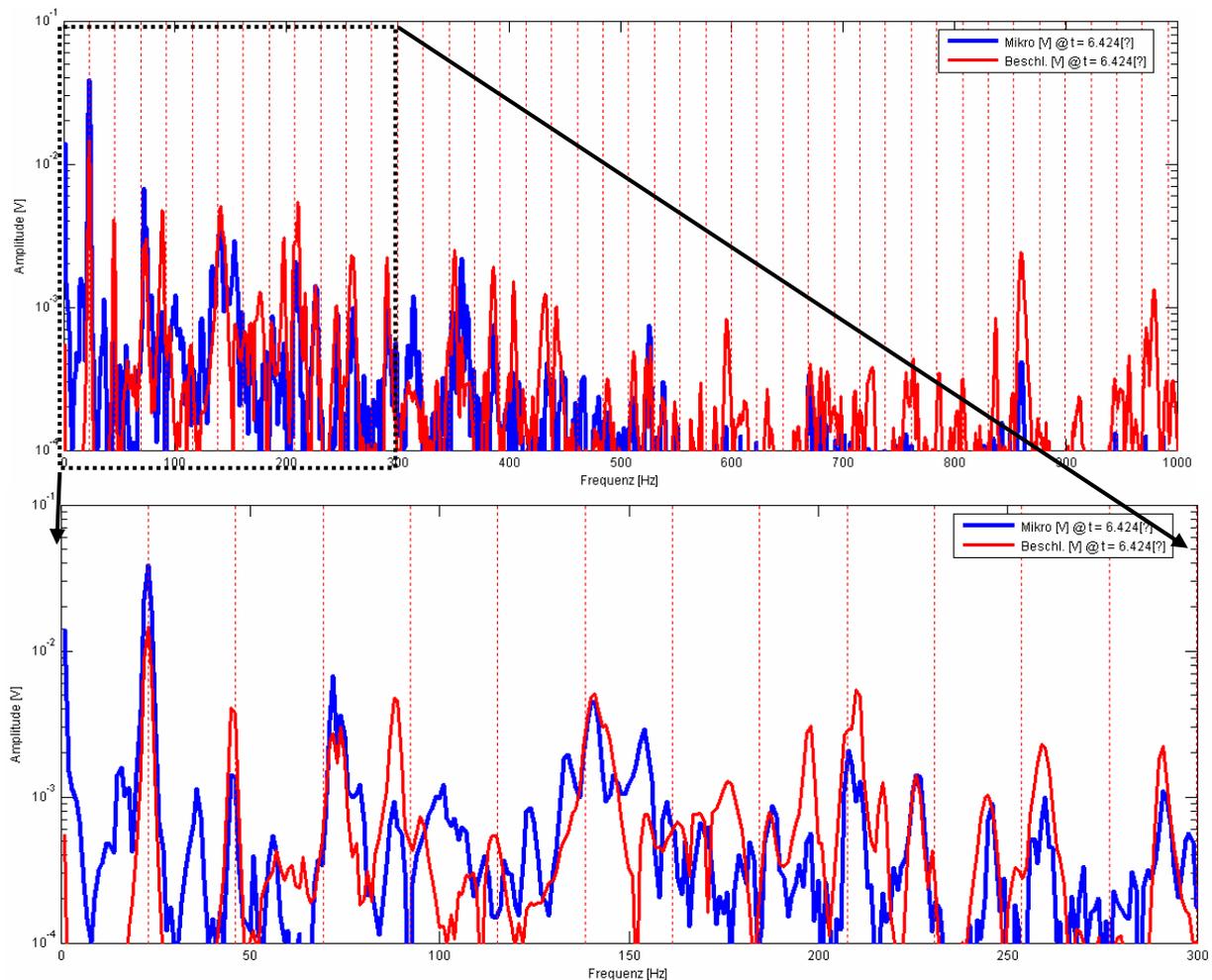


Abbildung 107: FFT-Spektrum von Seitenwand bei Hammererregung: Beschleunigungs- und Mikrofonsignal

In Abbildung 107 sind weiterhin die Vielfachen der Drehzahl eingetragen. Auffällig ist, dass unter anderem die erste EF bei ca. 23 Hz (= ca. 1400 U/min) mit der Drehzahl zusammenfällt.

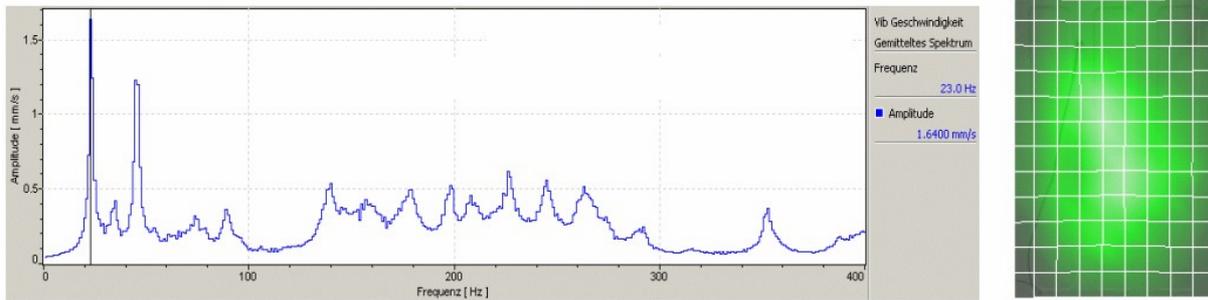


Abbildung 108: gemittelttes FFT-Spektrum der Waschmaschine Seitenwand bei Hammererregung (links) / Schwingungsform (rechts)

Auf den letzten beiden Abbildungen ist deutlich zu erkennen, dass die Strukturschwingung von der Schwingung bei ca. 23 Hz dominiert wird. Diese Schwingung findet sich auch deutlich im Mikrofonsignal wieder.

c) Strukturschwingungen bei Erregung durch Schleudern bei 1400 U/min

Während die Waschmaschine mit Wäsche bei maximaler Schleuderdrehzahl (1400 U/min) rotiert, wird die Oberfläche mit dem SLDV vermessen. Die gemessenen FFT-Spektren sind in Abbildung 109 dargestellt.

