

Autorenreferat

Aufgrund der stetig anwachsenden Komfortanforderungen im Bereich der Verkehrstechnik hat die Suche nach geeigneten Methoden zur Lösung von Schwingungsproblemen auf diesem Gebiet einen großen Stellenwert. Besonders der Lokalisierung vibroakustischer Quellen sowie deren Schallausbreitung über verschiedene Übertragungsmedien wird gegenwärtig eine hohe Bedeutung zugemessen. In Anlehnung an eine Klimaanlage für den Bus- oder Bahnverkehr sollen anhand eines Modells Erkenntnisse bezüglich der Schwingungsidentifikation abgeleitet werden. Nach dem Aufbau und der Charakterisierung des Versuchsträgers werden geeignete Korrelationsuntersuchungen näher betrachtet und teilweise angewendet.

Schlüsselwörter: Vibroakustik, Körperschall, Schallausbreitung, Transferpfadanalyse, Kohärenz

Selbständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Diplomarbeit selbständig, ohne fremde Hilfe und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur angefertigt habe. Weiterhin versichere ich, dass diese Diplomarbeit noch keiner anderen Prüfungskommission vorgelegen hat.

Zwickau, am 04.03.2014

Martin List

Danksagung

Beginnend ab November 2013 entstand über einen Zeitraum von vier Monaten diese Diplomarbeit an der Westsächsischen Hochschule Zwickau. In dieser Zeit unterstützten mich zahlreiche Mitarbeiter der Fakultät Kraftfahrzeugtechnik.

Mein Dank gilt in erster Linie Herrn Prof.-Dr.-Ing. Wolfgang Foken für die Zusammenstellung und Ausgabe einer interessanten, wenngleich auch anspruchsvollen Diplomaufgabe sowie der kontinuierlichen Betreuung während der Anfertigung dieser Arbeit.

Besonders möchte ich mich auch bei Herrn Dipl.-Ing. Marco Gnauck für seine kompetente und geduldige Unterstützung bedanken. Diese Arbeit erforderte eine große Anzahl an Messungen, entsprechend aufwändige Vorbereitungen und ausführliche Auswertungen. Ohne die Hilfe von Herrn Gnauck wären diese Messungen in Umfang und Qualität nicht realisierbar gewesen.

Des Weiteren bedanke ich mich bei Frau Dipl.-Ing. Marleen Koch für die aufschlussreichen Unterweisungen im Umgang mit MATLAB.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei Herrn Jens Hamm für die Unterstützung beim Anfertigen einiger Hilfskonstruktionen in der Werkstatt für Forschung und Lehre der Hochschule bedanken.

Inhaltsverzeichnis

I	Verzeichnis der Bilder	III
II	Verzeichnis der Tabellen.....	V
III	Kurzzeichenverzeichnis	VI
IV	Verzeichnis verwendeter Abkürzungen.....	VIII
V	Verzeichnis von Begriffen und Definitionen.....	IX
1	Einleitung	1
2	Theoretische Grundlagen.....	3
2.1	Kenngößen des Körperschalls	3
2.1.1	Blockierte Kraft	3
2.1.2	Freie Schnelle.....	3
2.1.3	Übertragungsfunktionen	4
2.1.4	Körperschalleistung	6
2.2	Signalanalyse.....	6
2.2.1	Fourier-Transformation	7
2.2.2	Pegeldarstellung.....	8
2.2.3	Frequenzbandanalyse	9
2.2.4	Spektrale Leistungsdichten.....	9
2.3	Transferpfadanalysen	10
3	Versuchsaufbau	12
3.1	Komponenten des Versuchsmodells.....	12
3.2	Anregung der Shaker	13
3.2.1	Gestaltung des Anregungssignals	13
3.2.2	Signalübertragung	15
3.3	Messvorbereitungen.....	16
3.3.1	Messsystem und Sensoren.....	16
3.3.2	Messeinstellungen.....	18

4	Charakterisierung der Körperschallquellen	19
4.1	Ermittlung der blockierten Kräfte	21
4.2	Ermittlung der freien Schnellen	24
4.3	Ermittlung der Übertragungsfunktionen.....	25
4.4	Indirekte Kraftbestimmung	27
4.5	Vergleich beider Kraftermittlungsmethoden	28
4.6	Ermittlung der Quelleistungen	30
5	Charakterisierung des Gesamtaufbaus.....	33
5.1	Ermittlung der blockierten Kräfte	34
5.2	Ermittlung der freien Schnellen	35
5.3	Ermittlung der Übertragungsfunktionen.....	37
5.4	Indirekte Kraftbestimmung	39
5.5	Vergleich beider Kraftermittlungsmethoden	40
5.6	Ermittlung der Leistungen am Aufbau	40
6	Korrelationsuntersuchungen	43
6.1	Ausgangslage	43
6.1.1	Leitgedanken	43
6.1.2	Beschleunigungen am frei aufgehängten Aufbau	44
6.1.3	Anforderungen an die Verfahren.....	45
6.2	Strukturanalysen	46
6.2.1	Experimentelle Modalanalyse	46
6.2.2	Betriebsschwingformanalyse	48
6.3	Lösungsansätze	50
6.3.1	Gewöhnliche Kohärenzbetrachtungen.....	50
6.3.2	Erweiterte Kohärenzbetrachtungen	52
6.3.3	Transferpfadanalysen bei betrieblicher Anregung	56
7	Zusammenfassung und Ausblick	60
	Quellenverzeichnis	62
	Verweis auf Anlagen	65

I Verzeichnis der Bilder

Bild 1: Abtastung eines Zeitsignals	7
Bild 2: Prinzip der Transferpfadanalyse an einem Körperschallpfad	10
Bild 3: Aufbau des Versuchsmodells: Gestell mit zwei Körperschallquellen	13
Bild 4: LabVIEW-Darstellung des Verdichter-Anregungssignals	14
Bild 5: LabVIEW-Darstellung des Lüfter-Anregungssignals	14
Bild 6: Gemischtes Anregungssignal im Bereich von 0 bis 500 Hz	15
Bild 7: Signalverlauf am Versuchsmodell	16
Bild 8: Vorgehensweise zur Charakterisierung der Körperschallquellen	21
Bild 9: Versuchsaufbau zur Ermittlung der blockierten Kräfte an den Quellen	22
Bild 10: Blockierte Kräfte am fest gelagerten Lüfter	23
Bild 11: Versuchsaufbau zur Ermittlung der freien Schnellen an den Quellen	24
Bild 12: Schwingschnellen am frei aufgehängten Lüfter.....	25
Bild 13: Impulshammer Brüel & Kjær Typ 8202	26
Bild 14: Übertragungsfunktionen (Impedanzen) am frei aufgehängten Shaker.....	27
Bild 15: Indirekt bestimmte Kräfte am Lüfter	28
Bild 16: Vergleich beider Kraftermittlungsmethoden am Verdichter in y-Richtung	29
Bild 17: Gesamtleistungen der Körperschallquellen.....	31
Bild 18: Leistungspegel am Lüfter	32
Bild 19: Vorgehensweise zur Charakterisierung des Gesamtaufbaus.....	33
Bild 20: Versuchsaufbau zur Ermittlung der blockierten Kräfte am Aufbau	34
Bild 21: Blockierte Kräfte an A1 am fest gelagerten Aufbau.....	35
Bild 22: Versuchsaufbau zur Ermittlung der freien Schnellen am Aufbau	36
Bild 23: Schwingschnellen an A1 am frei aufgehängten Aufbau	37
Bild 24: Hammermessung am Aufbau.....	38
Bild 25: Übertragungsfunktion (Impedanz) an A1 des frei aufgehängten Aufbaus....	38
Bild 26: Indirekt bestimmte Kräfte an A1 am Aufbau.....	39
Bild 27: Vergleich beider Kraftermittlungsmethoden an A1 in y-Richtung	40
Bild 28: Gesamtleistung an A1 am Aufbau.....	41
Bild 29: Übersicht der Beschleunigungen für die Korrelationsuntersuchungen.....	44
Bild 30: Beschleunigungen am frei aufgehängten Aufbau in Quellennähe.....	45

Bild 31: Drahtmodell in ME'scope	47
Bild 32: Gummilager an einem der Ankoppelpunkte	49
Bild 33: Schema zur Bestimmung der Kohärenzen an A1	51
Bild 34: Kohärenz der Beschleunigungen zwischen A1 und Lüfter frei aufgehängt ..	51
Bild 35: Multiple-Input / Single-Output-System.....	53
Bild 36: Multiple Kohärenz der Beschleunigungen an A1.....	55
Bild 37: Darstellung der Crosstalk Cancelation	57
Bild 38: Darstellung der Pfadbeiträge in OPAX.....	58

II Verzeichnis der Tabellen

Tabelle 1: Übertragungsfunktionen	4
Tabelle 2: Pegel nach DIN EN 21683	8
Tabelle 3: Mittenfrequenzen der Terz- und Oktavbänder in Hz.....	9
Tabelle 4: Methoden der Transferpfadanalyse.....	11
Tabelle 5: Übersicht der gewählten FFT-Parameter	18
Tabelle 6: Lagerungsarten der Shaker.....	19
Tabelle 7: Pegelsummen der Quellleistungen.....	32
Tabelle 8: Pegelsummen der Leistungen an den Ankoppelpunkten	42
Tabelle 9: Anforderungen und Absichten an die Korrelationsmethoden	46
Tabelle 10: Eigenfrequenzen des Aufbaus im Bereich von 0 bis 250 Hz.....	47
Tabelle 11: Betriebsfrequenzen des Aufbaus im Bereich von 0 bis 250 Hz.....	49

III Kurzzeichenverzeichnis

Kurzzeichen	Einheit	Erläuterung
A	-	Antwort (allgemein)
a	m/s ²	Schwingbeschleunigung
E	-	Erregung (allgemein)
F	N	blockierte (direkt gemessene) Kraft
F_{Hammer}	N	Kraft am Impulshammer (Erregung)
F_n	N	statische Belastungskraft einer Feder
F'	N	indirekt bestimmte Kraft
f	Hz, 1/s	Frequenz
f_e	Hz, 1/s	Eigenfrequenz
f_s	Hz, 1/s	Abtastfrequenz (Fourier-Transformation)
g	9,81 m/s ²	Erdbeschleunigung
H	-	Übertragungsfunktion (allgemein)
$i, i \in N$	-	Zählvariable
L	dB	Pegel (allgemein)
m	kg	Masse
N	-	Anzahl der Abtastungen
n	-	Störsignal (allgemein)
Q_F	-	Terzkräftequotient
$q, q \in N$	-	Anzahl
P	W	Körperschallleistung
R	N/mm	Federrate
S_{vv}	-	Summenspektrum aller Eingangssignale
$S_{xx}; S_{yy}$	-	Autoleistungsspektrum (allgemein)
S_{xy}	-	Kreuzleistungsspektrum (allgemein)
s	-	Amplitudenintensitätsfaktor

T	s	Periodendauer
t	s	Zeit
v	m/s	freie Schnelle
v_{Hammer}	m/s	ausgelöste Schnelle durch Impulshammer (Antwort)
x	m	Schwingweg
x	-	Eingangssignal (allgemein)
y	-	Ausgangssignal (allgemein)
Z	N/(m/s)	Impedanz
Δt	s	Zeitintervall zwischen zwei Abtastungen (DFT)
γ^2	-	Kohärenz
η	-	Isoliergrad

Index	Erläuterung
A	Aufbau (Gesamtsystem Klimaanlage)
L	Lüfter (Shaker 1)
S	Shaker (allgemein)
V	Verdichter (Shaker 2)

Symbol	Erläuterung
\underline{x}	komplexe Zahl x
\dot{x}, \ddot{x}	1. Ableitung, 2. Ableitung von x
$[x]$	Matrix
x^*	konjugiert komplexe Zahl von x
Δx	Differenz von x
$\sum_i^q x_i$	Summe aus allen x im Bereich von i bis q
$ x $	Betrag von x
$[x]^T$	transponierte Matrix

IV Verzeichnis verwendeter Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
AMM	Advanced Measurement Method
APS	Autoleistungsspektrum (Auto-Power-Spectrum)
BSA	Betriebsschwingformanalyse
CPS	Kreuzleistungsspektrum (Cross-Power-Spectrum)
CTC	Crosstalk Cancelation
DFT	Diskrete Fourier-Transformation
EMA	Experimentelle Modalanalyse
FFT	Fast Fourier-Transformation
ICP	Integrated Circuit Piezoelectronics
ID	Identifikationsnummer
MISO	Multiple-Input / Single-Output-System
MMF	Metra Mess- und Frequenztechnik
OTPA	Betriebstransferpfadanalysen (Operational Transfer Path Analysis)
PAK	Prüfstands-Akustik-Messsystem
PCA	Hauptkomponentenanalysen (Principal Component Analysis)
TPA	Transferpfadanalysen
WHZ	Westsächsische Hochschule Zwickau

V Verzeichnis von Begriffen und Definitionen

Begriff	Erläuterung
.wav-Datei	geläufiges Format für Audiodateien; kann z.B. im Windows Media Player wiedergegeben werden
Ankoppelpunkt	Verbindungsstelle einer Maschine mit einer Struktur; wird häufig als Betrachtungspunkt für Schwingungsuntersuchungen herangezogen
Betriebsmessung	Ermittlung von Schwingkengrößen unter realistischen Betriebsbedingungen eines Aggregates
ICP-Versorgung	Integrated Circuit Piezoelectronics; eingetragenes Warenzeichen der PCB Piezotronics Inc.; bezeichnet ein Versorgungskonzept für integrierte Verstärker von Sensoren, bei dem diese durch eine Konstantstrom-Gleichspannungsquelle versorgt werden; Vorteil: spannungsmoduliertes Signal mit geringer Störempfindlichkeit /1/, S.194
Korrelationsuntersuchung	Überprüfung von separat bestimmten physikalischen Größen auf mathematische Zusammenhänge
Shaker	elektromagnetischer Schwingerreger; wird häufig als Anregungsgerät für Systemanalysen eingesetzt /1/, S.253
Struktur	bezeichnet ein im Vergleich zur betrachteten Schallquelle weitläufiges Körperschallübertragungsmedium

1 Einleitung

Im Bereich der Verkehrstechnik genügt es heutzutage nicht mehr nur sicher ein Ziel zu erreichen. Zeitersparnis, Kostenvorteile und nicht zuletzt die Umweltfreundlichkeit entscheiden gegenwärtig über die Wahl des „richtigen“ Verkehrsmittels. Nicht zu verachten sind zudem die gestiegenen Komfortanforderungen der Reisenden an die Fahrzeuge. So befinden sich auf den Dächern von Bussen und Bahnen große Aggregate, welche Temperatur und Belüftung der Fahrgasträume regulieren. Diese Klimaanlage sorgen nicht nur für eine thermische Behaglichkeit, sondern können auch lästige Geräusche und Vibrationen verursachen. Solche wahrnehmbaren Störungen dringen über die Struktur des Bus- oder Bahnkörpers bis in den Innenraum vor und beeinträchtigen den Fahrkomfort. Die Aufgabe der Forschung besteht darin, die Ursachen dieser Unannehmlichkeiten zu ergründen und diese zu reduzieren. Dabei interessiert vor allem die als Körperschall bezeichnete Schallausbreitung in festen Körpern.

Anhand eines Versuchsmodells sollen in dieser Diplomarbeit die Körperschallpfade von zwei verschiedenen Schwingungsquellen über eine Struktur bis hin zu ausgewählten Betrachtungspunkten näher untersucht werden. Das Modell orientiert sich dabei an einer Klimaanlage mit den Komponenten Lüfter und Verdichter, welche durch zwei Miniaturshaker dargestellt sind. Diese werden zunächst separat betrachtet, indem unter realitätsnaher Anregung die wirkendenden Kräfte und auftretenden Schwingungsschnellen gemessen werden. Aus diesen beiden Größen lässt sich die Leistung als ein charakteristisches Maß für die, durch die Quellen hervorgerufenen, Schwingungen bestimmen. Die quantifizierte Beschreibung der Schwingungen am gesamten Aufbau erfolgt in ähnlicher Weise, wobei für jeden einzelnen Betrachtungspunkt eine Leistung ermittelt wird. Im letzten Abschnitt dieser wissenschaftlichen Arbeit wird erörtert, ob sich durch die ausschließliche Betrachtung der Messwerte am Gesamtsystem auf die Beiträge der einzelnen Quellen schließen lässt.