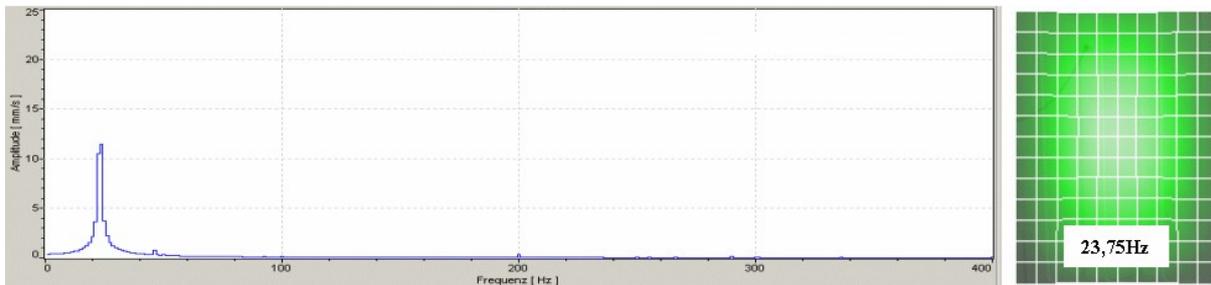


Abbildung 109: gemittelttes FFT-Spektrum der Waschmaschine bei Schleudererregung mit Wäsche (1383 U/min = 23,05 Hz, links), Schwingungsform bei 23,75 Hz (rechts)

Man erkennt, dass die Spektren beim Schleudern durch die Grundfrequenz dominiert werden, auch Vielfache sind noch zu erkennen. Bei der Betriebsbedingung „Wäsche schleudern mit 1400 U/min“ dominiert die Schwingung bei 23,75 Hz.

Applikation Aktorik

Um die 23,75 Hz-Schwingung unter der Betriebsbedingung „Wäsche schleudern mit 1400 U/min“ zu bekämpfen, muss ein Piezoaktor derart platziert werden, dass er im Bereich der größten Dehnung der Struktur im untersuchten Betriebsfall liegt. Diese Stelle ist die Mitte der Seitenwand der Waschmaschine. Dort wird eine piezokeramische Platte aufgeklebt, wie in Abbildung 110 zu sehen ist.

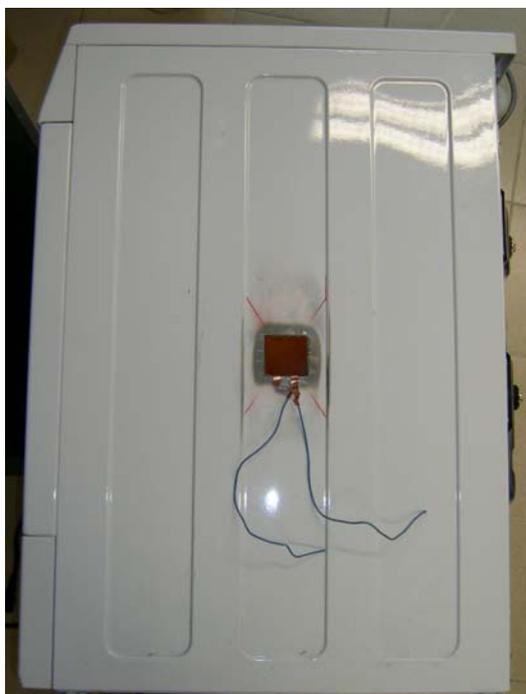


Abbildung 110: Aufkleben einer piezokeramischen Platte in der Mitte der Seitenwand

Vergleich der Strukturschwingung bei Unwucht bzw. Piezoerregung

Um das Wirkungspotenzial des Piezos abzuschätzen, wird die Schwingungsamplitude der Seitenwand unter Betriebsbedingungen verglichen mit der Schwingungsamplitude der Seitenwand, welche durch Ansteuerung des Piezos mit einem Sinussignal hervorgerufen werden kann. In nachfolgender Tabelle sind die Messergebnisse aufgelistet:

	1400 U/min (= 23,3 Hz) Schleudern - leer -	1400 U/min (= 23,3 Hz) Schleudern - mit Wäsche -	Piezoansteuerung mit ca. 23,5 Hz bei +200V Amplitude	Unterschied (Strukturantwort ist beim Schleudern um „Faktor“ größer als bei Piezoerregung mit 200V-Amplitude)
Amplitude des Beschl.Sensors (Messung xPC / Tek)		500 mV	50 mV	Faktor 10 (Wäsche-Schleudern)
Amplitude des Beschl.Sensors (Messung mit SLDV)		ca. 15 m/s²	ca. 1,5 m/s²	Faktor 10 (Wäsche-Schleudern)
Amplitude des Lasersignals (Messung mit SLDV)		ca. 120 m/s	17 m/s	Faktor 7 (Wäsche-Schleudern)
Amplitude des Beschl.Sensors (Messung mit SLDV)	ca. 8 m/s²		ca. 1,5 m/s ² (s.o.)	Faktor 5,3 (Leer-Schleudern)
Amplitude des Lasersignals (Messung mit SLDV)	ca. 75 m/s		17 m/s (s.o.)	Faktor 4,4 (Leer-Schleudern)

Tabelle 22: Vergleich Sensorsignalamplitude Beschleunigungssensor

Man erkennt, dass mit dem Piezo „nur“ eine Schwingungsamplitude erzielt werden kann, die knapp einem Zehntel des Schwingungsniveaus beim Schleudern mit Wäsche entspricht. Würde man eine höhere Stellspannung wählen, z. B. 500V Amplitude statt 200V Amplitude, wäre die erzeugte Schwingung immer noch um Faktor 4 zu klein! Bei Leerschleudern halbieren sich die Faktoren in etwa, allerdings ist zu beachten, dass die semiaktive Gyrator-Schaltung maximal 35V Spannung aufbringen kann! Selbst beim „Waschen ohne Wäsche“ ist mit der semiaktiven Lösung deshalb kein Effekt zu erwarten.

Um dennoch eine Aussage über die Wirkungsweise der semiaktiven Gyrator-Lösung machen zu können, muss das Erregungsniveau derart gesenkt werden, dass man in den Bereich der Schwingungsamplituden gelangt, die auch vom Gyrator hervorgerufen werden könnten (bei maximaler Aussteuerung). Als neue Erregungsquelle wird nun nicht mehr der Schleudergang der Waschmaschine, sondern ein externer Lautsprecher verwendet, der über Luftschallankopplung die Waschmaschinenseitenwand zu Schwingungen anregt.

Anregung mit Lautsprecher

Die Erregung erfolgt mit einem Lautsprecher, wie in Abbildung 111 dargestellt.



Abbildung 111: Erregung mit Lautsprecher

Über den Schalldruck des Lautsprechers wird die Seitenwand der Waschmaschine zu Schwingungen angeregt. Durch Anpassen des Schalldrucks kann somit das Schwingungsniveau der Seitenwand so eingestellt werden, dass es in einem Bereich zu liegen kommt, der dem bei maximaler Piezoerregung entspricht.

Messung mit Gyrtator unter Lautsprecheranregung

Eine semiaktive Gyrtator-Schaltung wurde auf die Schwingfrequenz und die Kapazität des Piezoaktors abgestimmt und zwischen die Anschlussklemmen des Piezos geschaltet. In Abbildung 112 sind die Schwingungsamplituden ohne und mit Gyrtatorschaltung verglichen.

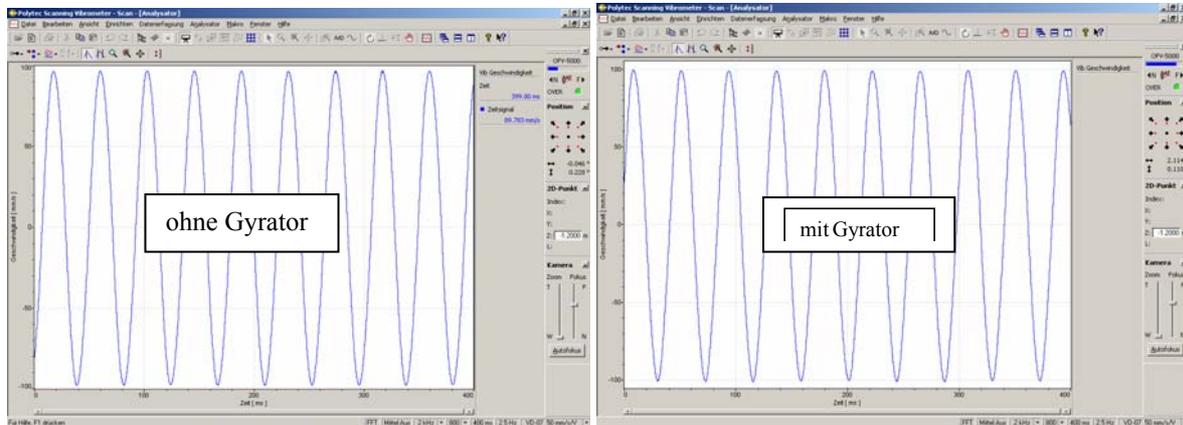


Abbildung 112: Gyrtator-Messung bei Lautsprecheranregung (23,35 Hz)

Man erkennt, dass der Gyrtator keinen schwingungsmindernden Einfluss auf die Seitenwand besitzt.

Messung mit NCC unter Lautsprecheranregung

Als zweites semiaktives Bauteil wurde eine NCC auf die Kapazität des Piezos abgestimmt und zwischen die Klemmen des Piezos geschaltet. Abbildung 113 zeigt die Seitenwandschwingung ohne und mit NCC:

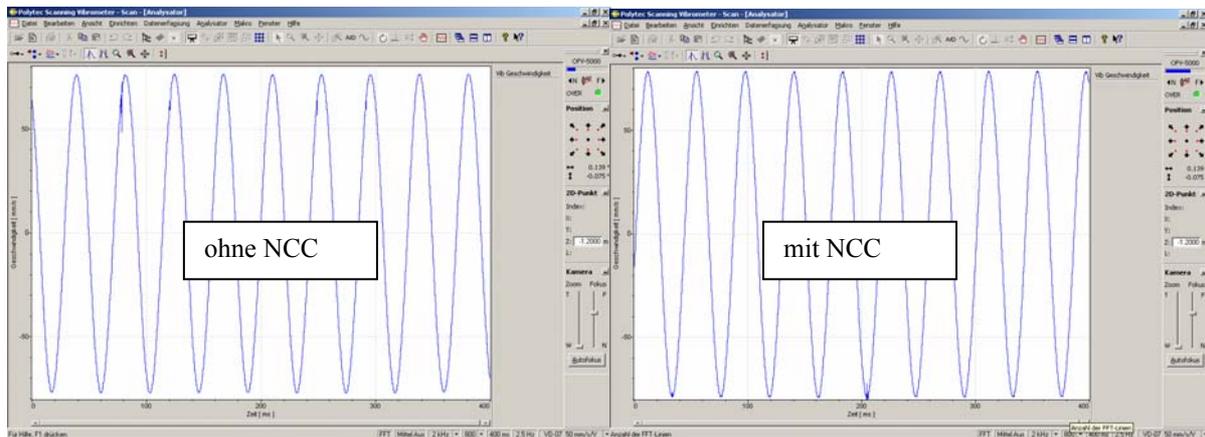


Abbildung 113: NCC-Messung bei Lautsprecheranregung (23,35 Hz)

Aus dieser Messung erkennt man keinen positiven Effekt bezüglich einer Schwingungsminderung der Seitenwand.

Da die NCC breitbandig wirken sollte, wurde diese Messung bei einer höheren (Strukturresonanz)-Frequenz von 210,1 Hz wiederholt:

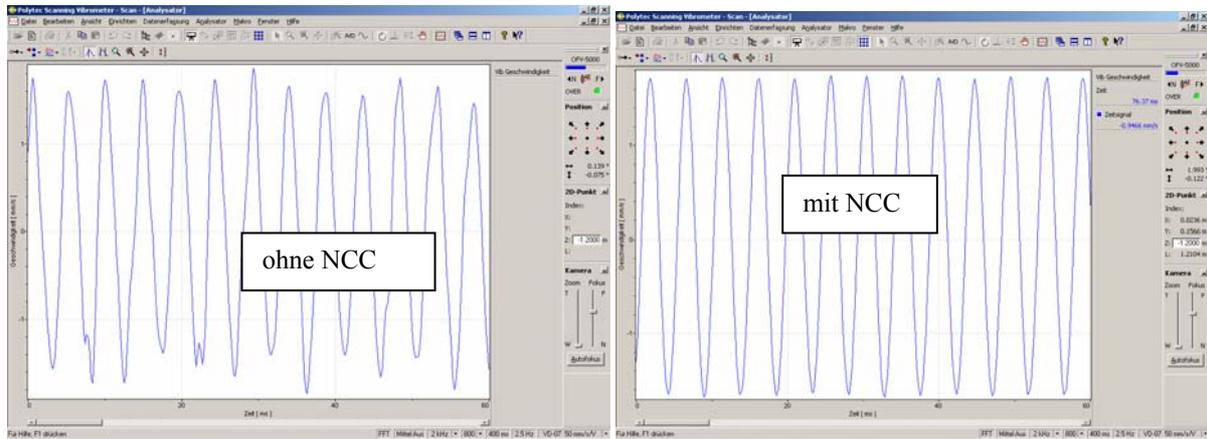


Abbildung 114: NCC-Messung bei Lautsprecheranregung (210,1 Hz)

Auch hier ist kein schwingungsmindernder Effekt der NCC zu sehen.

Mit der Lautsprecheranregung wurde zwar das Erregungsniveau gesenkt, es konnten jedoch mit den semiaktiven Konzepten „Gyrator“ bzw. „NCC“ keine zufriedenstellenden Messergebnisse erzielt werden.