In der Praxis gestaltet es sich schwierig, vibroakustische Störungen zu lokalisieren. Nicht selten sind dafür sehr aufwendige Mess- und Demontagearbeiten an Teilaggregaten des zu betrachtenden Systems erforderlich, welche hohe Zeit- und somit Finanzkapazitäten voraussetzen. Bedingt durch leichtbaugerechte Konstruktion sowie erhöhten Kundenanforderungen ist in den letzten Jahren ein signifikanter Anstieg schwingungstechnischer Untersuchungen festzustellen. Aus diesen Gründen nimmt das Interesse an neuen, effizienteren Methoden zur Beschreibung der Schallausbreitung - nicht nur in der Verkehrstechnik - stetig zu.

Eine Möglichkeit stellt dabei die Charakterisierung der Schallpfade zwischen den Schwingungsquellen und Betrachtungspunkten bei laufendem Betrieb einer Maschine dar. Die dabei gemessenen Schwingenngsgrößen sollen in dieser Arbeit verschiedenen Signalanalyseverfahren unterzogen und auf mögliche Zuordnung untersucht werden. Auf dieser Grundlage werden weiterführend Ansätze zu denkbaren Korrelationsmethoden, welche zu Verringerungen des Messaufwandes führen, gegeben.

2 Theoretische Grundlagen

Mit einem der fünf Sinnesorgane - dem Ohr - sind Menschen in der Lage zu hören. Als Schall wird der Frequenzbereich zwischen 16 und 16.000 Hz bezeichnet, in dem das menschliche Ohr mechanische Schwingungen wahrnimmt. Diese können sowohl in gasförmigen, als auch in flüssigen und festen Medien auftreten. In der Akustik wird die Anregung, Übertragung und Abstrahlung von Festkörperschwingungen im Hörbereich des Menschen als Körperschall bezeichnet. /1/, S.2

Im ersten Teil der theoretischen Vorbetrachtung wird auf wichtige Kenngrößen und deren Ermittlung dieser betrachteten Schallart eingegangen. Es folgt ein Teilabschnitt, welcher die verschiedenen Möglichkeiten der Darstellung und Auswertung der gemessenen Signale detaillierter betrachtet, bevor Transferpfadanalysen (TPA) als Methoden der Schwingungslokalisierung näher vorgestellt werden.

2.1 Kenngrößen des Körperschalls

Im Maschinenbau und der Verkehrstechnik spielen die Charakterisierung von Körperschallquellen sowie die Quantifizierung der Schwingungen zur Lokalisierung und Verminderung vibroakustischer Störgeräusche eine zentrale Rolle. Die wichtigsten Kenngrößen stellen dabei Kräfte und Schnellen dar. Aus diesen ergibt sich mit der Körperschalleistung eine weitere Größe, die es ermöglicht verschiedene Quellen miteinander repräsentativ zu vergleichen.

2.1.1 Blockierte Kraft

Als blockierte Kraft \underline{F} wird jene Kraft bezeichnet, welche auf einen Ankoppelpunkt wirkt, wenn die Körperschallquelle mit einer unendlich starren Struktur verbunden ist und angeregt wird. In diesem Zustand ist die übertragene Kraft maximal, wohingegen der Ankoppelpunkt sich in Ruhe befindet. Die blockierte Kraft kann mithilfe einer Kraftmesszelle direkt bestimmt werden. /2/

2.1.2 Freie Schnelle

Unter der freien Schnelle \underline{v} ist die maximale Geschwindigkeit an einem Ankoppelpunkt zu verstehen, wenn die Quelle frei aufgehängt ist und angeregt wird. Dabei

wird keine Kraft übertragen. In der Praxis ist es üblich Beschleunigungen zu messen und durch einfache Integration die Schnellen zu ermitteln. /2/

2.1.3 Übertragungsfunktionen

Das Übertragungsverhalten von Körperschallwellen in einer Struktur kann unter Zuhilfenahme von Übertragungsfunktionen \underline{H}_i beschrieben werden. Diese stellen den Zusammenhang zwischen den Erregungen \underline{E}_i und den daraus resultierenden Antworten \underline{A}_i dar. /3/, S.361

$$\underline{H}_i = \frac{\underline{A}_i}{\underline{E}_i} \quad (\text{Gl. 1})$$

Die Menge der Übertragungsfunktionen ergibt sich aus dem Produkt der Anzahl der Koppelstellen mit der Anzahl der angeregten Raumrichtungen. In Abhängigkeit des zu untersuchenden Anwendungsfalles ist es von Vorteil, diese integriert, differenziert oder reziprok zu betrachten. Tabelle 1 zeigt eine Übersicht der Übertragungsfunktionen mit ihren gebräuchlichen Begrifflichkeiten.

Tabelle 1: Übertragungsfunktionen /3/, S.14

Schwingweg (Verschiebung) x	$\underline{C}_i = \frac{F_i}{x_i}$	Dynamische Steifigkeit
	$\underline{N}_i = \frac{x_i}{F_i}$	Dynamische Nachgiebigkeit
Schwinggeschwindigkeit (Schnelle) $\dot{x} = v$	$\underline{Z}_i = \frac{F_i}{v_i}$	Impedanz
	$\underline{Y}_i = \frac{v_i}{F_i}$	Mobilität
Schwingbeschleunigung $\ddot{x} = a$	$\underline{M}_i = \frac{F_i}{a_i}$	Dynamische Masse
	$\underline{A}_i = \frac{a_i}{F_i}$	Akzeleranz

Ein entscheidendes Qualitätsmerkmal bei der Ermittlung von Übertragungsfunktionen stellt die Kohärenz γ^2 dar. Diese gibt die lineare Abhängigkeit zwischen Anregungs- und Antwortsignal an und kann einen Wert zwischen 0 und 1 annehmen. Um eine repräsentative Auswertung zu ermöglichen, sollte der Wert so groß wie möglich sein und zu jeder Übertragungsfunktion dargestellt werden. Eine mathematische Beschreibung der Kohärenzfunktion erfolgt in Kapitel 2.2.4. /1/, S.235-237

Zur Ermittlung der Übertragungsfunktionen wird die Körperschallquelle - wie bei der Bestimmung der freien Schnelle - frei aufgehängt. Im Unterschied dazu befindet sich diese jedoch nicht in Betrieb, sondern wird extern an den Ankoppelpunkten angeregt. In den meisten Fällen kommt dabei ein sogenannter Impulshammer mit integriertem Kraftmeselement zur Messung der Erregung zum Einsatz. Ausgehend davon, dass die Antwortfunktionen von Beschleunigungsaufnehmern aufgezeichnet und einfach integriert werden, ergeben sich als Übertragungsfunktionen Impedanzen \underline{Z}_i in der Einheit N/(m/s).

$$\underline{H}_i = \frac{F_{\text{Hammer}_i}}{v_{\text{Hammer}_i}} = \underline{Z}_i \quad (\text{Gl. 2})$$

Der Hammerschlag kann als gerader Stoß, welcher ein zu hohen Frequenzen abfallendes Spektrum anregt, angesehen werden. Durch Variation von Masse und Steifigkeit der Hammerspitze (Kalotte) wird der angeregte Frequenzbereich in Breite und Lage verändert. /3/, S.362

Sind die Übertragungsfunktionen bekannt, so ist es unter Zuhilfenahme der freien Schnellen möglich, die Kräfte indirekt zu bestimmen und mit den blockierten Kräften zu vergleichen. Dabei wird die Impedanzmatrix mit der Matrix der freien Schnellen multipliziert. Das Ergebnis stellt die indirekten Kräfte \underline{F}' dar. Die vollständige Matrixgleichung ist in zu Anlage 1 finden. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wurde bei Kräften und Schnellen in der Impedanzmatrix auf den Index „Hammer“ verzichtet.

$$\begin{bmatrix} \underline{F}'_{1x} \\ \vdots \\ \underline{F}'_{4z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{F}_{1x} & \dots & \underline{F}_{1x} \\ \underline{v}_{1x} & \dots & \underline{v}_{4z} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \underline{F}_{4z} & \dots & \underline{F}_{4z} \\ \underline{v}_{1x} & \dots & \underline{v}_{4z} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \underline{v}_{1x} \\ \vdots \\ \underline{v}_{4z} \end{bmatrix} \quad (\text{Gl. 3})$$

Bei Betrachtung der Impedanzmatrix fällt auf, dass für die Berechnung von einer Kraftkomponente an einem Punkt die Antworten an den anderen Punkten und Richtungen mit berücksichtigt werden. Hierbei handelt es sich um das sogenannte Übersprechverhalten. Wird Ankoppelpunkt 1 durch einen Hammerschlag in x-Richtung (P_{1x}) angeregt, beschreibt das Übersprechverhalten die Schwingsschnellen an P_{1y} , P_{1z} , P_{2x} , ..., P_{4z} , welche deutlich geringer sind, als die Schnellen an P_{1x} . Um die Berechnung der Kräfte zu vereinfachen, kann dieses Verhalten vernachlässigt werden, sodass lediglich mit der in der Impedanzmatrix rot markierten Hauptdiagonale gerechnet wird. /4/, S.3

2.1.4 Körperschalleistung

Wie bereits beschrieben, ergeben Kraft und Schnelle eine weitere Größe - die Körperschalleistung P . Dabei ist lediglich der Realteil der zuvor komplex multiplizierten Größen von Interesse. Die detaillierte Herleitung der Berechnungsgleichung ist in /5/, S. 21-22 zu finden.

$$P = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \{ \underline{F} \cdot \underline{v}^* \} \quad (\text{Gl. 4})$$

Die Schnellen der Ankoppelpunkte werden in der sogenannten Betriebsmessung ermittelt, wohingegen es für die Kraftbestimmung zwei verschiedene Möglichkeiten gibt. Wird die Kraft direkt gemessen, so errechnet sich die Körperschalleistung nach Gleichung 4. Andererseits besteht mithilfe der Übertragungsfunktion die Alternative Kräfte indirekt zu ermitteln und Gleichung 5 anzuwenden.

$$P = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \{ \underline{F}' \cdot \underline{v}^* \} \quad (\text{Gl. 5})$$

2.2 Signalanalyse

Bei den Messungen von Kraft und Beschleunigung werden die Signale als Funktion der Zeit beschrieben. In den seltensten Fällen eignen sich diese, als Zeitrohdaten bezeichneten Messwerte, für eine sinnvolle Auswertung. In der akustischen Messtechnik gibt es zahlreiche Analysemethoden, welche es ermöglichen die Signale urteilsgenau aufzubereiten und darzustellen. Einige kommen in dieser Arbeit zur Anwendung und sollen im folgenden Abschnitt näher betrachtet werden.

2.2.1 Fourier-Transformation

Für eine aussagekräftige Auswertung ist die Überführung der Zeitrohdaten in den Frequenzbereich notwendig, da es sich in den wenigsten Fällen um rein harmonische, sondern um allgemeine Zeitsignale handelt. Die Anwendung der Fourier-Transformation ermöglicht eine anschauliche Darstellung. Das Zeitsignal wird dabei als gewichtete Superposition harmonischer Funktionen in unterschiedlicher Frequenz und Phasenlage abgebildet. /1/, S.21

Bei der Diskreten Fourier-Transformation (DFT) wird ein Signal kontinuierlich abgetastet und als diskrete periodische Zeitfunktion dargestellt. Die Periodendauer T und die gewählte Anzahl der Abtastungen N bestimmen das Zeitintervall Δt zwischen den Abtastungen, wie in Bild 1 zu sehen ist.

$$\Delta t = \frac{T}{N} = \frac{1}{f_S} \quad (\text{Gl. 6})$$

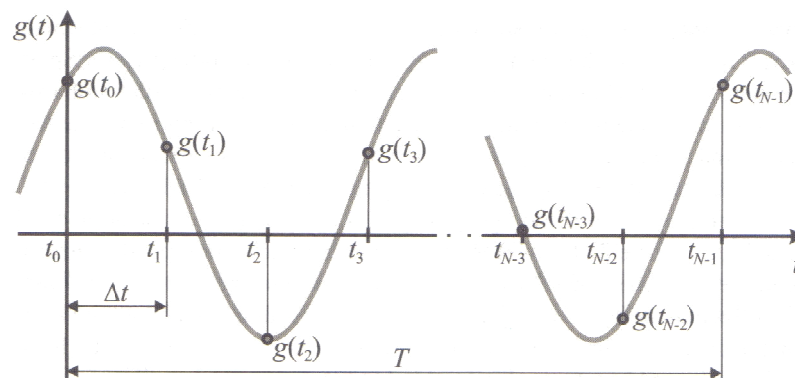


Bild 1: Abtastung eines Zeitsignals /1/, S.32

Der reziproke Wert wird als Abtastfrequenz f_S bezeichnet und beeinflusst maßgeblich die Güte der Transformation. Nach dem Shannonschen Abtasttheorem sollte diese mindestens um den Faktor zwei größer sein, als die höchste betrachtete Frequenz, um Mehrdeutigkeiten (sog. „Aliasing-Effekte“) zu vermeiden. Weiterhin kann die Verwendung von Fensterfunktionen zu Verbesserungen der Transformationsgüte dienen. Frequenzanteile, welche sich keinem diskreten Zeitsignal zuordnen lassen (sog. „Leakage-Effekt“), werden in Abhängigkeit von den Fenstereinstellungen mit berücksichtigt. /1/, S.31-35

In der Praxis findet häufig die Fast Fourier-Transformation (FFT) Anwendung, welche die Anzahl der komplexen Multiplikationen einschränkt und somit die Rechenzeit erheblich reduziert. Dennoch stellt diese schnelle Art der Transformation für die Mehrheit der Untersuchungen eine ausreichend genaue Lösung dar. /1/, S.33-35

2.2.2 Pegeldarstellung

Um akustische Kenngrößen, welche einen großen Bereich abdecken, besser miteinander vergleichen zu können, etablierte sich die Darstellung in Pegeln. Zwischen einer Kenngröße und dem dazugehörigem Bezugswert wird das Verhältnis gebildet und dieses logarithmiert. In Abhängigkeit, ob es sich um Energie- oder Feldgrößen handelt, wird dieser Wert mit einer bestimmten Konstante multipliziert. Die Pegel L_i und deren Bezugswerte i_0 sind in DIN EN 21683 definiert. In Tabelle 2 sind die Pegel, welche grundsätzlich in Dezibel (dB) angegeben werden, der in der Arbeit auftretenden Kenngrößen dargestellt. /1/, S.4-6

Tabelle 2: Pegel nach DIN EN 21683 /1/, S.5

Größe	Bezugswert	Berechnung des Pegels	
F	$F_0 = 1 \cdot 10^{-6} \text{ N}$	$L_F = 20 \cdot \lg \frac{F}{F_0} \text{ dB}$	(Gl. 7)
v	$v_0 = 5 \cdot 10^{-8} \text{ m/s}$	$L_v = 20 \cdot \lg \frac{v}{v_0} \text{ dB}$	(Gl. 8)
P	$P_0 = 1 \cdot 10^{-12} \text{ W}$	$L_W = 10 \cdot \lg \frac{P}{P_0} \text{ dB}$	(Gl. 9)

Da es sich bei Pegeln um logarithmische Größen handelt, weisen Rechnungen mit diesen einige Besonderheiten auf. Somit lassen sich die Grundrechenarten nicht direkt anwenden, sondern es erfordert die Aufstellung spezieller Gleichungen. Der Summenpegel $L_{W\Sigma}$ beschreibt beispielsweise die Addition mehrerer Leistungspegel. /6/, S.39-42

$$L_{W\Sigma} = 10 \cdot \lg \left(\sum_{i=1}^q 10^{0,1 \cdot L_{Wi}} \right) \quad (\text{Gl. 10})$$

2.2.3 Frequenzbandanalyse

Zur genaueren Lokalisierung dominanter Frequenzanteile werden Signale oftmals in Frequenzbändern dargestellt. Diese sind jeweils durch eine obere Grenzfrequenz f_o sowie eine untere Grenzfrequenz f_u definiert und berücksichtigen lediglich Signale, welche sich innerhalb dieser Grenzen befinden. Diesbezüglich werden insbesondere Oktav- und Terzbänder angewendet, welche sowohl in Echtzeit gefiltert, als auch aus der FFT errechnet werden können.