4. Bewertung der Ergebnisse bezogen auf Schallminderung

Im Projekt wurden aktive und semiaktive Methoden zur Reduktion von Körperschall untersucht. Nach umfangreichen theoretischen Vorüberlegungen wurden unterschiedliche Konzepte versuchstechnisch untersucht.

Besonders Überlegungen bezüglich der Kosten von aktiven und semiaktiven Lösungen zwingen zu einer Konzentration auf die semiaktiven Konzepte. Deshalb wurde die Wirkungsweise von semiaktiven Schaltungen eingehender untersucht. Betrachtet wurden dabei Schaltungen, die das Verhalten einer Induktivität nachbilden, so genannte Gyrotoren, und eine Schaltung, die eine negative Kapazität nachbildet. Da beide Arten von Schaltungen mit Operationsverstärkern aufgebaut sind, die mit einer Versorgungsspannung betrieben werden müssen, spricht man von semiaktiven Ansätzen.

Die Vorversuche wurden an einem einseitig eingespannten Biegebalken aus Aluminium durchgeführt. Auf dem Balken waren zwei piezokeramische Aktoren aufgebracht, von denen einer zur Schwingungserregung verwendet wurde, einer wurde mit den semiaktiven Schaltkreisen betrieben, um die Schwingung zu mindern. Bei diesen Versuchen kam als Ergebnis heraus, dass mit der Gyrotor-Schaltung eine deutliche Schwingungsminderung erzielt werden kann. Bei den Versuchen mit der negativen Kapazität war ebenfalls eine Schwingungsminderung festzustellen, die nicht nur bei einer Frequenz wirksam war, sondern bei mehreren Frequenzen (breitbandig). Da der schmale Balken schlecht die untersuchten Frequenzen an die Luft ankoppelt, konnte bei diesen Versuchen keine Aussage bezüglich der Schallminderung gemacht werden. Sie wäre jedoch vorhanden, wenn der Balken besser an die Luft angekoppelt wäre, da mit der Schwingungsminderung auch der abgestrahlte Schall gemindert wird.

Wegen der positiven Ergebnisse der Vorversuche und aus Gründen des sehr engen Projektplans wurden die Versuche mit Gyrotor und NCC nicht auf die gut an die Luft angekoppelte Alu-Platte übertragen. Vielmehr wurde gleich der Übergang auf reale Strukturen gewagt.

Die erste reale Struktur, an der die Methoden zur Schwingungs-/Schallminderung ausprobiert wurden, war eine doppelschalige Struktur aus zwei Gipskartonplatten. Diese Struktur wird typischerweise beim Trockenausbau von Innenräumen verwendet. Diese Wände haben das Problem, dass sie Schall im höherfrequenten Bereich gut dämmen, tiefe Frequenzen allerdings gut durchlassen. Der untersuchte Versuchsträger besitzt eine typische problematische Durchlassfrequenz von ca. 93 Hz. Ziel war es, einen Gyrotor einzusetzen, der auf diese Durchlassfrequenz abgestimmt ist. Wie die Messungen zum Schalldurchgang gezeigt haben, konnte durch den Einsatz des Gyrotors kein positiver Effekt bezüglich einer Verminderung des Schalldurchgangs erzielt werden. Da der Einsatz eines semiaktiven Gyrotors wirkungslos war, wurde untersucht, ob es prinzipiell möglich ist, mit aktiven Methoden ein positives Ergebnis zu erzielen. Dazu wurde ein aktives Regelsystem mit einer einfachen, nicht optimierten Reglerstruktur aufgesetzt. Bei den Schalldurchgangsmessungen mit dem aktiven Ansatz konnte gezeigt werden, dass der Schalldurchgang positiv beeinflusst werden kann. Eine Schalldurchgangsminderung in diskreten Neben-Peaks im Frequenzspektrum konnte erreicht werden.

Als weitere reale Struktur wurde eine Waschmaschine betrachtet, die in Testberichten in der Kategorie „Geräusch beim Schleudern“ besonders schlecht abschnitt. Eine ausführliche messtechnische Analyse des Ausgangszustands der Waschmaschine hat gezeigt, dass im untersuchten Betriebspunkt „Schleudern bei 1400 U/min“ der Schleudervorgang, der mit einer Drehfrequenz von ca. 23 Hz. (≈ 1400 U/min) abläuft, ziemlich genau mit einer Strukturresonanzfrequenz zusammenfällt. Schwingungs- und schalltechnisch stellt dieser Umstand eine äußerst ungünstige Ausgangslage dar, da die Struktur unter diesen Bedingungen mit besonders großen Schwingungsamplituden auf die Erregung antwortet.

Die Messungen der auftretenden Schwingungen mit dem Scanning Laser Doppler Vibrometer (SLDV) haben gezeigt, dass der günstigste Punkt, einen Piezoaktor zur Schwingungs- und Schallminderung aufzukleben, in der Mitte der Seitenwand der Waschmaschine ist. Leider haben vergleichende Untersuchungen zwischen den Schwingungsamplituden, hervorgerufen durch schleudernde Waschmaschine und durch einen mit einem Sinussignal angesteuerten Piezo, gezeigt, dass durch den Piezo nicht genügend Schwingungsenergie eingebracht werden kann, die die durch das Schleudern induzierte Schwingung mindern könnte. Der Amplitudenunterschied lag etwa bei einem Faktor 60 (mit Wäsche) bzw. Faktor 30 (ohne Wäsche). Um dennoch eine Unterdrückung der möglichen Schwingungs- und Schallminderung zu erhalten, wurde die Art der Anregung geändert. Statt durch Schleudern mit 1400 U/min wurde die Seitenwand der Waschmaschine mit einem Lautsprecher, der die Seitenwand über Luft-Struktur-Kopplung in Schwingung versetzt, erregt. Die semiaktiven Schaltungen Gyration und NCC wurden auf die Piezokapazität und die Frequenz abgestimmt. Die Messungen haben jedoch gezeigt, dass keine signifikante Schwingungs- und somit Schallminderung erzielt werden konnte.

5. Hinweise auf weiterführende Fragestellungen

Aus der bekannten Theorie und aus den Versuchen hat sich gezeigt, dass der Gyrtator prinzipiell geeignet ist, um tonale Probleme anzugehen. Sein Aufbau ist relativ kompakt und er kann mit Teilen gebaut werden, die relativ billig sind. Er besitzt keine spill-over-Problematik, wie sie oft bei aktiven Lösungen auftritt. Der Nachteil des Gyrtators ist, dass er keine elektrische Spannung stellen kann, die größer ist als die Versorgungsspannung der eingesetzten Operationsverstärker. Ferner ist er auf eine Kapazität und eine Frequenz abgestimmt. Ändert sich eine dieser Komponenten, führt dies dazu, dass sich die Abstimmung ändert und der Gyrtator unter Umständen wirkungslos bezüglich Schwingungs- und Schallminderung wird. Untersuchungen hinsichtlich eines adaptiven Gyrtators wären deshalb von Interesse.

Einen Einfluss auf das Gesamtverhalten haben auch die eingesetzten Bauteile. Diese sind im Wesentlichen Operationsverstärker und Kondensatoren. Der Einfluss dieser Komponenten wäre ebenfalls von Interesse. So verhält sich ein realer Kondensator nicht exakt wie ein idealer Kondensator. Das Gleiche gilt für die Operationsverstärker, die verschiedene Eingangswiderstände (ideal wäre ein unendlicher Widerstand), Versorgungsspannungen und Leckströme besitzen. Eine Gesamtsimulation unter Berücksichtigung der genauen Bauteileigenschaften würde noch Verbesserungspotenzial bieten.

Ähnlich verhält es sich bei der negativen Kapazität (NCC). Idealerweise stellt dieses Bauteil eine Kapazität mit negativem Vorzeichen dar. Mit realen Bauteilen kann dieses Verhalten nur approximiert werden, wobei auch hier wieder der Einfluss von Parameterschwankungen berücksichtigt werden sollte.

Die schlechten Ergebnisse bezüglich Schwingungs-/Schallminderung bei der doppelschaligen Gipsplattenstruktur und der Waschmaschine sind vermutlich auf einen schlechten Energieaustausch zwischen Piezoelement und zugrunde liegender mechanischer Struktur zurückzuführen. Der Wert, der die Güte dieser Anbindung für die einzelnen Schwingfrequenzen beschreibt, ist der so genannte Koppelkoeffizient κ^2 . Je größer dieser Wert ist, desto besser wird die gesamte zugeführte Energie in elektrische Energie umgewandelt [Preumont 2002]. Experimentell lässt sich dieser Wert für die i -te Eigenfrequenz mit offenen Elektroden $\omega_{i,D}$ und elektrisch kurzgeschlossenen Elektroden $\omega_{i,E}$ bestimmen.

$$\kappa_i^2 = \frac{\omega_{i,D}^2 - \omega_{i,E}^2}{\omega_{i,E}^2} \quad (\text{Formel 31})$$

Für den Alubalken beträgt die erste Eigenfrequenz bei offenen Elektroden 10,1 Hz, bei geschlossenen Elektroden 10,07 Hz. Mit diesen Werten ergibt sich ein Koppelkoeffizient von $\kappa^2 \approx 6 \times 10^{-3}$. Bei der Gipsplatte und bei der Seitenwand war ein Unterschied der Eigenfrequenzen für offene bzw. geschlossene Piezoelektroden nicht bestimmbar. Die Ursache hierfür war, dass der Unterschied zwischen beiden so gering ist, dass dieser nicht reproduzierbar mit den zur Verfügung stehenden Messmethoden bestimmbar war. Es ist zu vermuten, dass der Koppelfaktor bei beiden Strukturen nochmals deutlich kleiner ist als der des Aluminium-Balkens. Weiterführende Ergebnisse könnten sicherlich erzielt werden, wenn es gelänge, die unsichere Ankoppelung von Aktoren über Verklebungen durch eine Strukturintegration zu überwinden. Z. B. könnte man versuchen, Piezofaseraktoren in Kunststoffstrukturen zu integrieren.

6. Möglichkeiten zur Umsetzung

Eine direkte Umsetzung der Projektergebnisse in Produkte ist am Ende des F+E-Projektes noch nicht möglich. Allerdings wurden wertvolle Erkenntnisse im Hinblick auf die Einsatzmöglichkeiten aktiver und semiaktiver Methoden zur Schallreduzierung sowie umfangreiches Know-how bezüglich der Thematik der Struktur-/Akustikkopplung gewonnen.

Mit dem im Projekt erarbeiteten Wissen konnten schon viele Problemstellungen bei der alltäglichen Projektarbeit angegangen werden: So ermöglichen die während des Projekts erstellten Demonstratoren die Vorstellung der Wirkungsweise von aktiven/semiaktiven Methoden bei Kunden im Rahmen von Akquisitionsmaßnahmen oder geben dem Kunden ein besseres Verständnis ihres Problems bzw. des vorgeschlagenen Lösungswegs, und es gab verschiedene Versuche, die entwickelten Lösungsansätze auszubauen und in Produkte unserer Kunden zu integrieren. Konkret wurde schon ein größeres Projekt im Umfeld Struktur-/Akustikkopplung im Rahmen von Dienstleistungen bearbeitet, ein zweites steht unmittelbar bevor.

Neben dem Know-how konnte der im Projekt angeschaffte Laser Scanner unter anderem in einem vom BMBF geförderten Projekt „CMS“, Förderkennzeichen 01 RI 05061, zur Messung von Rotorblättern einer Windkraftanlage eingesetzt werden, um das Strukturschwingungsverhalten zu untersuchen.

7. Literatur

- [ABAQUS2004] ABAQUS Analysis User's Manual, Version 6.5; 2004
- [Barnett2001] T. Barnett, S.M. Peelamedu, R.V. Dukkipati and N.G. Naganathan: "Finite Element Approach to Model and Analyze Piezoelectric Actuators", JSME International, Series C, Vol. 44, No. 2, 2001, pp. 476-485
- [Brennan2000] M.J. Brennan and J. Dayou; "*Global control of Vibration using a tunable vibration neutralizer*"; Journal of Sound and Vibration; 2000
- [B&K1983] Brüel&Kjaer: "Instruction Manual - Precision Integrating Sound Level Meter Type 2233"; 1983
- [Cosar2004] COSAR: Hilfe-Dateien zu COSAR für Windows, Version 8beta, <http://www.femcos.de>; 2004
- [Davis2000] C.L. Davis and A. Lesieutre; "*An actively tuned solid-state vibration absorber using capacitive shunting of piezoelectric stiffness*"; Journal of Sound and Vibration; 2000
- [Davis1995] C.L. Davis and A. Lesieutre; "*A modal strain energy approach to the prediction of resistively shunted piezo-ceramic damping*"; Journal of Sound and Vibration; 1995
- [Friedmann 2004] Friedmann, H.; Henkel, F.-O.; Ries, M.: Aktive Schwingungsminderung an einem Rotor. Simulation des mechatronischen Systems, in: Simulation 1/2004, S. 20 - 24
- [Hagood 1991] N.W. Hagood and A.H. von Flotow; "*Damping of structural vibrations with piezoelectric materials and passive electrical networks*"; Journal of Sound and Vibration; 1991
- [Hagood 1990] N.W. Hagood und Kollegen; "*Modelling of piezoelectric actuator dynamics for active structural control*"; Journal of Intelligent Material Systems and Structures; 1990
- [HansSnyd97] Hansen, C., Snyder, S.: „Active Control of Noise and Vibration“, E & FN Spon, London; 1997
- [Horst2000] H.-G. Horst; „*Erstellung und Validierung eines Modells zur Untersuchung eines harmonisch erregten Kragarms und dessen Regelung durch angebrachte Piezoaktuatorik*“; Diplomarbeit an der Technischen Universität Darmstadt; 4/2000
- [Kollmann2000] Kollmann, F.G.: *Maschinenakustik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg; 2000
- [NMWü2005] Neue Materialien Würzburg GmbH: PFC-Datenblatt, <http://www.nmwgmbh.de/>; November 2005