Das Verhältnis zwischen f_o und f_u beträgt bei Oktaven 2:1 und bei Terzen $2^{1/3}:1$, sodass eine Terz dem dritten Teil einer Oktave entspricht. Beide Bänder werden nach ihren Mittenfrequenzen f_m bezeichnet, welche in Tabelle 3 im Bereich von 25 bis 315 Hz dargestellt sind. /6/, S.65-66

Tabelle 3: Mittenfrequenzen der Terz- und Oktavbänder in Hz /1/, S.217

Oktave	31,5			63			125			250		
Terz	25	31,5	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315

Im Vergleich zur Signaldarstellung, entsprechend der Frequenzauflösung, erscheinen Darstellungen in Terz- und Oktavbändern allgemein als übersichtlicher. Es gilt jedoch darauf zu achten, dass bei linear dargestellter Abszisse die Bandbreite mit steigender Frequenz zunimmt.

2.2.4 Spektrale Leistungsdichten

Eine weitere Möglichkeit der Analyse ergibt sich durch die Beschreibung der Signale in Leistungsdichten. Diese statistischen Methoden sollen den Einfluss stochastischer Fehler auf die Messsignale, wie beispielsweise Hintergrundrauschen, minimieren. Zu den beiden bekanntesten zählen die Auto- und die Kreuzleistungsdichte. /1/, S.232

Bei Betrachtung zwei verschiedener Signale x und y beschreibt die Autoleistungsdichte S_{xx} das Produkt aus ein und demselben Signal x , wohingegen die Kreuzleistungsdichte S_{xy} aus den Faktoren der Signale x und y gebildet wird. Die erstgenannte, welche auch als Wirkleistungsdichte bezeichnet wird, nimmt stets reelle Werte an, die größer als 0 sind, wohingegen die Kreuzleistungsdichte komple-

zen Ursprungs ist. Werden beide Leistungsdichten über einen Frequenzbereich dargestellt, so ergeben sich Autoleistungsspektrum (APS) und Kreuzleistungsspektrum (CPS). Unter deren Zuhilfenahme kann die gewöhnliche Kohärenzfunktion γ^2 , welche die lineare Abhängigkeit zwischen beiden Signalen widerspiegelt, definiert werden. Kohärenzwerte können zwischen 0 und 1 liegen, wobei 1 eine vollständig lineare Abhängigkeit und 0 keine Korrelationsübereinstimmung zwischen beiden Signalen bedeutet. /1/, S.233-236; /7/, S.35-39

$$\gamma_{xy}^2 = \frac{|S_{xy}|^2}{S_{xx} \cdot S_{yy}} \quad (\text{Gl. 11})$$

2.3 Transferpfadanalysen

Beim Auftreten von vibroakustischen Störungen an einem Aggregat, sind nicht ausschließlich deren Ursachen, sondern zusätzlich deren Übertragungswege von Interesse, die als Pfade bezeichnet werden. Transferpfadanalysen (TPA) zeigen relevante Schallausbreitungswege auf und beschreiben diese quantitativ anhand verschiedener Schwingkenngößen. Dabei kann es sich sowohl um reine Luftschallpfade, Körperschallpfade oder einer Kombination beider Pfade handeln. In Bild 2 ist das grundlegende Prinzip einer TPA am Beispiel eines Körperschallpfades dargestellt. /3/, S.363



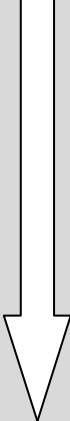



Bild 2: Prinzip der Transferpfadanalyse an einem Körperschallpfad /3/, S.363

Ausgehend von Transferpfadanalysen können Maßnahmen zur Minimierung des Schalles an den Senken ergriffen werden. Durch Variation der Quellen einerseits oder konstruktiven Veränderungen an den einzelnen Transferpfaden können Verbesserungen hinsichtlich des vibroakustischen Verhaltens erzielt werden. /3/, S.363

Im Allgemeinen lassen sich TPA in zwei verschiedene Verfahrensarten einteilen. Den ursprünglich angewandten experimentellen Verfahren fehlte es - trotz großen Messaufwandes - an Genauigkeit der Analyseergebnisse. Aus diesen Gründen sind gegenwärtig modellbasierte Verfahren Stand der Technik. Basierend auf der Bil-

dung mathematischer Modelle können Transferpfade in Kombination aus gemessenen und numerisch bestimmten Daten charakterisiert werden. In Tabelle 4 ist eine Auswahl der bekanntesten TPA dargestellt. /8/, S.2-5

Tabelle 4: Methoden der Transferpfadanalyse /8/, S.3

Experimentelle Verfahren	Modellbasierende Verfahren	
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Abkoppelmethode ▪ Variation der Lagersteifigkeit 	<p style="text-align: center;"><u>Bestimmung der Betriebskräfte:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Inertanz-Matrix-Methode ▪ Komplexe-Steifigkeits-Methode ▪ Vierpol-Methode  <p style="text-align: center;"><u>Bestimmung der Übertragungsfunktionen:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ konventionelle Messung ▪ reziproke Messung ▪ richtungskorrigierte Messung 	<p style="text-align: center;"><u>Sonderformen und Kombinationen:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Operational Transfer Path Analysis (OTPA) ▪ TPA im Zeitbereich ▪ Multi-Kohärenz-Methode 
Informationen über die Anteile der Quellen und Transferpfade		

3 Versuchsaufbau

Für die Untersuchungen zur Körperschalleinleitung in Strukturen wird an der Westsächsischen Hochschule Zwickau (WHZ) ein Modell entwickelt und aufgebaut. Auf einem aus Aluminiumprofilen montierten Gestell befinden sich zwei Schallquellen, welche über verschiedenartige Signale angeregt werden. Dabei wird beispielhaft der Aufbau einer Klimaanlage mit den Komponenten Verdichter und Lüfter realitätsnah dargestellt.

3.1 Komponenten des Versuchsmodells

Das Gestell mit den Abmessungen 60x50x25 cm verfügt über vier Ankoppelpunkte. Ausgehend davon wird der Körperschall vom System Klimaanlage in eine Struktur übertragen. Dabei beeinflusst die Art der Lagerung an diesen Stellen die Schallübertragung nicht unerheblich. In Bussen oder Bahnen befinden sich solche Aggregate - aus Gründen des Platzbedarfes - zumeist auf den Dächern der Fahrgasträume. Um einen entsprechenden Fahrkomfort der Reisenden zu gewährleisten ist es notwendig, dass wahrnehmbare vibroakustische Störungen nicht in die Abteile weitergeleitet werden.

Der Shaker, welcher den Verdichter simuliert, befindet sich mittig zwischen zwei Ankoppelpunkten am unteren Rahmen des Gestells. Auf der gegenüberliegenden Seite befindet sich am oberen Rahmen der Schwingerreger, welcher den Lüfter nachbildet. Diese Anordnung der Komponenten ist praxisnah orientiert und in Bild 3 dargestellt. Die Shaker sind um 90° zueinander versetzt und jeweils um 45° geneigt eingebaut, sodass Kraftwirkungen in allen drei Raumrichtungen vorhanden sind. Infolge der Anregung wirkt am Verdichter eine Kraft in y- und z-Richtung und am Lüfter eine Kraft in x- und z-Richtung. Für die Untersuchungen werden zwei baugleiche Permanentmagnet-Schwingerreger vom Typ LDS V201 der dänischen Akustik-Spezialisten Brüel & Kjær eingesetzt. Über einen Befestigungsrahmen aus Stahl sind die Shaker an vier Anschraubpunkten mit dem Gestell verbunden, sodass kontinuierlich Energie in das Aluminiumgestell eingeleitet wird. Jeder Schwingerreger ist zudem mit einem Beschleunigungssensor ausgestattet, welcher diese Schwingkenngröße während des Betriebes aufzeichnet. Die technischen Daten der verwendeten Erreger sind Anlage 2 zu entnehmen.

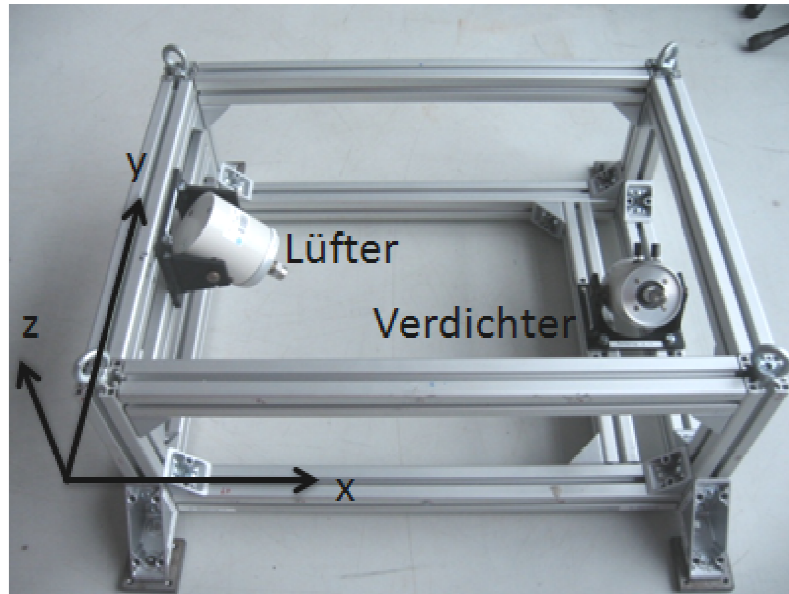


Bild 3: Aufbau des Versuchsmodells: Gestell mit zwei Körperschallquellen

3.2 Anregung der Shaker

Die Signale, welche beide Shaker anregen, stellen Komponenten einer Klimaanlage im Betriebszustand „Kühlen - maximale Stufe“ dar. Unter Beachtung realitätsnaher Kenndaten von Lüfter und Verdichter wird ein zweikanaliges Audio-File konfiguriert.

3.2.1 Gestaltung des Anregungssignals

Für jeden Schwingerreger werden, mithilfe des grafischen Programmiersystems LabVIEW, Anregungssignale aus einzelnen Sinustönen erzeugt. Unter Zuhilfenahme der Software Samplitude werden diese anschließend zu einer einzigen Stereo-Datei im .wav-Format gemischt (CD: Anregungssignal\Anregungssignal Klimaanlage).

Für den Verdichter wird eine 4-Kolben-Bauweise in V-Anordnung mit einer Nenndrehzahl von 1.740 U/min zu Grunde gelegt. Dies entspricht einer Grundanregungsfrequenz von 29 Hz. Neben der ersten Ordnung, welche sich durch den periodischen Kraftimpuls der Zylinder ergibt, werden weitere Amplituden generiert. Dabei handelt es sich um die als Harmonische bezeichneten, ganzzahligen Vielfachen der Anregungsfrequenz in unterschiedlicher Intensität. Besonders der vierten und achten Ordnung werden - aufgrund der Zylinderanzahl - sehr dominante Amplituden zugewiesen. In Bild 4 ist die Signal-Konfiguration aus LabVIEW sowie Kenngrößen der einzelnen Sinussignale für den Verdichter dargestellt. Das Formel-

zeichen s bezeichnet dabei den Faktor der Amplitudenintensität in Bezug auf die Amplitude der Grundanregungsfrequenz.

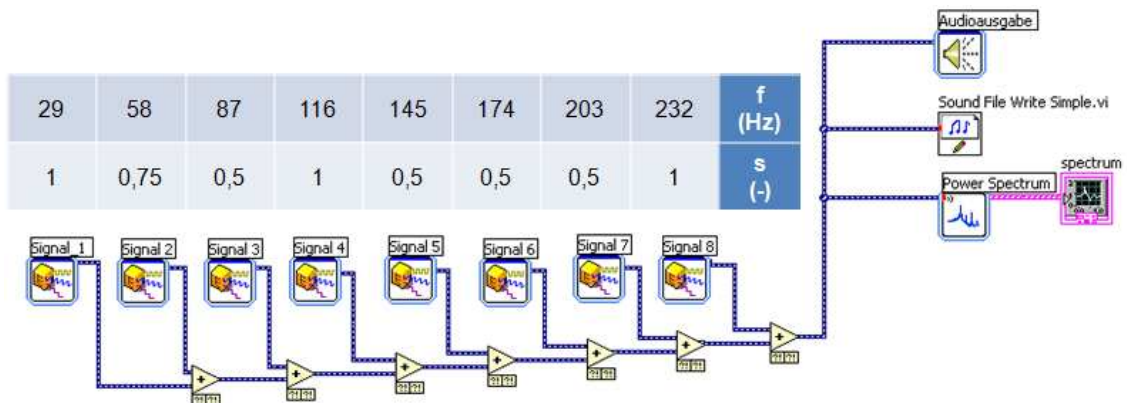


Bild 4: LabVIEW-Darstellung des Verdichter-Anregungssignals

Für den elektrisch betriebenen Lüfter wird eine Drehzahl von 3.180 U/min festgelegt, was einer Grundanregungsfrequenz von 53 Hz entspricht. Diese ergibt sich aus der Unwucht des Lüfterrades. Darüber hinaus werden die doppelte Grundanregungsfrequenz und eine dominante Amplitude bei 120 Hz mit berücksichtigt. Dieser Effekt beruht auf der periodischen Änderung des Magnetfeldes im Elektromotor und der daraus resultierenden Kraftereinwirkung auf den Rotor. Auf Basis der Annahme, dass der Motor über zwei Polpaare verfügt und bei 60 Hz betrieben wird, befindet sich diese Auffälligkeit im Bereich der doppelten Netzfrequenz bei 120 Hz. Höherfrequente Amplituden, bedingt durch die Schaufelanzahl des Lüfters, werden bei diesen Versuchen vernachlässigt. In Bild 5 ist die LabVIEW-Darstellung und die Tabelle des Lüfter-Anregungssignals zu sehen. /9/, S.27

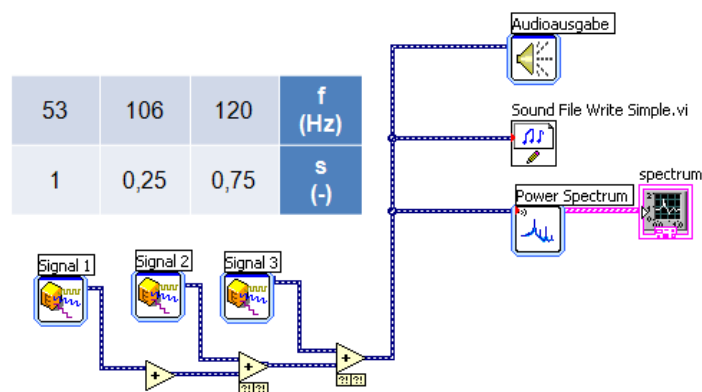


Bild 5: LabVIEW-Darstellung des Lüfter-Anregungssignals

Werden beide Shaker simultan angeregt, so ergibt sich das gesamte Anregungssignal für diesen Versuchsaufbau, welches in Bild 6 dargestellt ist. In einem Frequenzbereich von etwa 25 bis 350 Hz sind die höchsten Beschleunigungsamplituden zu erkennen, sodass dieser Bereich für die nachfolgenden Untersuchungen bevorzugt betrachtet werden soll.

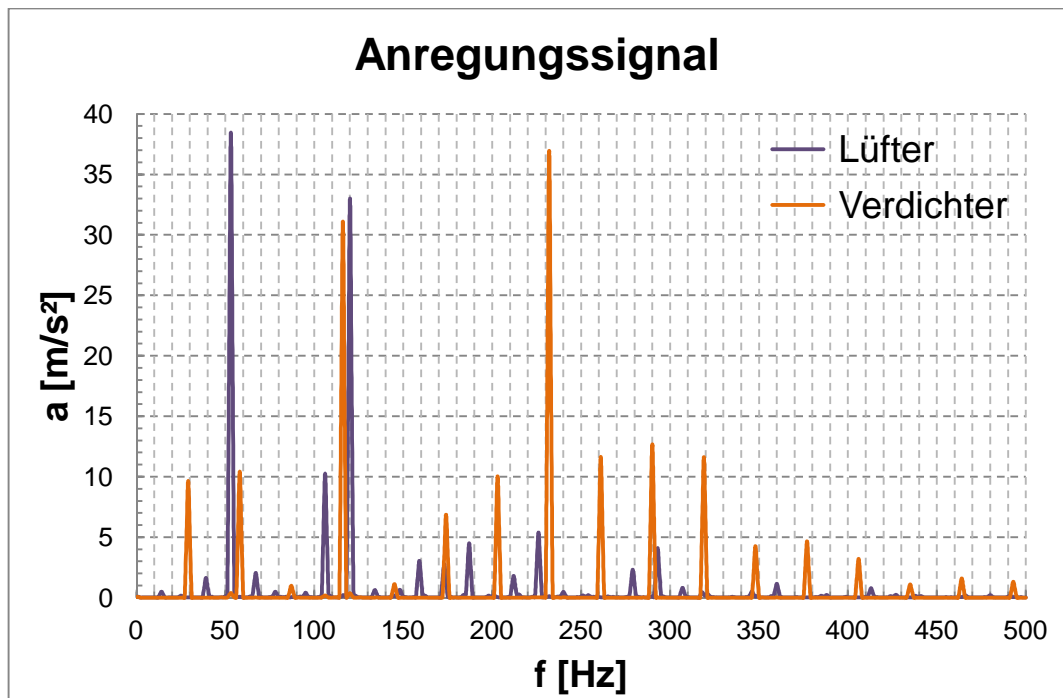


Bild 6: Gemischtes Anregungssignal im Bereich von 0 bis 500 Hz

3.2.2 Signalübertragung

Die fertig gestellte Audio-Datei wird über den Windows Media Player eines Laptops abgespielt. Da es sich um ein .wav-Format handelt, werden die Signale für Verdichter und Lüfter bereits in separaten Kanälen ausgegeben. Beide Signale werden über einen Digitalverstärker, dessen Einstellungen über den gesamten Zeitraum der Versuche konstant bleiben, zu den Shakern geleitet. Dadurch wird der bewegliche Teil des Shakers - ein mit einer Spule verbundener Kolben - zum Schwingen angeregt. Der komplette Signalverlauf ist in Bild 7 abgebildet.

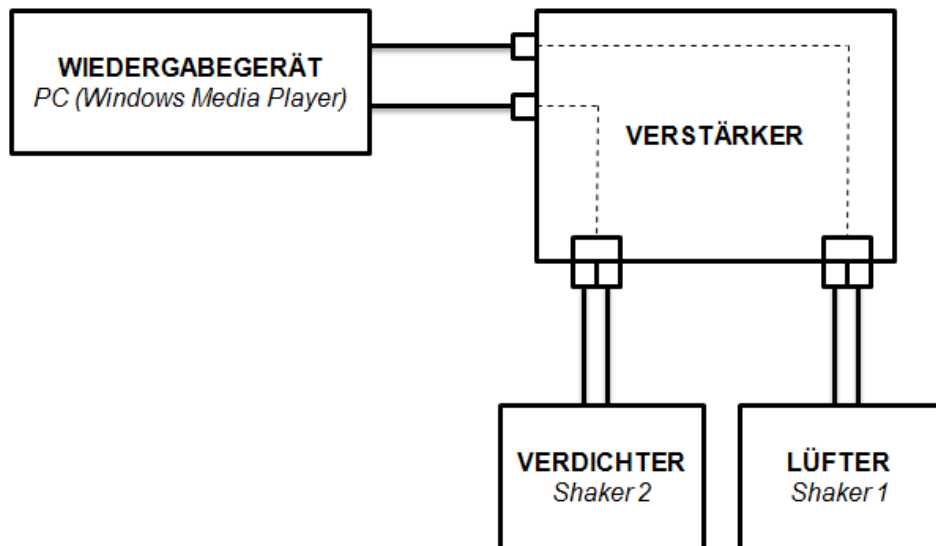


Bild 7: Signalverlauf am Versuchsmodell

Vor jeder Messung ist am Versuchsaufbau zu kontrollieren, ob die Anschluss- und Einstellparameter den eingangs definierten Vorgaben entsprechen. Mithilfe einer Checkliste, welche in Anlage 3 hinterlegt ist, kann dies sichergestellt werden. Damit wird gewährleistet, dass sich Fehlereinflüsse minimieren und die Messungen reproduzierbar bleiben.

3.3 Messvorbereitungen

Des Weiteren trägt eine sorgfältige Vorbereitung und Einstellung des Messsystems sowie der Hilfsmittel zur Genauigkeit der Messungen bei. Eine Standardisierung - beispielsweise bei der Bezeichnung von Messpunkten oder dem Festlegen der Kanalbelegung - kann dem Anwender die Abläufe vereinfachen und dem Beobachter die Nachvollziehbarkeit erleichtern.

3.3.1 Messsystem und Sensoren

Zur Datenerfassung wird ein mehrkanaliges Messsystem der Firma Müller BBM Vibroakustik-Systeme verwendet. Dabei handelt es sich um das mobil einsetzbare Frontend PAK MK II und der Software PAK 5.6 zur Auswertung der Daten. Bei diesen Versuchen hat die Erfassung von Kräften und Beschleunigungen eine große Bedeutung. Mithilfe des Messsystems lassen sich die zeitlichen Verläufe dieser Größen aufnehmen sowie umfangreich darstellen und auswerten. Während der Messung ist es beispielsweise möglich, Zeitrohdaten in den Frequenzbereich zu überführen.

Als Messwertaufnehmer für Beschleunigungen und Kräfte werden piezoelektrische Sensoren eingesetzt. Dabei führen dynamische Kräfte, welche an das Piezoelement angreifen, zu messbaren elektrischen Ladungsverschiebungen, wobei der Zusammenhang zwischen Kraft und Ladung linear ist. Als Piezoelemente kommen bestimmte Kristalle, wie Einkristalle aus Quarz, oder auch polarisierte Keramiken zum Einsatz. /1/, S.192

Im Inneren des Beschleunigungssensors befindet sich zudem eine seismische Masse, deren Trägheit bei Einwirken einer Beschleunigung auf den Sensor zu einer Kraft am Piezoelement führt. Solange sich der Aufnehmer im Arbeitsbereich befindet, sind Kraft und Beschleunigung als näherungsweise proportional anzusehen. Durch integrierte Verstärker der ICP-kompatiblen Sensoren werden am Ausgang spannungsmodulierte Signale abgegriffen. Für die Untersuchungen werden insgesamt vier verschiedene Arten von Beschleunigungssensoren, welche sich in Funktion und Eigenschaften geringfügig voneinander unterscheiden, eingesetzt. /1/, S.192-195

Beim Kraftsensor ist die seismische Masse mit der schwingenden Struktur verbunden und die entstandenen Ladungen können direkt an den Anschlüssen abgenommen werden. In diesen Versuchen wird ein Kraftsensor mit drei Quarzkristall-Plattenpaaren verwendet, welcher die Kräfte aller drei Raumrichtungen erfassen kann. /10/, S.470

Weiterhin wird zur Bestimmung der Übertragungsfunktionen ein Impulshammer benötigt. Dieser sei aus Gründen der Vollständigkeit an dieser Stelle lediglich erwähnt und wird in Kapitel 4.3 einer genaueren Betrachtung der Funktionsweise unterzogen.

Vor der ersten Messung ist es notwendig, die tatsächlichen Empfindlichkeiten der Sensoren in einer Kalibrierung zu ermitteln. Mithilfe eines Schwingkalibrators, welcher eine konstante Beschleunigung ausführt, werden die Beschleunigungsaufnehmer kalibriert. Ein anderer Einmassenschwingkalibrator mit bekannter Masse dient zur Bestimmung der Empfindlichkeit des Impulshammers, wohingegen bei der Kraftmesszelle die Herstellerwerte des vorliegenden Kalibrierscheines genügen. Detailliertere Informationen zum eingesetzten Messsystem und den Sensoren sowie deren Kalibrierung sind Anlage 4 zu entnehmen.

3.3.2 Messeinstellungen

Um die Vertauschungsgefahr der Kanäle während der Durchführung zu minimieren wurde vorab ein fester Belegungsplan ausgearbeitet. Dieser ist in Anlage 5 hinterlegt und behält während der gesamten Versuchsdurchführung Gültigkeit. Aufgrund der hohen Anzahl verschiedener Datensätze wird jeder Messung eine individuelle Mess-ID zugewiesen. Messwerte und Randbedingung sind somit eindeutig identifizierbar und gestalten die Datenauswertung effektiver. Diese als Messmatrizen bezeichneten Übersichten für die Quellen und den Aufbau sind in Anlage 6 zu finden.

Zudem werden zu Beginn der Untersuchungen die FFT-Einstellungen, welche in Tabelle 5 aufgelistet sind, festgelegt und bleiben unverändert. Der betrachtete Frequenzbereich wird auf maximal 1.600 Hz eingegrenzt, da in diesem Bereich die relevanten Beschleunigungen und Kräfte vorhanden sind. Die Abtastrate entspricht dem 2,56-fachen des Frequenzbereiches und erfüllt die Bedingung des Shannon-schen Abtasttheorems. Zur Vermeidung von „Leckage-Effekten“ kommen rechteckige Hanning-Fenster, die jeweils um zwei Drittel überlappen, zur Anwendung.

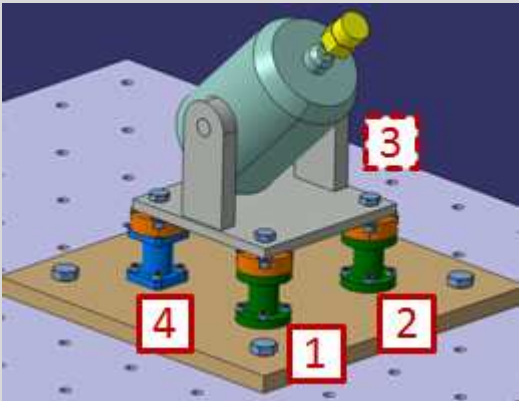
Tabelle 5: Übersicht der gewählten FFT-Parameter

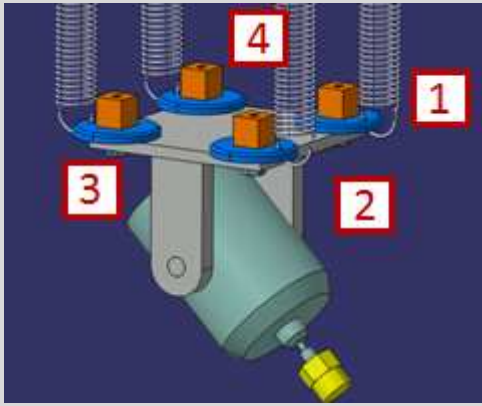
Parameter	Einstellung
Abtastrate	4.096 Hz
Frequenzbereich	0 - 1.600 Hz
Frequenzauflösung	1 Hz
Blockdauer	1 s
Fensterung	Hanning-Fenster lineare Mittelung Überlappung 66,7%
Mittelungszahl	100

4 Charakterisierung der Körperschallquellen

Zunächst werden die Schwingerreger einzeln betrachtet, um die Leistungen der Quellen zu bestimmen. Zur Ermittlung der Kraft- und Schnelle-Faktoren, aus denen sich die Körperschalleistung zusammensetzt, sind mehrere Teilmessungen notwendig. Zudem sollen die Kräfte in zwei unterschiedlichen Verfahren bestimmt und die Ergebnisse miteinander verglichen werden. Für die Ermittlung der blockierten Kräfte sowie den freien Schnellen und Quellimpedanzen ist es notwendig, verschiedene Versuchsaufbauten zu realisieren, die den Bedingungen der jeweiligen Lagerung entsprechen. Aufgrund dessen werden einige Hilfsmittel ausgelegt bzw. konstruiert und teilweise selbst hergestellt. Eine Übersicht dieser Hilfskonstruktionen für die Charakterisierung der Körperschallquellen und den Messungen am Gesamtsystem (Kapitel 5) ist in Anlage 7 zu finden. Die beiden Lagerungsarten werden in Tabelle 6 ausführlich betrachtet.

Tabelle 6: Lagerungsarten der Shaker

feste Lagerung	
Darstellung und Bedingungen	 <p style="text-align: center;"> $\underline{v}_{Si} = 0 \rightarrow \underline{F}_{Si}$ gemessen Shaker über vier Ankoppelpunkte fest mit der Struktur verbunden </p>
Kräfteberechnung	<p style="text-align: center;"> $\underline{F}_{S1} \neq \underline{F}_{S2} \neq \underline{F}_{S3} \neq \underline{F}_{S4}$ $\rightarrow \underline{F}_S = \underline{F}_{S1} + \underline{F}_{S2} + \underline{F}_{S3} + \underline{F}_{S4}$ Gesamtkraft ergibt sich aus Addition aller Teilkräfte </p>

freie Lagerung	
Darstellung und Bedingungen	 <p style="text-align: center;">$\underline{F}_{Si} = 0 \rightarrow \underline{v}_{Si}$ und \underline{Z}_{Si} gemessen Shaker von Struktur entkoppelt</p>
Schnelle- und Impedanzberechnung	$\underline{v}_{S1} \cong \underline{v}_{S2} \cong \underline{v}_{S3} \cong \underline{v}_{S4} \text{ und}$ $\underline{Z}_{S1} \cong \underline{Z}_{S2} \cong \underline{Z}_{S3} \cong \underline{Z}_{S4}$ $\underline{v}_S = \frac{\underline{v}_{S1} + \underline{v}_{S2} + \underline{v}_{S3} + \underline{v}_{S4}}{4} \text{ und}$ $\underline{Z}_S = \frac{\underline{Z}_{S1} + \underline{Z}_{S2} + \underline{Z}_{S3} + \underline{Z}_{S4}}{4}$ <p style="text-align: center;">Mittelung von \underline{v}_S und \underline{Z}_S</p>

Die aufgenommenen Messwerte werden aus dem PAK in die mathematische Software MATLAB exportiert und aufbereitet. Zur grafischen Darstellung und Auswertung dient das Tabellenkalkulationsprogramm Microsoft Excel. Für die Diagramme wird ein Frequenzbereich von 25 bis 350 Hz definiert, da sich in diesem Bereich alle generierten Amplituden befinden. Kräfte, Schnellen und Leistungen werden, neben den Signalen entsprechend der 1-Hz-Frequenzauflösung, zudem in Terzen dargestellt. Die im Bereich der jeweiligen Terz liegenden Amplituden werden dabei addiert.

In Bild 8 ist das Schema, nach welchem die Charakterisierung dieser Körperschallquellen erfolgt, dargestellt.

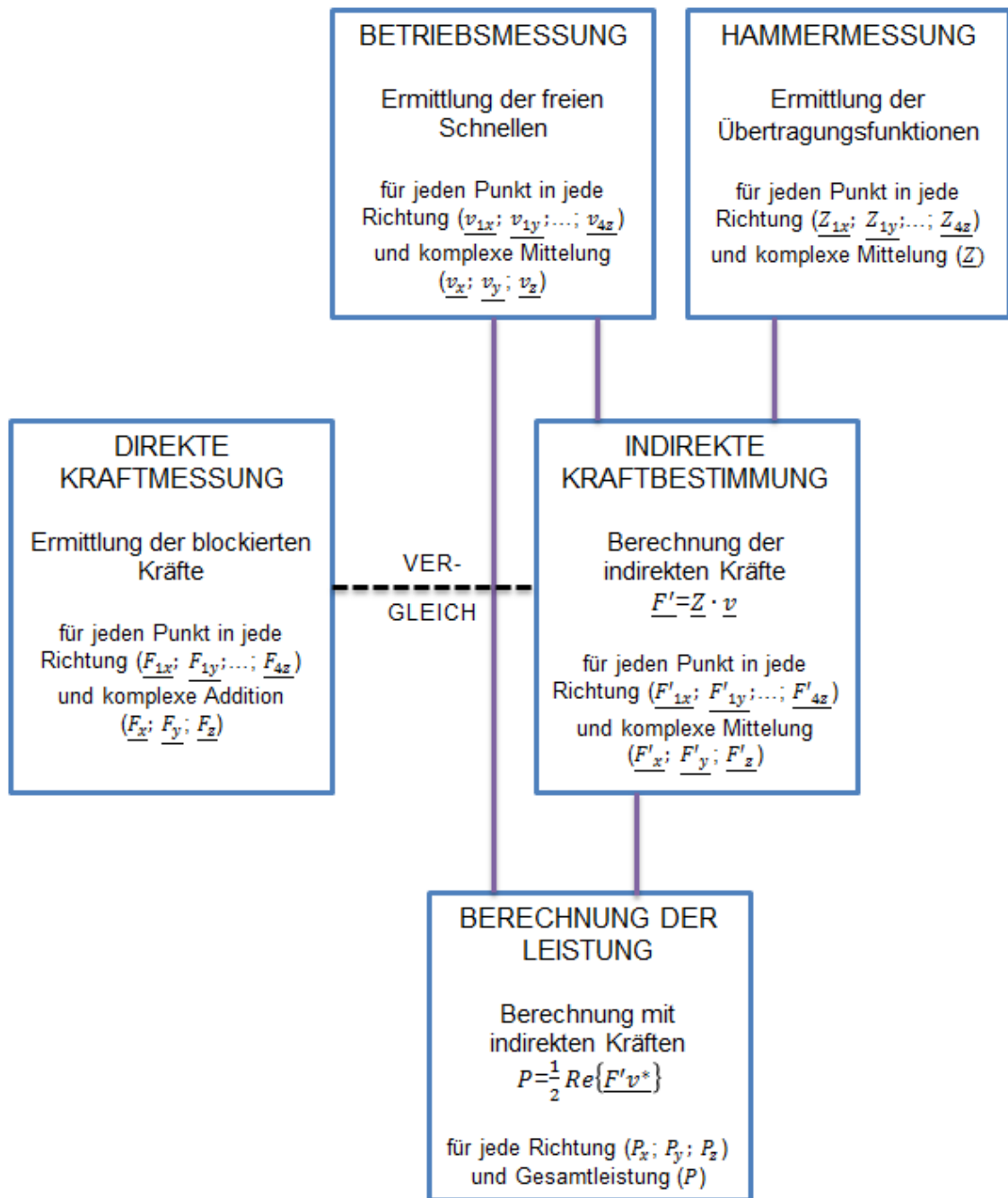


Bild 8: Vorgehensweise zur Charakterisierung der Körperschallquellen

4.1 Ermittlung der blockierten Kräfte

Aufgrund der verschiedenen Anregungssignale erfolgt die Ermittlung der blockierten Kräfte für jeden Schwingerreger separat. Die Shaker werden, wie in Bild 9 dargestellt, jeweils an eine starre Masse gekoppelt. Im Labor der WHZ dient hierfür ein etwa 500 kg schweres Schwingfundament. Nach der Befestigung am Fundament, werden die Shaker entsprechend den zugeordneten Signalen angeregt.