- [Petricevic 2005b] Petricevic, R., Gurka, M., Friedmann, H.(2005b): New High Performance Sensor and Actuator composites, European Conference on Spacecraft Structures, Materials and Mechanical Testing, ESA ESTEC 2005 (Nordwijk)
- [Petricevic 2005a] Petricevic, R., Gurka, M., Friedmann, H. (2005a); “New Developments on flexible »High Performance Piezoelectric Composite Elements« with Sensor and Actuator Abilities and their Applications”, Sensor & Test 2005, Nürnberg
- [PICeramic2004] PI Ceramic Online-Katalog,
<http://www.piceramic.de/>; 2004
- [Preumont 2002] Preumont, A.: *Vibration Control of Active Structures*. 2.Auflage, Dordrecht: Kluwer Academic Publishers; 2002
- [Ries 2005] Ries, M.; Pankoke, S.; Kennerknecht, H. (2005): Aktive Schwingungsminderung an einem Automatik-Faserwickler, in AC 2005
- [Shaw 2000] J. Shaw; “*Adaptive control for sound and vibration attenuation: a comparative study*”; Journal of Sound and Vibration; 2000
- [Tang2000] J. Tang und Kollegen; „*Semiactive and Active-Passive Hybrid Structural Damping Treatments via Piezoelectric Materials*”; The Shock and Vibration Digest; 2000
- [Tsai1999] M.S. Tsai and k.W. Wang; “*On the structural damping characteristics of active piezoelectric actuators with passive shunt*”; Journal of Sound and Vibration; 1999

Verzeichnis der Abbildungen

- Abbildung 1: COSAR-Modell eines Piezobalkens
- Abbildung 2: COSAR Hexaederelemente des Fachsystems „Piezomechanik“
- Abbildung 3: Der Schallpegelmessers B&K Type 2233 mit dem benutzten AC-Ausgang
- Abbildung 4: Messkonfiguration mit Schallpegelmessers B&K Type 2233
- Abbildung 5: Blockschaltbild des B&K Type 2233 Schallpegelmessers
- Abbildung 6: Vergleich Spektrum von rosa Rauschen: a) LarsonDavis; b) MEDA; c) UEI
- Abbildung 7: Scanning Laser Doppler Vibrometer Polytec PSV-400-H4
- Abbildung 8: Microphone-Array des Messsystems SenSound an einem Entsafter
- Abbildung 9: Schallintensität (links) und Schalldruck (rechts) des Entsafters, gemessen mit SenSound
- Abbildung 10: Verbund PIC 255 und Aluplatte
- Abbildung 11: Verbund PIC 255 und Stahlplatte
- Abbildung 12: Schematische Anordnungen zur Messung der Sensitivität (links) und der Aktoreigenschaften (rechts)
- Abbildung 13: Spannung (links) and Dehnung (rechts), Ladungsabhängigkeit eines Piezo Patch unter semistatischer Zuglast
- Abbildung 14: Semistatisches Verhalten eines Piezofaser-Patch und Kalibrierungskurve unter statischer Last
- Abbildung 15: Ladungssensitivität (links) und pyroelektrische Ladung (rechts) als Funktion der Temperatur
- Abbildung 16: FEM-Modell des Spannrahmens für die Vordimensionierung
- Abbildung 17: Simulation der ersten Eigenformen einer Alu-Platte (700 x 500 x 3)
- Abbildung 18: Rahmengeometrie des Prüfstandes
- Abbildung 19: CAD-Modell des Spannrahmens
- Abbildung 20: Auf schwingungs isoliertes Fundament aufgeprägter Spannrahmen bzw. Versuchsstand
- Abbildung 21: Aufspannmöglichkeiten auf dem schwingungs isolierten Fundament (v.l.n.r.: Spannrahmen geprägt; liegend auf Sylomer an den Ecken, liegend auf Schaum an den Ecken)
- Abbildung 22: Aufspannmöglichkeiten auf dem schwingungs isolierten Fundament (v.l.n.r.: Spannrahmen frei liegend, freistehend Kante, freistehend kurze Seite, freistehend lange Seite)
- Abbildung 23: Vergleich der Messsignale von Vibrometer, Beschleunigungssensor und Schallpegelmessung bei aufgeprägter Platte und akustischer Rauschanregung mit rosa Rauschen.
- Abbildung 24: Normtrampler
- Abbildung 25: Anregung durch Normtrampler
- Abbildung 26: Trittschallanregung mit dem Normtrampler, Rahmen auf Sylomer gestützt
- Abbildung 27: Hammerschlaganregung: Spektren bei verschiedenen Aufstellungsarten
- Abbildung 28: Hammerschlaganregung: Spektrum bei verschiedenen Aufstellungsarten
- Abbildung 29: Platte #2; Hammerschlaganregung: Spektrum bei unterschiedlicher Aufstellungs- und Befestigungsart (Spannleiste)
- Abbildung 30: Platte #2; Hammerschlaganregung: Spektrum bei Schaum an den Ecken: Nachziehen der Schrauben/ weicher/ gesetzter Schaum; Spannleisten: rund