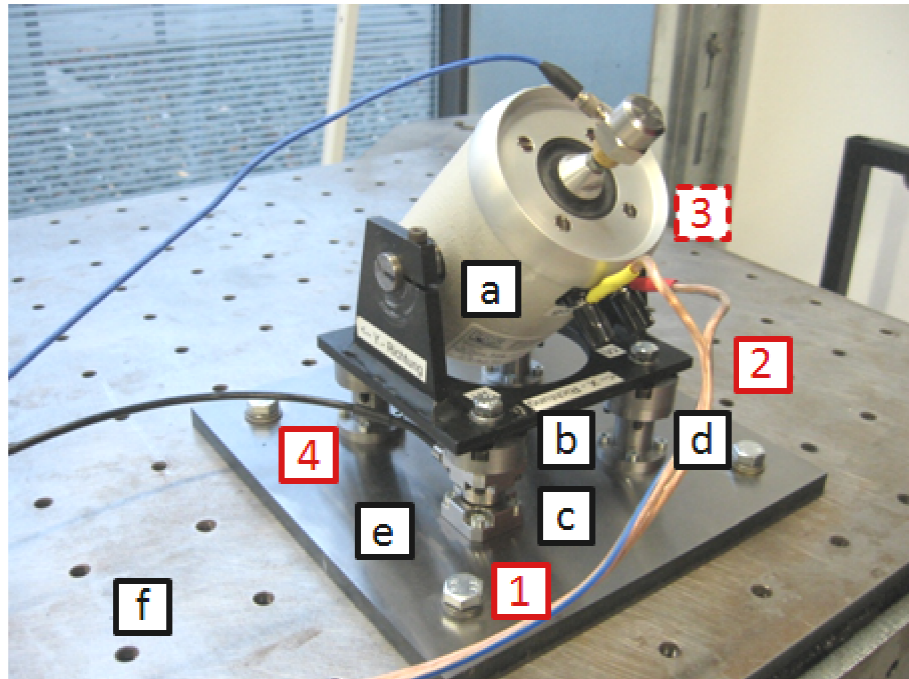


Bild 9: Versuchsaufbau zur Ermittlung der blockierten Kräfte an den Quellen

Das Gestell des Shakers (a) wird über vier Adapterplatten (b) an dem Kraftmesselement (c) bzw. den Dummys (d) befestigt. Die drei Dummys sind abmessungsidentisch mit dem Sensor und werden nach Aufnahme einer Messreihe mit diesem getauscht, bis alle Kräfte an allen Punkten erfasst worden sind. Über eine Grundplatte (e) sind die vier Elemente mit dem 50-mm-Lochraster des Schwingfundamentes (f) verbunden. Der gesamte Versuchsaufbau ist somit fest gelagert.

Die Bezeichnung der Ankoppelpunkte des Shaker-Gestells mit den Adapterplatten erfolgt entgegen dem Uhrzeigersinn. Begonnen wird bei einem wie in Bild 9 ausgerichteten Shaker vorn links, sodass sich die Punkte L1 - L4 für den Lüfter und V1 - V4 für den Verdichter ergeben.

Die Messung am ersten Punkt des Lüfters wird dreimal durchgeführt um die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse nachzuweisen. Die Abweichungen an den signifikanten Kraftamplituden betragen maximal 4%, sodass auf mehrmaliges Aufnehmen und Mitteln der Werte verzichtet wird. In Anlage 8 sind die Ergebnisse der Reproduzierbarkeit sowie alle anderen Messwerte der direkten Kraftmessung an Lüfter und Verdichter zu finden.

Obwohl die Kräfte der angeregten Shaker an vier verschiedenen Punkten gemessen werden, handelt es sich um jeweils eine Schwingungsquelle. Das erlaubt die Kräfte - in Abhängigkeit der Koordinatenrichtung - durch komplexe Addition zusammenzufassen. Bild 10 stellt exemplarisch die dynamisch wirksamen Blockierkräfte des Lüfters dar. Die größten Amplituden befinden sich im Bereich der definierten Frequenzen bei 53 Hz, 106 Hz und 120 Hz in x- und z-Richtung. Diese Stellen und Richtungen entsprechen dem Anregungssignal des Lüfters. Nichtsdestotrotz ist, aufgrund der realen und somit nicht optimalen Ausrichtung des Shakers, ein kleiner Kraftanteil in y-Richtung vorhanden. Die blockierten Kräfte des Verdichters zeigen ebenfalls die größten Werte an den Frequenzstellen und Richtungen (y- und z-Richtung) der definierten Anregung.

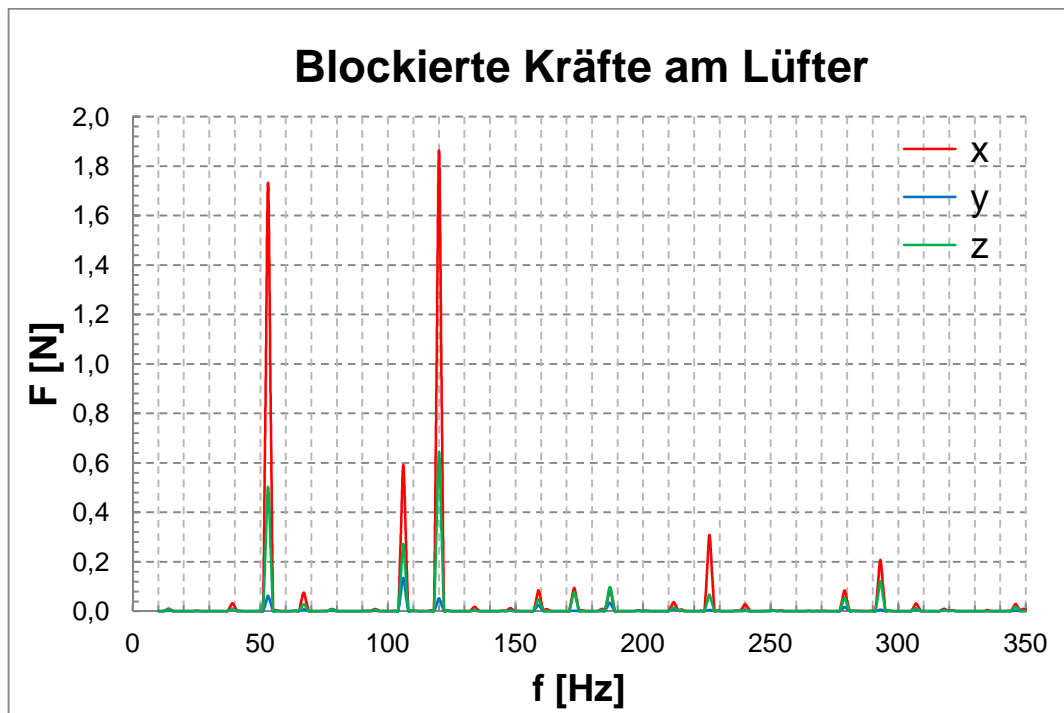


Bild 10: Blockierte Kräfte am fest gelagerten Lüfter

Bei Betrachtung der Kräfte an den einzelnen Punkten fällt auf, dass - unabhängig von der Raumrichtung oder Quelle - die Punkte 3 und 4 stets größere Werte als die anderen beiden aufweisen. Dies ist auf die geneigte Ausrichtung des Shakers nach Bild 9 zurückzuführen. Zudem ist festzustellen, dass jeweils die Amplituden der Punkte 1 und 2 sowie 3 und 4 Synchronitäten aufweisen, da sich der Shaker mittig zwischen diesen Punkten befindet.

4.2 Ermittlung der freien Schnellen

Ebenso, wie bei der direkten Kraftmessung, werden in diesen Versuchen die Schwingerreger einzeln angeregt und betrachtet. Um die Bedingung der freien Lagerung zu erfüllen, müssen Lüfter und Verdichter in z-Richtung an Federn aufgehängt werden. Bei deren Auslegung ist darauf zu achten, dass die Eigenfrequenz kleiner als ein Zehntel der Erregerfrequenz der Schwingungsquelle ist. Der Isoliergrad η nimmt dabei einen Wert von 0,990 (99,0%) an. /11/

Der Verdichter hat mit 29 Hz die niedrigere Grundanregungsfrequenz der beiden Quellen. Die Dimensionierung der Federrate ist demnach so zu wählen, dass die Eigenfrequenz des aufgehängten Verdichters 2,9 Hz nicht übersteigt. Um die Federn für zukünftige Untersuchungen an der WHZ in tiefer gelegenen Frequenzbereichen einsetzen zu können und η weiter zu erhöhen, wird den Berechnungen eine Eigenfrequenz von 1 Hz zu Grunde gelegt. Weiterhin ist bei der Auswahl der Federn darauf zu achten, dass diese sich unter den erwarteten statischen und dynamischen Belastungen nicht dauerhaft verformen. Der Nachweis der freien Lagerung in alle drei Raumrichtungen, welcher ebenfalls in Anlage 7 zu finden ist, zeigt, dass die ermittelten Eigenfrequenzen deutlich unter dem betrachteten Frequenzbereich liegen. In Bild 11 ist die Aufhängung des Shaker-Gestells (a) an den vier Federn (b) dargestellt. Die Würfel (c), welche an die Ankoppelpunkte geschraubt sind, dienen zur Aufnahme der Beschleunigungssensoren (d) und werden zudem als Anschlagpunkt für die Hammermessung (Kapitel 4.3) genutzt.

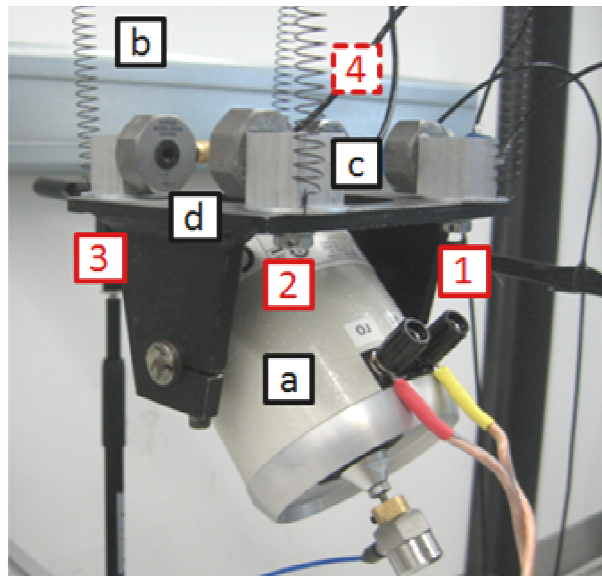


Bild 11: Versuchsaufbau zur Ermittlung der freien Schnellen an den Quellen

Mithilfe des PAK-Systems werden die ermittelten Beschleunigungen einfach integriert, sodass Schwingschnellen entstehen. Vor Beginn der Betriebsmessung wird zum Vergleich eine Ruhemessung durchgeführt, um etwaige unerwünschte Fremdanregungen darzustellen. Trotz der sehr geringen Betriebsschwingschnellen (max. 1,6 mm/s) ist ein ausreichend großer Abstand zu den Werten der Ruhemessung (max. 5,4 $\mu\text{m/s}$) festzustellen. Diese Ergebnisse sowie die Schnellen an allen Ankoppelpunkten beider Quellen sind in Anlage 9 zu finden.

Obwohl an vier verschiedenen Punkten Schwingschnellen ermittelt werden, stellen die aufgehängten und angeregten Shaker jeweils eine Quelle dar. Für jede Raumrichtung werden diese linear gemittelt, sodass jeder Shaker durch die Schnellen \underline{v}_x , \underline{v}_y und \underline{v}_z beschrieben wird. Bild 12 zeigt die Werte, welche zudem für die indirekte Kraftermittlung benötigt werden, exemplarisch für den Lüfter. Ähnlich, wie bei den blockierten Kräften sind die höchsten Amplituden von Lüfter und Verdichter an den definierten Anregungsfrequenzen in Abhängigkeit der Shaker-Ausrichtung zu finden.

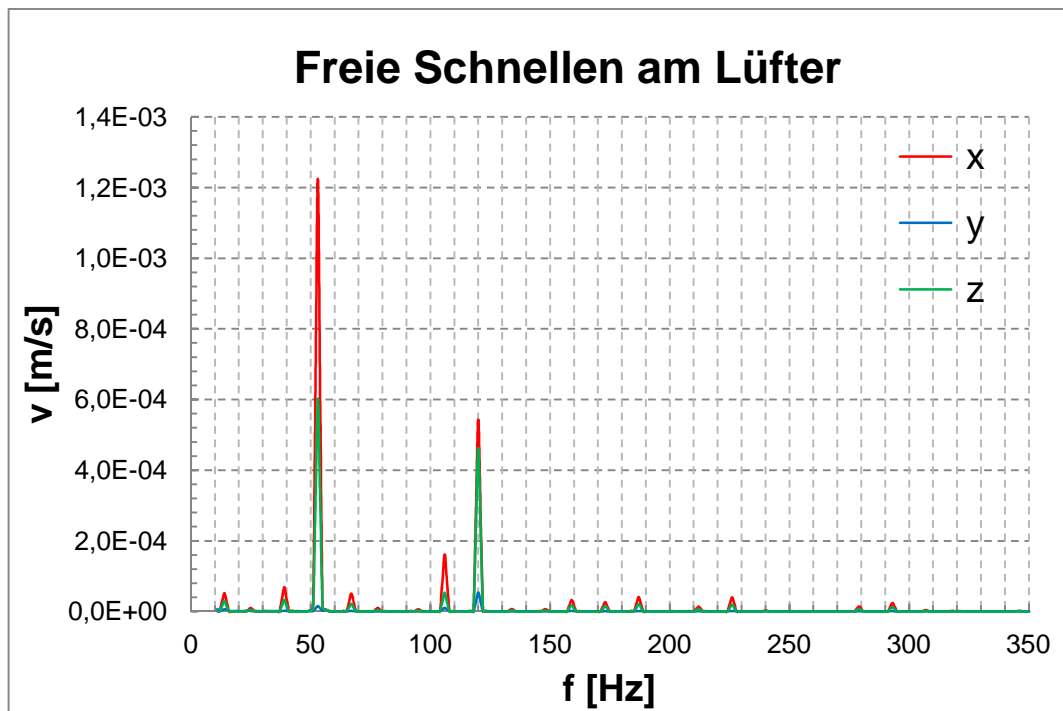


Bild 12: Schwingschnellen am frei aufgehängten Lüfter

4.3 Ermittlung der Übertragungsfunktionen

Zur Ermittlung der Übertragungsfunktionen wird derselbe Aufbau wie in Kapitel 4.2 verwendet. Bei diesen Versuchen befinden sich die Shaker in Ruhe und werden nicht

angeregt. Es genügt die Messungen exemplarisch an einem der beiden baugleichen Schwingerreger durchzuführen. Für die äußere Anregung wird ein Impulshammer mit Gummikalotte (a), wie in Bild 13 dargestellt, eingesetzt. Dieser Aufsatz bringt bis zu einer Frequenz von 500 Hz die erforderliche Energie in die Struktur, um die Übertragungsfunktionen sinnvoll zu ermitteln. Ein uniaxialer Kraftaufnehmer (b) erfasst zeitgleich die anregende Kraft.