- Abbildung 31: Platte #2 mit Aktor E1; Hammerschlageregung: Spektrum bei Schaum an den Ecken
- Abbildung 32: Platte #2 mit Aktor E1; Hammerschlageregung; mit Federn
- Abbildung 33: Vergleich „Schaum“ an den Ecken mit „stehend – kurz“
- Abbildung 34: Vergleich FE-Modelle:
a) mit fixierten Mittenknoten; b) ohne fixierte Mittenknoten
- Abbildung 35: Alu-Platte mit Stahlrahmen, Gutekunst-Federn und Piezoaktor aus C3D8E-Elementen
- Abbildung 36: Modellierung eines Piezos mit verschiedenem Detaillierungsgrad (1, 4, 16, 64, 256, 1024 Elemente)
- Abbildung 37: FRF-Messung : Platte#2 mit Aktor „E1“ auf Federn
- Abbildung 38: gemessene FRF (mit Federn und Aktor „E1“)
- Abbildung 39: gemessene FRF (mit Federn und Aktor „E1“):
Zoom aus dem Amplitudengang (vgl. Abbildung 38)
- Abbildung 40: Position des Validierungsknoten im Modell „Mod#2c_E1“
- Abbildung 41: Vergleich Messung/ ABAQUS-Rechnung (Mod#2b_E1)
- Abbildung 42: VGL Matlab(Mod#2c_E1: 400Moden;Cd;D=0%) \Leftrightarrow ABAQUS:
 $F_{1101z} \rightarrow q_{3044z}$ und q_{4282z}
- Abbildung 43: VGL Matlab(Mod#2c_E1: 400Moden;Cd;D=0%) \Leftrightarrow ABAQUS:
 $F_{1101z} \rightarrow E_{pot4282}$
- Abbildung 44: Vergleich ABAQUS/Matlab für punktuelle Cd-Erregung @ Knoten 4282
- Abbildung 45: Vergleich ABAQUS/Matlab(statKorr“LGS“)
für punktuelle Cd-Erregung @ Knoten 4282
- Abbildung 46: Vergleich „Vd“ Elek#1 => q3044
links: „ohnestatKorr“ rechts: „mitstatKorr:LGS“
- Abbildung 47: Vergleich „Vd“ Elek#1 => q4282z
links: „ohnestatKorr“ rechts: „mitstatKorr:LGS“
- Abbildung 48: Vergleich „Vd“ Elek#1 => V4282 (04.Jan.2005)
links: „ohnestatKorr“ rechts: „mitstatKorr:LGS“
- Abbildung 49: VGL Matlab(Mod#2c_E1: 52Moden;Cd;D=0%) \Leftrightarrow ABAQUS:
 $Q_{4282} \rightarrow V_{4282}, q_{3044z}$ und q_{4282z}
- Abbildung 50: Messung der Platte
mit dem Scanning Laser Vibrometer (links)
und mit einem SenSound-Microphone-Array (rechts)
- Abbildung 51: Balken (links am Knoten #10 eingespannt) mit seinen ersten 4 Eigenformen
- Abbildung 52: mögliche Aktorpositionen
- Abbildung 53: relative Steuerbarkeit der einzelnen Eigenformen in den Aktorpositionen
- Abbildung 54: Steuerbarkeit der ersten drei Eigenformen bei verschiedenen Aktorpositionen
- Abbildung 55: Balken, rechts und links eingespannt, mit seinen 4 Eigenformen
- Abbildung 56: Relative Steuerbarkeit der einzelnen Eigenformen in den Aktorpositionen
- Abbildung 57: Steuerbarkeit der ersten 3 Eigenformen bei verschiedenen Aktorpositionen
- Abbildung 58: Balken, links und rechts drehbar eingespannt,
mit seinen ersten 4 Eigenformen
- Abbildung 59: Relative Steuerbarkeit der einzelnen Eigenformen mit der Aktorposition
- Abbildung 60: Steuerbarkeit der ersten 3 Eigenformen bei verschiedenen Aktorpositionen

Abbildung 61:	Alu-Platte (700x500x3) aus S4R-Elementen
Abbildung 62:	die ersten 4 Eigenformen der Alu-Platte (700x500x3) aus S4R-Elementen
Abbildung 63:	Modellierung der Aktorwirkung durch Randlinienmomente
Abbildung 64:	Knotenreihenfolge bei Berechnung des Platzierungsindex
Abbildung 65:	Platzierungsindex für jeden der ersten neun Moden
Abbildung 66:	Modellierung der Aktorwirkung bei C3D20-Elementen
Abbildung 67:	7te bis 15te Eigenform von „mod#2b“
Abbildung 68:	Platzierungsindex (links), Ort der Platzierung des Erregungsaktors (rechts)
Abbildung 69:	Messung des Schalldruckpegels über der Platte
Abbildung 70:	Spektrum: Körperschall bzw. Luftschall
Abbildung 71:	Modell „Mod#2d_E1“
Abbildung 72:	Eigenformen von Mod#2d_E1
Abbildung 73:	Platzierungsindex (links) für zweiten Aktor, Ort der Platzierung des zweiten Aktors (rechts)
Abbildung 74:	Platte mit beiden aufgeklebten Aktoren
Abbildung 75:	Netzwerk mit ohmschem Widerstand
Abbildung 76:	Adaptiver mechanischer Tilger
Abbildung 77:	Alu-Balken für Voruntersuchung semiaktiver Konzepte: Gyrator/NCC-Versuche
Abbildung 78:	Aufbau Gyrator
Abbildung 79:	Übertragungsfunktionen mit/ohne Gyrator
Abbildung 80:	Zeitverlauf der Schwingungsänderung nach Abschalten des Gyrators
Abbildung 81:	NCC, daneben Schaltplan
Abbildung 82:	Einfluss von R2 und R1 auf die NCC
Abbildung 83:	Wirkung der NCC in den ersten drei Eigenfrequenzen
Abbildung 84:	Adaptiver Regler nach Shaw [Shaw2000]
Abbildung 85:	Hybride Strukturen nach Tang [Tang2000]
Abbildung 86:	APPN-Konfiguration
Abbildung 87:	Plattenmodell in unendlichem Halbraum
Abbildung 88:	Modaler Einflussindex der Verschiebung
Abbildung 89:	Knoten zur Auswertung der Schwingungsantwort
Abbildung 90:	Schwingungsgeschwindigkeitsamplituden ausgewählter Knoten
Abbildung 91.:	Übertragungsverhalten aktiver Tilger mit Plattenmodell: a) Relativverschiebung; b) Aktorkraft; c) Wurzelortskurve
Abbildung 92:	Knoten zur Auswertung des Schalldruckpegels
Abbildung 93:	A-bewertete Schalldruckpegel ausgewählter Knoten
Abbildung 94:	Simulierter Schalldruckverlauf ohne aktiven Tilger
Abbildung 95:	Simulierter Schalldruckverlauf mit aktivem Tilger
Abbildung 96:	Messung des Schalldämmmaßes infolge verschiedener Aussteifungen
Abbildung 97:	Visualisierung der Plattenschwingung infolge Rauschanregung (103,1 Hz, SLDV-Messung)
Abbildung 98:	Versuchsträger
Abbildung 99:	Versuchsträger im Messraum

- Abbildung 100: Referenz-Schalldämmmaß (Messung-A)
- Abbildung 101: Schwingungsform bei 93,75 Hz (Messung-A)
- Abbildung 102: Gyrtor-Schaltung: Schalldämmmaß (Messung-A)
- Abbildung 103: aktive Schwingungsregelung mit zusätzlichem Beschleunigungssensor
- Abbildung 104: Schalldurchgang ohne/mit aktiver Dämpfung
- Abbildung 105: Waschmaschine Blomberg WAF 1340 A
- Abbildung 106: gemessenes Schleuderprogramm (Drehzahl über Zeit über Vorwahl)
- Abbildung 107: FFT-Spektrum von Seitenwand bei Hammererregung:
Beschleunigungs- und Mikrofonsignal
- Abbildung 108: gemittelttes FFT-Spektrum der Waschmaschine Seitenwand bei Hammer-
erregung (links) / Schwingungsform (rechts)
- Abbildung 109: gemittelttes FFT-Spektrum der Waschmaschine bei Schleudererregung mit
Wäsche (1383 U/min = 23,05 Hz, links), Schwingungsform bei 23,75 Hz
(rechts)
- Abbildung 110: Aufkleben einer piezokeramischen Platte in der Mitte der Seitenwand
- Abbildung 111: Erregung mit Lautsprecher
- Abbildung 112: Gyrtor-Messung bei Lautsprecheranregung (23,35 Hz)
- Abbildung 113: NCC-Messung bei Lautsprecheranregung (23,35 Hz)
- Abbildung 114: NCC-Messung bei Lautsprecheranregung (210,1 Hz)

Verzeichnis der Tabellen

Tabelle 1:	COSAR Element 301, Hexaeder am Beispiel des „Piezobalkens“
Tabelle 2:	Bezeichnung der ABAQUS-Elemente (ABAQUS2004)
Tabelle 3:	Analytisch berechnete Eigenfrequenzen einer Alu-Platte mit 700 x 500 x 3 mm
Tabellen 4 a – 4 d:	Mit dem FEM-Programm ABAQUS berechnete Modellvarianten zur Ermittlung der Eigenfrequenzen einer Alu-Platte mit 700 x 500 x 3 mm
Tabelle 5:	Berechnete Eigenfrequenzen der Platte im gewählten Aufspannrahmen
Tabelle 6:	Gemessene Eigenfrequenzen bei freier Aufstellung auf kurzer Seite
Tabelle 7:	Mit ABAQUS berechnete Eigenfrequenzen der Platte bei freier Aufstellung auf kurzer Seite
Tabelle 8:	Übersicht Mess- und Simulationsmodelle
Tabelle 9:	Messung und Simulation der Eigenfrequenzen am Spannrahmen (Messergebnisse bei Hammererregung)
Tabelle 10 a – d:	Eigenfrequenzberechnungen für unterschiedliche Plattenmodelle mit ABAQUS
Tabelle 11:	Eigenfrequenzberechnung der im Stahlrahmen eingespannten Aluplatte mit ABAQUS C3D8E-Elementen
Tabelle 12:	Eigenfrequenzberechnung der im Stahlrahmen eingespannten Aluplatte mit Matlab
Tabelle 13:	Ergebnisse der Eigenfrequenzberechnung der im Stahlrahmen eingespannten Aluplatte mit erhöhter Koppelsteifigkeit mit ABAQUS
Tabelle 24:	Kapazität der Elektrode bei unterschiedlich detaillierter Elementierung
Tabelle 15:	Kapazität der Elektrode bei unterschiedliche detaillierter Elementierung: untere Elektrode = fixed
Tabelle 16:	Eigenfrequenzen des Modells #2c_E1, Cd
Tabelle 17:	Vergleich SenSound-Messergebnisse / Ergebnisse der SLDV-Messungen
Tabelle 18:	Berechnete Eigenfrequenzen
Tabelle 19:	für Schallabstrahlung relevante Moden
Tabelle 20:	Maximaler Knotenabstand bei gegebener Frequenz, akustisches Medium: Luft, $n_{min} = 8$
Tabelle 21:	Minimaler Abstand zur Randbedingung bei gegebener Frequenz, akustisches Medium: Luft, $m_{min} = 1/3$
Tabelle 22:	Vergleich Sensorsignalamplitude Beschleunigungssensor

	Symbol	Einheit	Messwert	Bemerkung
Geometrische Daten der aktiven Fläche				
Länge	l	mm	40	
Breite	b	mm	20	
Dicke	d	mm	0,5	±10%
Faserfüllgrad	\square_{PZT}	%	28	incl. Isolation
Kleinsignalkennwerte bei 1 kHz / 25°C				
Kapazität	C_n	nF	1,5	±20%
Kapazität/Fläche	C_n/A	pF/cm ²	0,18	für aktiven Flächeabschnitt
Dielektrischer Verlustfaktor	$\tan \square$	1	0,03	
Elektrische Kennwerte bei RT				
Durchschlagsfestigkeit Isolation	U_{max}	kV/mm	70	Isolationsdicke = 150 µm
Durchschlagfestigkeit intrinsisch	U_{max}	kV/mm	> 4	Elektrodenabstand = 0,5 mm
Isolationswiderstand	R	Ω	>10 ¹⁰	gemessen bei U = 2 kV
Elektromechanische Daten bei RT				
Statische Kraftbezogene Ladungsempfindlichkeit	s_{33}^f	pC/N	3640	±20%
Statische Dehnungsbezogene Ladungsempfindlichkeit	s_{33}^e	pC/µm	8175	±20%
Piezoelektrische Ladungskonstante	d_{33}	pC/N	166	±20%
Piezoelektrische Spannungskonstante	$-g_{33}$	mVm/N	37	±20%
Freie Dehnung @ 1,2 kV/mm @ 100 Hz	x_0	µm	7,5	Beschleunigungsmessung
Theoretische Blockierkraft @ 1,2 kV/mm @ 100 Hz	F_0	N	83	aus E-Modul
Mechanische Daten bei RT				
E-Modul	E_f	GPa	33	in Faserrichtung
Zugfestigkeit	\square_{fM}	MPa	210	
Bruchdehnung	\square_{fB}	%	2,8	
Interlaminare Scherfestigkeit	\square_{sB}	MPa	29,6	DIN 65148
Temperaturverhalten				
Pyroelektrischer Ladungskoeffizient (25...80°C)	dQ/dT	nC/K	20	auf CFK laminiert
Temperaturdrift der Ladungsempfindlichkeit (25...80°C)	$d(s_T-s_0)/(s_0dT)$	%/K	0,6	auf CFK laminiert
Glasübergangstemperatur (Matrixmaterial)	T_g	°C	108	
Maximale Temperatur kurzzeitig (< 120 min)	T_{max}	°C	150	
Maximale Dauergebrauchstemperatur	T_{max}	°C	80	
Periodische Wechseldehnbelastung @ ±1,5 ‰				
Kapazitätsänderung nach 10 ⁷ Zyklen	C_0-C_n/C_0	%	7	auf CFK laminiert, konst. Dehnung