Bild 13: Impulshammer Brüel & Kjær Typ 8202 /12/, S.2

Die Antwortfunktionen werden von den Beschleunigungssensoren an den Würfeln gemessen und durch einfache Integration in Schnellen umgewandelt. Des Weiteren erfolgt eine Invertierung der Übertragungsfunktionen, sodass Impedanzen entstehen. Aufgrund der freien Aufhängung und der jeweils einachsigen Anregung durch den Hammerschlag kann der Shaker als Einmassenschwinger betrachtet werden. Dies vereinfacht nachfolgende Betrachtungen an den frei aufgehängten Quellen maßgeblich. /5/, S.221

An jedem Punkt und in jede Richtung werden mindestens zehn Hammeranschläge durchgeführt und die Übertragungsfunktionen gemittelt. Misslingt ein Schlag - dies signalisieren Kohärenzeinbrüche - kann dieser von den weiteren Betrachtungen ausgeschlossen werden. Alle Übertragungsfunktionen sind mit den dazugehörigen Kohärenzen in Anlage 10 zu finden. In Anlehnung an die Ermittlung der freien Schnellen, werden die Größen an vier Punkten gemessen und achsweise gemittelt, da Lüfter und Verdichter jeweils eine Quelle darstellen. In Bild 14 sind die Übertragungsfunktionen für den exemplarisch aufgehängten Schwingerreger dargestellt.

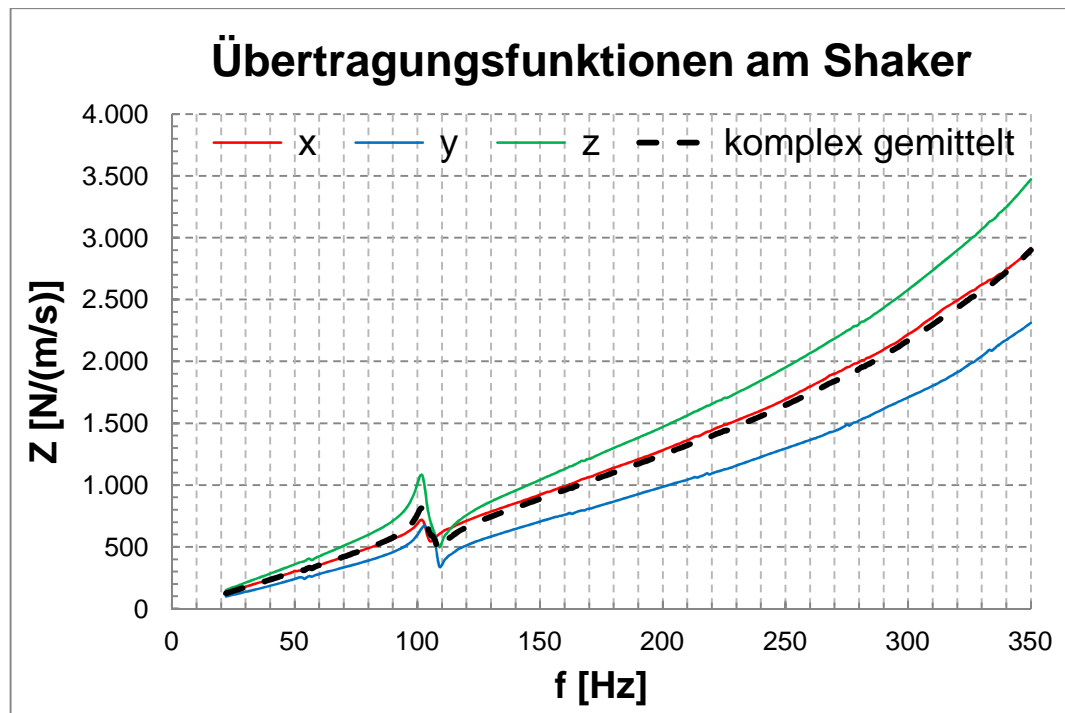


Bild 14: Übertragungsfunktionen (Impedanzen) am frei aufgehängten Shaker

Es ist zu erkennen, dass die Übertragungsfunktionen aller drei Achsen über den betrachteten Frequenzbereich nur gering voneinander abweichen. Da es sich um einen Einmassenschwinger handelt, darf aus den achsweise gemittelten Übertragungsfunktionen eine Impedanz \underline{Z}_S errechnet werden. Diese stellt den zweiten Faktor zur Ermittlung der indirekten Kräfte dar und ist in Bild 14 durch eine schwarze Linie gekennzeichnet.

4.4 Indirekte Kraftbestimmung

Neben der direkten Messung, stellt die Multiplikation aus den freien Schnellen und den Impedanzen nach Gleichung 3, eine alternative Variante zur Kraftbestimmung dar. Aufgrund der Vereinbarung, dass sich der aufgehängte Shaker wie ein Einmassenschwinger verhält und die Übertragungsfunktionen zu einer Impedanz \underline{Z}_S komplex gemittelt werden, ergibt sich folgende Vereinfachung der Berechnung.

$$\begin{bmatrix} F'_{1x} \\ \vdots \\ F'_{4z} \end{bmatrix} = \underline{Z}_S \cdot \begin{bmatrix} v_{1x} \\ \vdots \\ v_{4z} \end{bmatrix} \quad (\text{Gl. 12})$$

In Anlage 11 sind die indirekt ermittelten Kräfte, welche mit F' bezeichnet werden, an allen Ankoppelpunkten beider Quellen dargestellt. Beispielhaft zeigt Bild 15 die be-

rechneten Kräfte des Lüfters, welche, bei unterschiedlicher Ausprägung der Amplituden im Vergleich zu den blockierten Kräften, einen ähnlichen Verlauf aufweisen. Eine Gegenüberstellung beider Kraftermittlungsmethoden erfolgt in Kapitel 4.5.

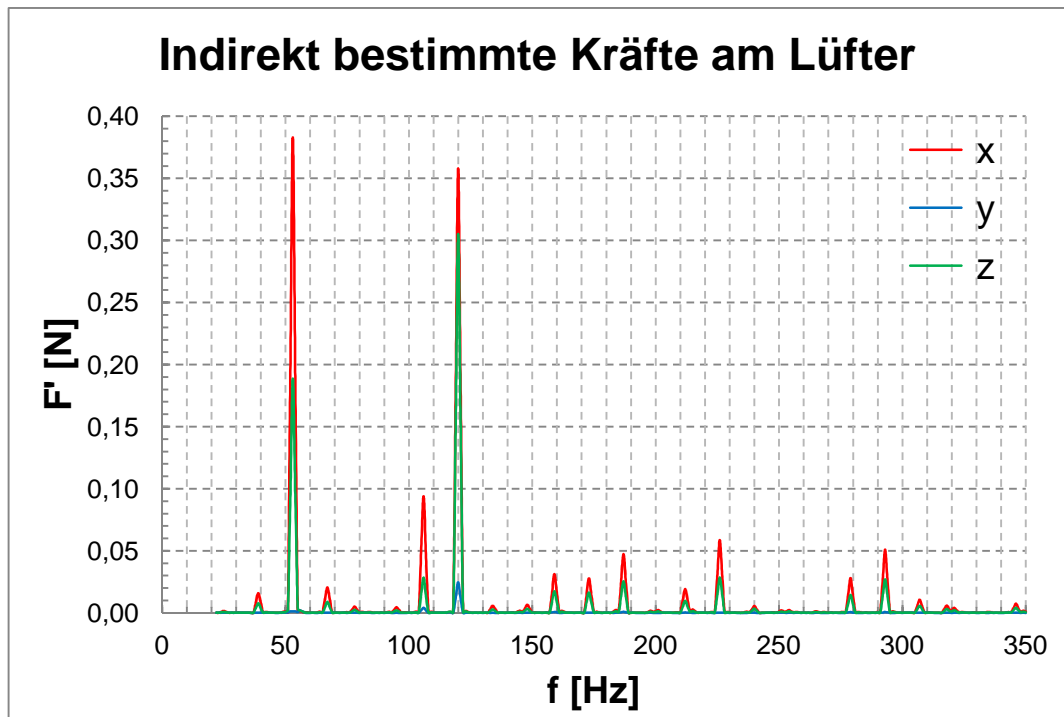


Bild 15: Indirekt bestimmte Kräfte am Lüfter

4.5 Vergleich beider Kraftermittlungsmethoden

Verschiedene Lagerrandbedingungen sowie die Verfügbarkeit von Kraft- und Beschleunigungssensoren ermöglichen es, die Kräfte auf zwei Arten zu ermitteln und miteinander zu vergleichen. Diesbezüglich ist darauf zu achten, dass die direkt bestimmten Kräfte aus den vier Teilmessungen achsweise komplex addiert, wohingegen die indirekt ermittelten Kräfte einer komplexen Mittelung unterzogen werden. Aufgrund dessen ist eine sinnvolle Vergleichbarkeit der Werte beider Methoden gegeben.

Des Weiteren wird zur besseren Aussagefähigkeit der Terzkräftequotient Q_F eingeführt, welcher das Verhältnis zwischen direkter- und indirekter Kraft der jeweiligen Terz definiert. Je näher sich dieser Wert 1,0 annähert, desto geringer sind die Unterschiede zwischen beiden Kraftermittlungsmethoden.

$$Q_F = \frac{F}{F'} \quad (\text{Gl. 13})$$

In Anlage 12 sind die achsweise zusammengefassten Kräfte für beide Körperschallquellen grafisch und tabellarisch gegenübergestellt. Der Kräftevergleich am Verdichter in y-Richtung wird an dieser Stelle exemplarisch in Bild 16 dargestellt.

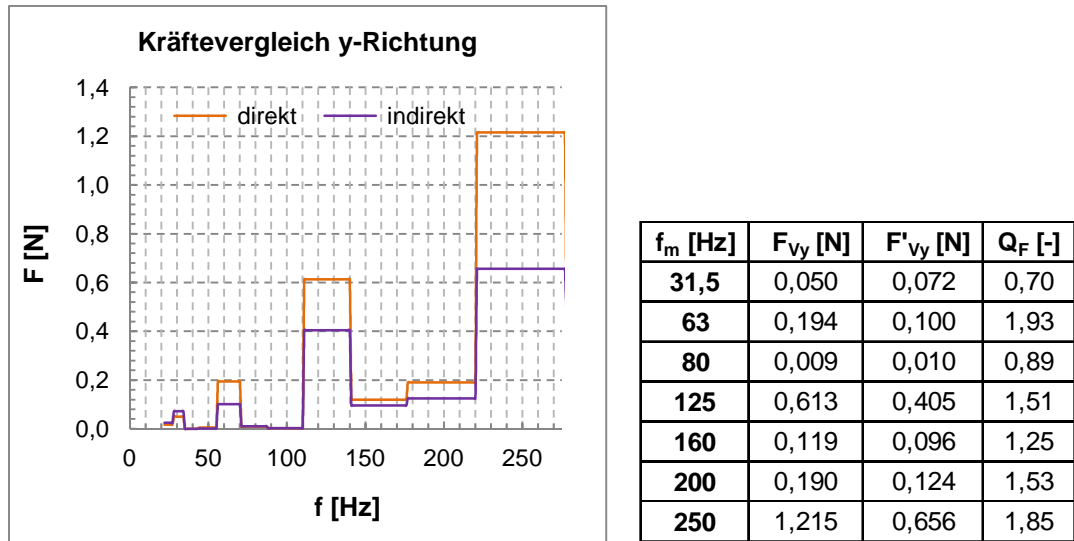


Bild 16: Vergleich beider Kraftermittlungsmethoden am Verdichter in y-Richtung

In allen Diagrammen fällt auf, dass an der Mehrheit der Stellen die direkt ermittelten Kräfte die größeren Werte annehmen. In y- und z-Richtung - den beiden Anregungsrichtungen des Verdichters - erstreckt sich der Terzkräftquotient über einen Bereich von 0,70 bis 2,62, wohingegen Q_F in x- und z-Richtung des Lüfters einen Bereich von 2,11 bis 9,61 abdeckt. Der Unterschied zwischen beiden Kräften am Verdichter ist folglich geringer, wenngleich über den gesamten Frequenzbereich keine konstante Abweichung festzustellen ist. Nichtsdestotrotz kann bei unabhängiger Betrachtung der Diagramme für die direkte- und indirekte Kraftermittlung eine plausible Tendenz abgegeben werden, an welchen Frequenzstellen die größten Kräfte in Anregungsrichtung auftreten. Der Unterschied für nicht angeregte Richtungen und Frequenzbereiche ist um ein Vielfaches größer. Diese Amplituden lassen sich für die Berechnung der Gesamtkräfte jedoch vernachlässigen.

Die Unterschiede der Kraftamplituden können durch verschiedene Ursachen begründet werden. Zum einen wird bei der indirekten Kraftermittlung nicht mit der vollständigen Impedanzmatrix gerechnet, sondern die Rechnung vereinfacht, indem das Übersprechverhalten vernachlässigt wird. Die somit verbleibenden Werte der Hauptdiagonale werden - da es sich um einen Einmassenschwinger handelt - komplex gemittelt, sodass die Matrix durch einen einzigen Faktor ersetzt wird. Zum anderen können die durch Messung bestimmten Größen fehlerbehaftet sein. Ob-

gleich alle Messungen sorgfältig durchgeführt werden, beeinflussen zufällige- und systematische Fehler die Messergebnisse. Aufgrund der Komplexität der Versuche können nicht alle Randbedingungen über den gesamten Verlauf konstant gehalten werden. Beispielsweise muss bei den Messungen der blockierten Kräfte die Messzelle zwischen den Ankoppelpunkten getauscht und somit der Versuchsaufbau teilweise demontiert werden. Nicht zuletzt können durch den Einsatz von rechnergestützter Auswertungstechnik Fehler verursacht werden. Die Integrierung der Schwingbeschleunigungen und Invertierung der Übertragungsfunktionen erfolgt automatisch im PAK, jedoch ist deren Genauigkeit in der Gesamtheit nicht definierbar.

4.6 Ermittlung der Quelleistungen

Den letzten Schritt zur Charakterisierung beider Quellen stellt die Bestimmung der Körperschalleistungen aus Kräften und Schnellen dar. Die Schwingschnellen werden in der Betriebsmessung ermittelt und die Kräfte indirekt durch Berechnung bestimmt. Beide Größen werden zunächst komplex multipliziert, bevor lediglich der Realteil weiter betrachtet wird. Daraus können negative Werte der Leistungen resultieren. In diesen Untersuchungen werden jedoch ausschließlich Leistungen von der Quelle in die Struktur übertragen, sodass dem Vorzeichen keine Bedeutung zugemessen wird. Aus diesem Grund wird Gleichung 5 um den Betrag ergänzt.

$$P = \left| \frac{1}{2} \operatorname{Re} \{ \underline{F}' \cdot \underline{v}^* \} \right| \quad (\text{Gl. 14})$$

Anhand dieser Gleichung lassen sich für jede Quelle die achsweisen Körperschalleistungen ermitteln, welche in Anlage 13 zu finden sind. Die Summe der drei Werte ergibt die Gesamtleistung jeder Körperschallquelle und stellt dar, in welchen Frequenzbereichen die größten Schwingungen auftreten. Die Leistungswerte beider Körperschallquellen sind in Bild 17 zu sehen.

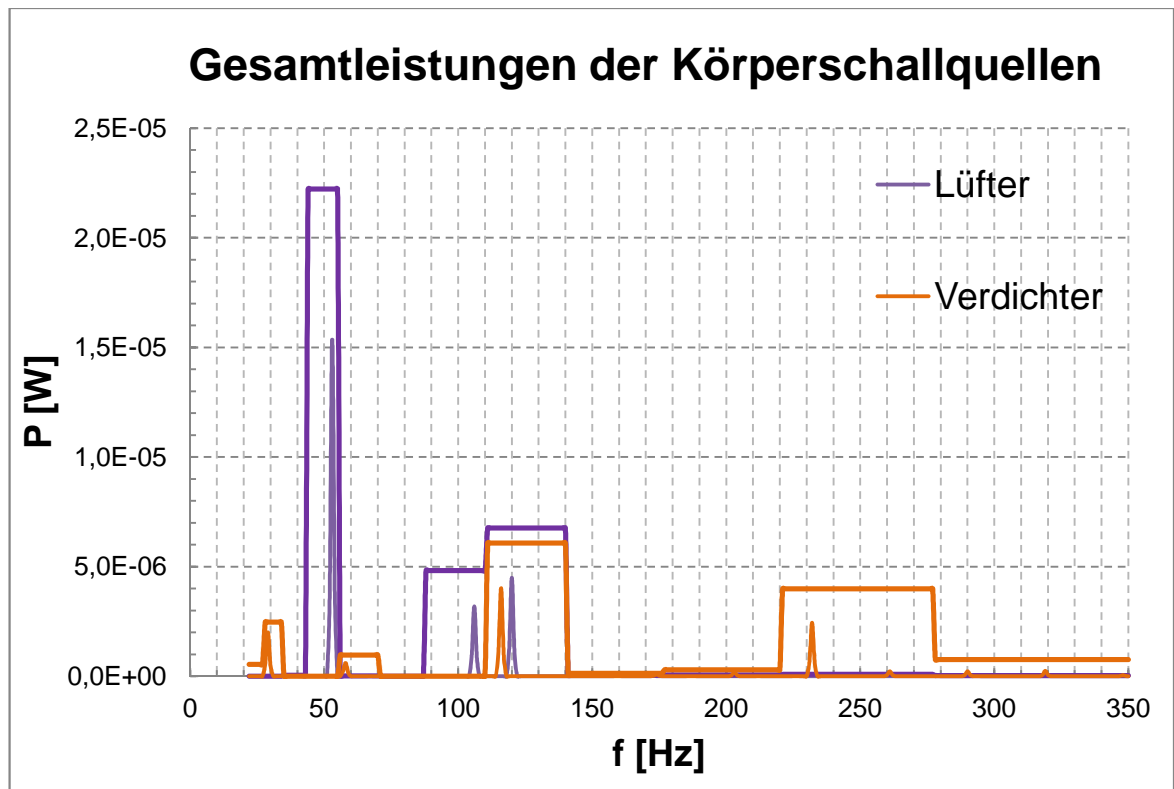


Bild 17: Gesamtleistungen der Körperschallquellen

An beiden Quellen sind die jeweils größten Leistungsamplituden an den Frequenzstellen zu finden, denen ein Amplitudenintensitätsfaktor von $s = 1$ zugewiesen wird. Dabei handelt es sich unter anderem um die jeweiligen Grundanregungsfrequenzen, welche bei 29 bzw. 53 Hz liegen. Zudem sind beim Verdichter große Amplituden bei 116 Hz und 232 Hz - der vierten und achten Ordnung der Betriebsdrehzahl - vorhanden. Weitere dominierende Leistungsamplituden des Lüfters liegen bei 106 Hz (zweite Ordnung) sowie 120 Hz (doppelte Netzfrequenz).

In der Leistungsdarstellung sind besonders die Frequenzstellen signifikant, an denen sowohl die freien Schnellen, als auch die indirekt bestimmten Kräfte die größten Amplituden aufweisen. Die Schalleistung stellt das charakteristischste Maß bezüglich der Schwingungsbeurteilung eines Bauteiles dar, da in deren Definitionsgleichung diese beiden Kenngrößen berücksichtigt werden.

Bei achsweiser Betrachtung der Leistungen fällt auf, dass die nicht angeregten Richtungen und Frequenzen lediglich einen sehr geringen Einfluss auf die Größe der Gesamtleistung aufzeigen. Beispielhaft sind in Bild 18 die Leistungen am Lüfter in der Pegeldarstellung abgebildet. In x- und z-Richtung betragen die Pegel bei 53, 106 und 120 Hz über 60 dB, wohingegen alle anderen Pegel kleiner als 40 dB sind.

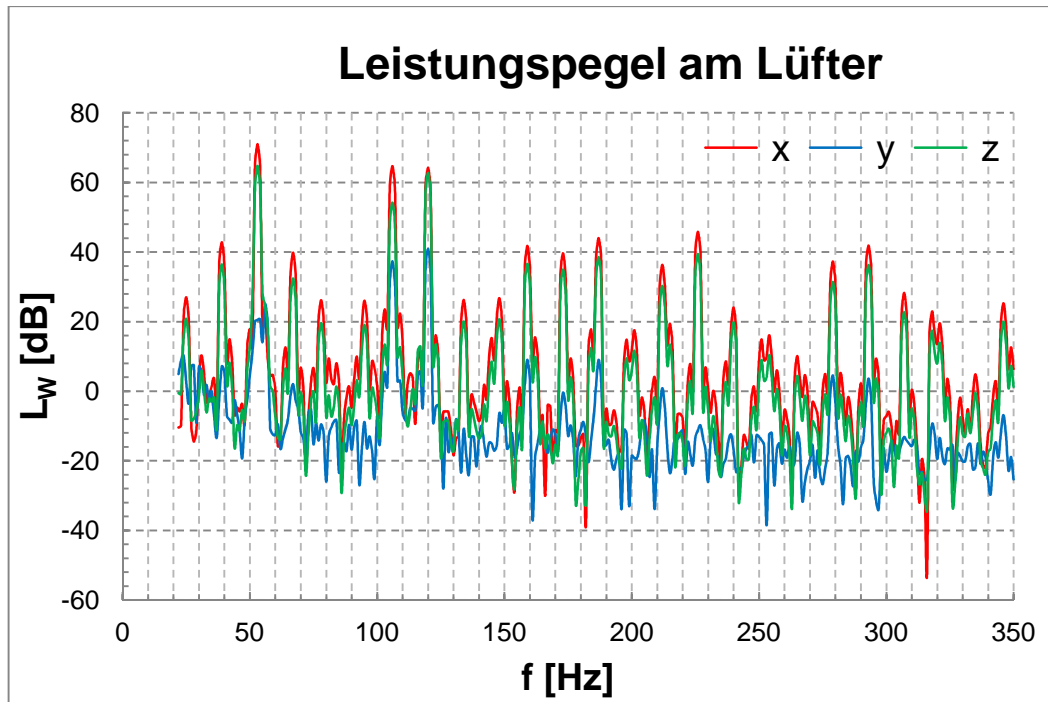


Bild 18: Leistungspegel am Lüfter

Der Vergleich der Gesamtleistungen beider Quellen in Bild 17 zeigt, dass die Amplituden des Lüfters größer sind als die des Verdichters. Um dieses Erkenntnis zu bestätigen und zu quantifizieren, wird der Summenpegel der Leistungen $L_{W\Sigma}$ berechnet. Dieser entspricht der Pegelsumme aus allen Pegeln im Bereich von 25 bis 350 Hz.

$$L_{W\Sigma} = 10 \cdot \lg \left(\sum_{i=25 \text{ Hz}}^{350 \text{ Hz}} 10^{0,1 \cdot L_{Wi}} \right) \quad (\text{Gl. 15})$$

Unter Anwendung dieser Gleichung ergibt sich für den Lüfter, wie in Tabelle 7 dargestellt, eine um 3,5 dB höhere Leistung als beim Verdichter. Dieser Einzahlwert charakterisiert die Quellen hinreichend genau, wenn diese separat, das heißt ohne Ankoppelung an eine Struktur, betrachtet werden.

Tabelle 7: Pegelsummen der Quelleleistungen

Lüfter	Verdichter
75,3 dB	71,8 dB

5 Charakterisierung des Gesamtaufbaus

In diesem Kapitel wird das vollständig zusammengesetzte Versuchsmodell der Klimaanlage näher betrachtet. Entscheidenden Einfluss auf die Ergebnisse hat - neben dem Anteil beider Schwingungsquellen - zudem das Verhalten des Aluminiumgestells. Alle Messungen und Auswertemethoden sind identisch mit denen der Quellencharakterisierung, siehe Bild 19. Lediglich das Zusammenfassen einiger komplexer Größen lässt sich diesbezüglich abgrenzen. Die benötigten Hilfskonstruktionen zu den Versuchen sind in Anlage 7 näher erläutert.

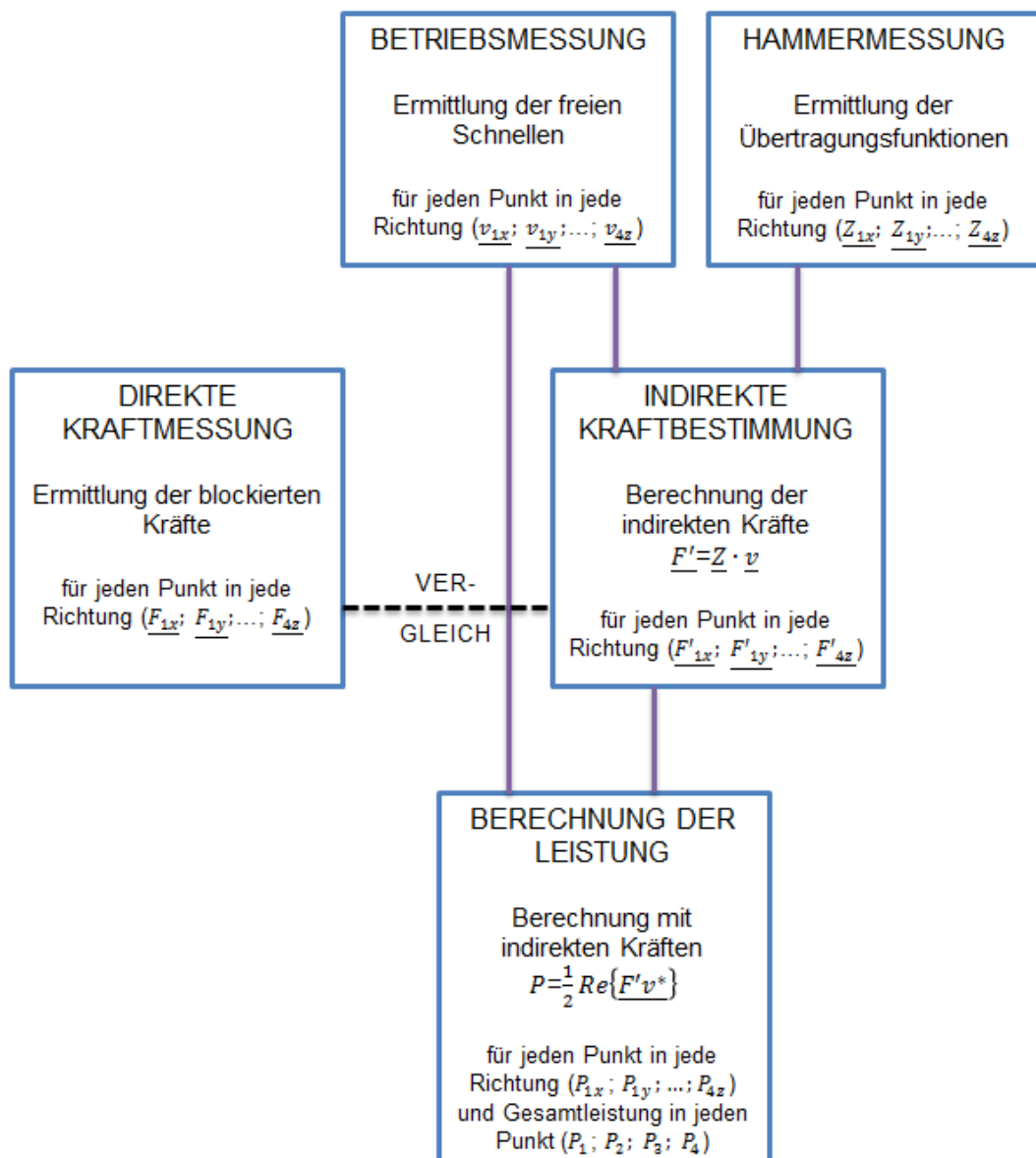


Bild 19: Vorgehensweise zur Charakterisierung des Gesamtaufbaus

5.1 Ermittlung der blockierten Kräfte

Im Gegensatz zu den einzeln betrachteten Quellen in Kapitel 4.1, muss bei diesem Versuch das gesamte Gestell fest gelagert werden, wie die Darstellung in Bild 20 verdeutlicht. Zur Anpassung der Versuchsanordnung wird der Aufbau (a) über einen Befestigungsrahmen (b) auf dem Schwingfundament (c) fixiert. Zwischen Aufbau und Rahmen befinden sich an den Ankoppelpunkten das Kraftmesselement (d) bzw. die Dummies (e) sowie die Adapterplatten (f). Die Benennung der Ankoppelpunkte erfolgt bei einem wie in Bild 20 ausgerichteten Versuchsaufbau vorn links und verläuft entgegen dem Uhrzeigersinn, sodass sich die Punkte A1 - A4 ergeben.

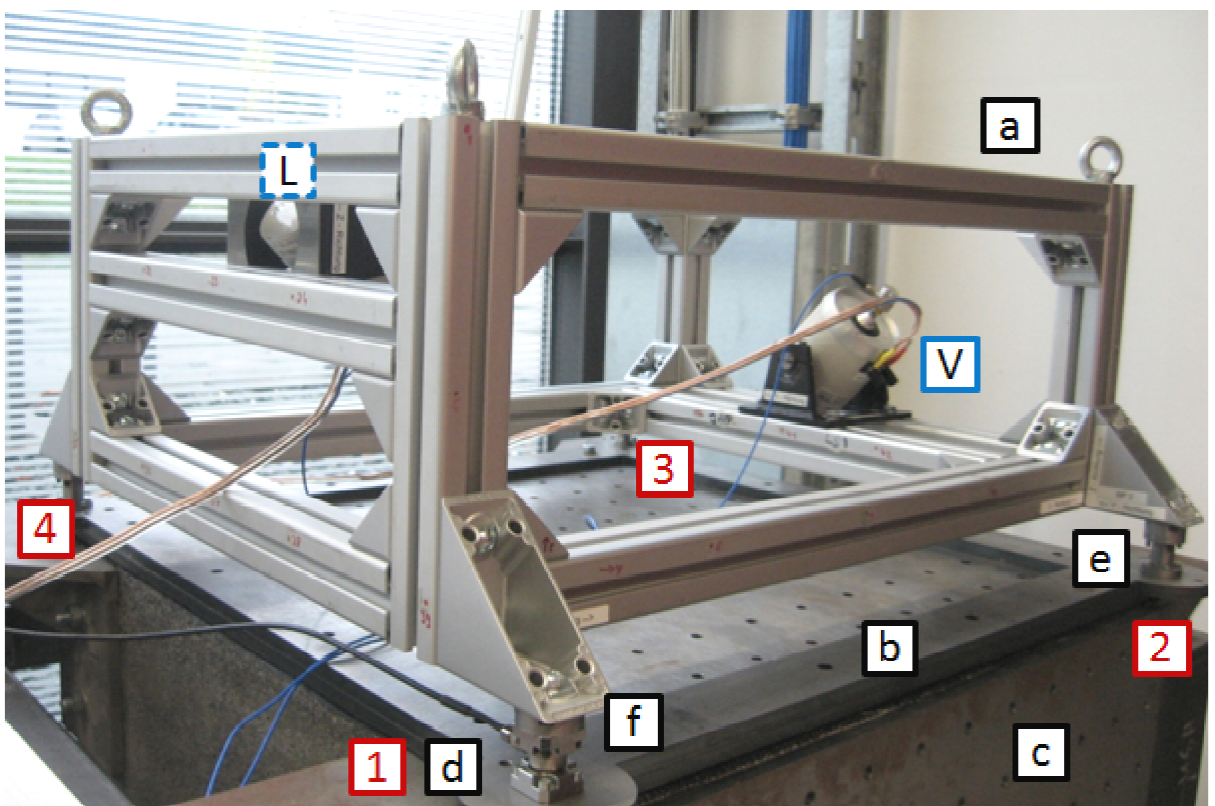


Bild 20: Versuchsaufbau zur Ermittlung der blockierten Kräfte am Aufbau

Um die Kräfte an allen Ankoppelpunkten zu erfassen, muss das Kraftmesselement mit den Dummies getauscht werden, sodass vier Messungen notwendig sind. Dabei werden beide Shaker simultan angeregt. Anders als bei der Quellencharakterisierung, werden die Kräfte nicht achsweise zusammengefasst, da die Ankoppelpunkte separat betrachtet und miteinander verglichen werden sollen. Die Messergebnisse der direkten Kraftbestimmung sind in Anlage 14 zu finden. Beispielhaft werden in Bild 21 die blockierten Kräfte am Punkt A1 gezeigt.

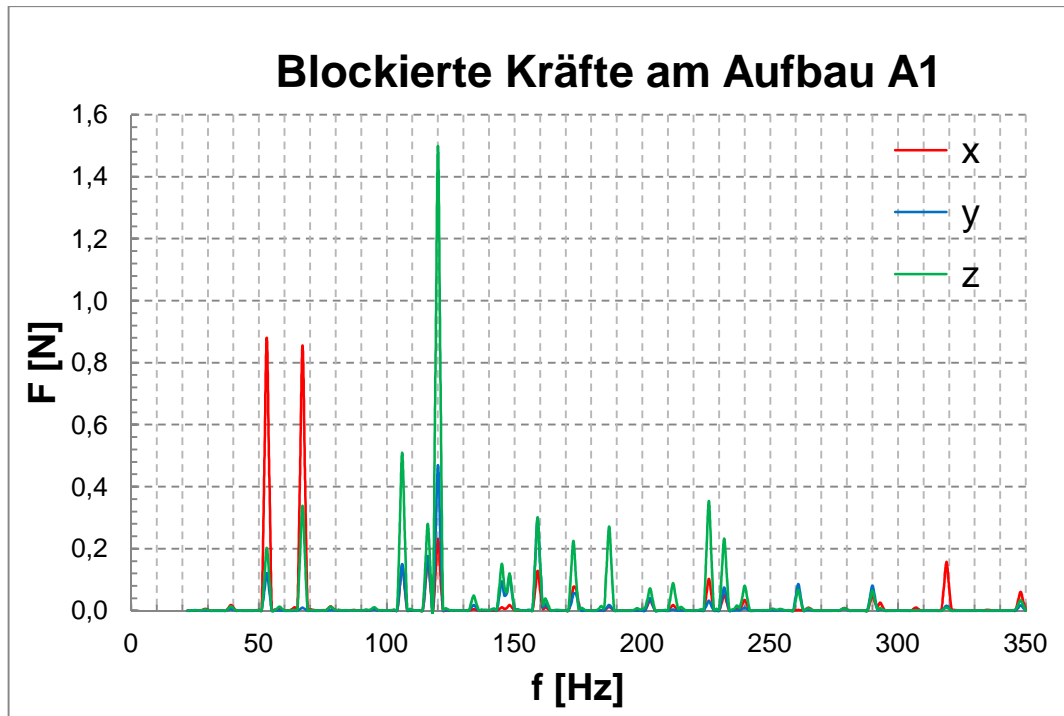


Bild 21: Blockierte Kräfte an A1 am fest gelagerten Aufbau

Dieser Punkt befindet sich in Nähe des Lüfters, sodass bei 53 und 120 Hz die größten Kräfte auftreten. Dennoch ist der Einfluss des Verdichters, beispielsweise bei 232 Hz zu erkennen. Des Weiteren lassen sich in den Punkten A2 und A3 Kraftampplituden lokalisieren, welche auf den Lüfter zurückzuführen sind. Insbesondere die 50-Hz-Terz der x- und z-Richtung ist an allen Punkten signifikant. Zudem fällt auf, dass die Kräfte in z-Richtung am größten sind, da diese Richtung sowohl vom Lüfter als auch vom Verdichter angeregt wird.

5.2 Ermittlung der freien Schnellen

Zur Bestimmung der Schwingschnellen muss der gesamte Aufbau (a), wie in Bild 22 dargestellt, frei aufgehängt und angeregt werden. Dazu dienen vier Federn (b), die nach den gleichen Kriterien, wie in Kapitel 4.2, ausgelegt werden und an den Eckpunkten des Gestells befestigt sind. An den Ankoppelpunkten befinden sich wiederum die Anschlagwürfel (c) und Beschleunigungssensoren (d). Zusätzlich sind in Lüfter- und Verdichternähe weitere Sensoren (e) angebracht, die Beschleunigungen für die Korrelationsuntersuchungen aufnehmen.

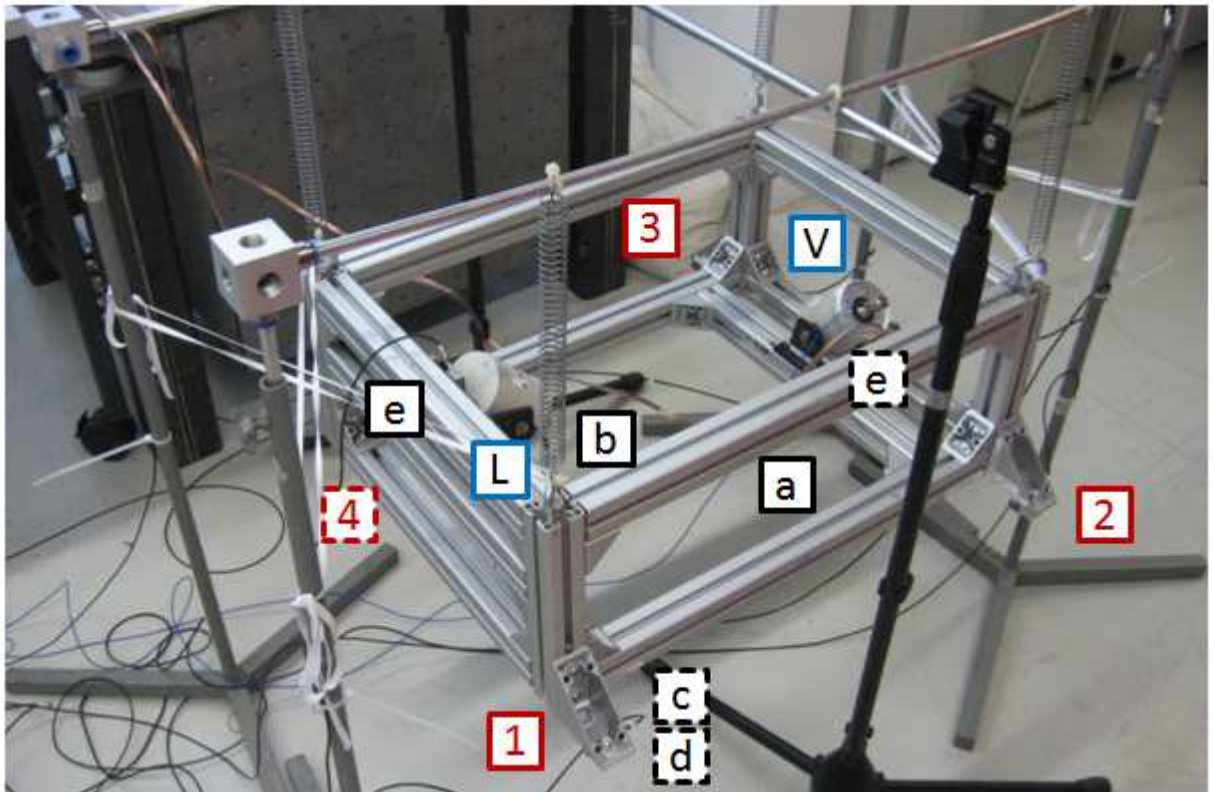


Bild 22: Versuchsaufbau zur Ermittlung der freien Schnellen am Aufbau

Für weitere Berechnungen sind stets die Schwingschnellen von Interesse, sodass die ermittelten Beschleunigungen mithilfe der PAK-Software einfach integriert werden. Vor der Betriebsmessung wird erneut eine Ruhemessung durchgeführt, um den Unterschied beider Zustände abzugleichen. Bei diesem Versuch ist ein deutlicher Größenabstand der Schnellen bei Anregung der Quellen (max. 3,0 mm/s) im Vergleich zum nicht angeregten Zustand (max. 3,0 $\mu\text{m/s}$) erkennbar. Diese Ergebnisse sowie die Schnellen an allen Ankoppelpunkten des Aufbaus sind in Anlage 15 hinterlegt.

Bei Betrachtung der einzelnen Schwingschnellen lassen sich ausgeprägte Synchronitäten zwischen den Punkten A1 und A4 sowie A2 und A3 feststellen. Diese sind in der mittigen Ausrichtung beider Quellen zwischen den jeweiligen Ankoppelpunkten begründet. Bei der Messung der blockierten Kräfte ist dieses Phänomen weniger deutlich nachvollziehbar, da die Messwerte aufgrund der festen Lagerung höhere Fehleranteile aufweisen.

Bei separater Darstellung der Schwingschnellen für jeden Punkt - wie zum Beispiel bei Punkt A1 in Bild 23 - ist festzustellen, dass in dem Bereich von 100-120 Hz die

größten Werte zu finden sind. An diesem Punkt treten, neben der doppelten Netzfrequenz des Lüfters bei 120 Hz, zudem Harmonische der Körperschallquellen auf. Diese haben ausgeprägte Amplituden in x-Richtung zur Folge, insbesondere bei 116 Hz, der vierten Ordnung des Verdichters, obwohl dieser lediglich in y- und z-Richtung angeregt wird.

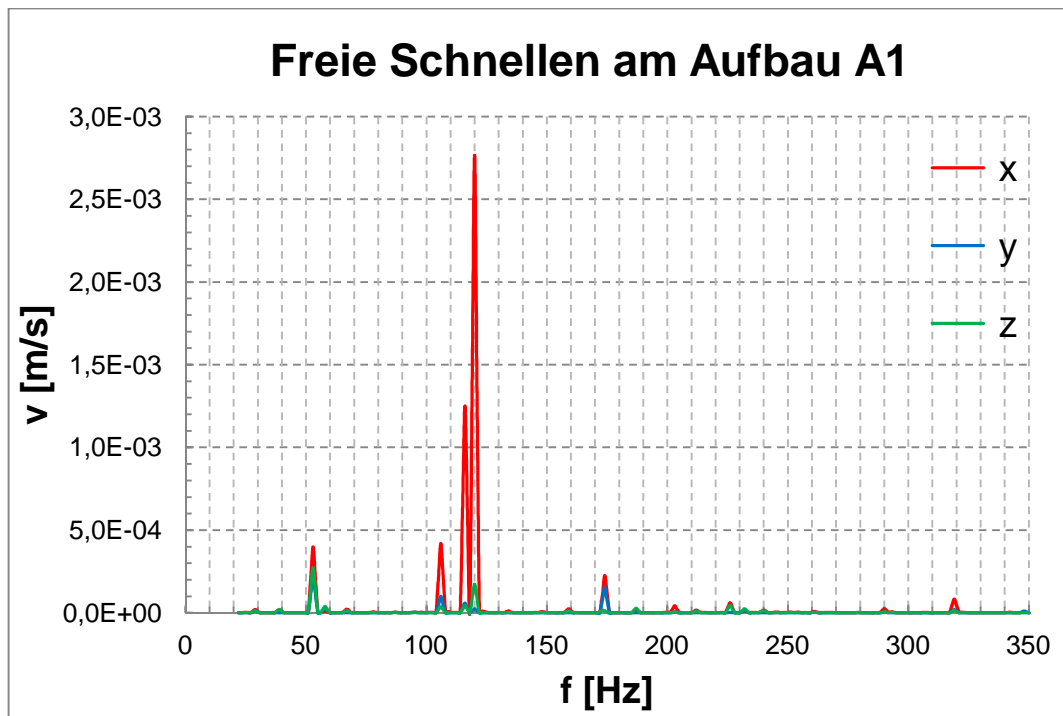


Bild 23: Schwingschnellen an A1 am frei aufgehängten Aufbau

Anders als bei der Betrachtung der Quellen können bei der Messung der freien Schnellen am Aufbau Fehlerinterpretationen - welche in den Struktureigenschaften des Gestells begründet sind - auftreten. Ein Anzeichen dafür kann die 116-Hz-Amplitude darstellen. Eigenschwingformen sind beispielsweise in der Lage das Ausmaß der Schwingschnellen an den Ankoppelpunkten zu beeinflussen. In Kapitel 6.2 kommen verschiedene Strukturanalyseverfahren zur Anwendung, welche das Schwingverhalten des gesamten Aufbaus aufzeigen.

5.3 Ermittlung der Übertragungsfunktionen

In Anlehnung an die Charakterisierung der Körperschallquellen werden die Übertragungsfunktionen aus Impulshammeranregungen und den Beschleunigungsantworten an jeden Punkt und für jede Richtung am Aufbau ermittelt. Als Hammeraufsatz wird erneut eine Kalotte aus Gummi, wie in Bild 24 zu sehen ist, eingesetzt. Zudem werden die gemessenen Beschleunigungen einfach integriert und die Übertragungs-

funktionen invertiert, damit Impedanzen zur Verfügung stehen. Alle Übertragungsfunktionen sind mit ihren zugehörigen Kohärenzen in Anlage 16 hinterlegt.

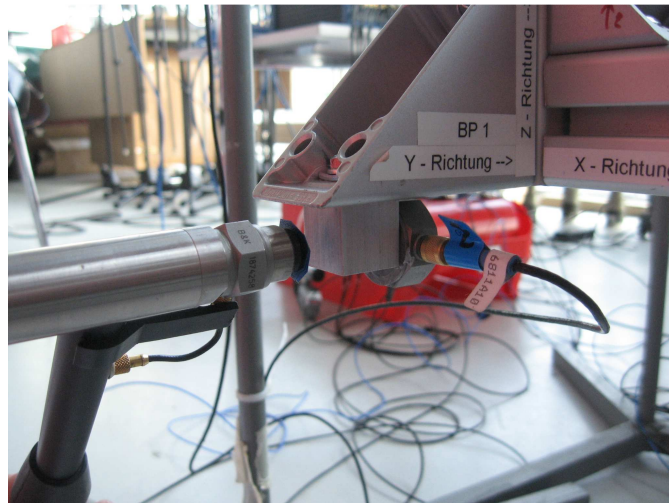


Bild 24: Hammermessung am Aufbau

Aufgrund der komplexen geometrischen Struktur des Aufbaus können zwischen Erregung und Antwort Nichtlinearitäten auftreten, welche durch Kohärenzeinbrüche signalisiert werden. An den Stellen, wo die Kohärenzen kleiner als 0,95 sind, weisen die Impedanzen sehr große Amplituden auf. Deutlich zu sehen ist dies in der linken Darstellung von Bild 25, welches die ermittelte Übertragungsfunktion in x-Richtung am Punkt A1 zeigt. Durch eine große Anzahl an Hammeranschlägen (mind. zehn Wiederholungen) können die Impedanzwerte an dieser Stelle starke Streuungen aufweisen und somit Kohärenzeinbrüche verursachen. Das Verhalten der Übertragungsfunktion zwischen den größten Amplituden ist im rechten Diagramm abgebildet, in der die Ordinate um den Faktor 50 vergrößert dargestellt ist.

Ordinate: Z in $N/(m/s)$, γ in $[-]$; Abszisse: f in Hz

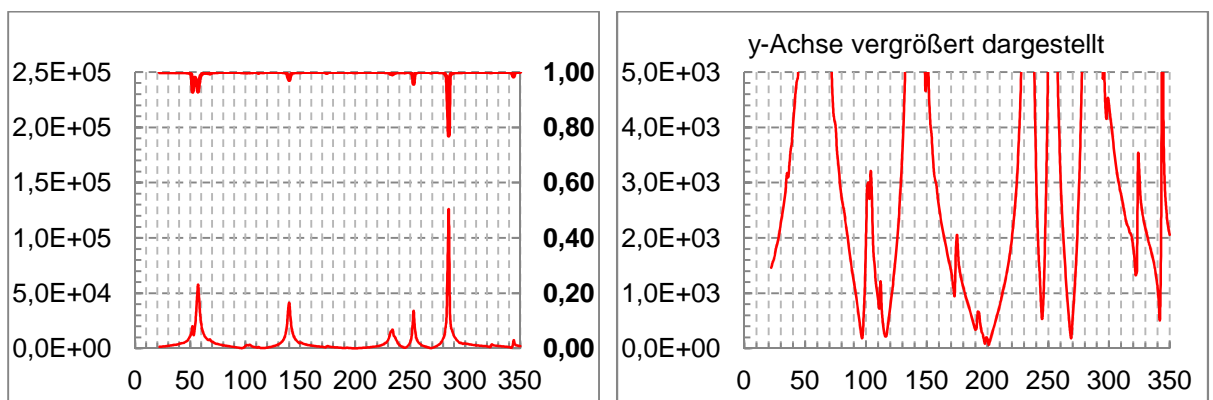


Bild 25: Übertragungsfunktion (Impedanz) an A1 des frei aufgehängten Aufbaus

Die Stellen, an denen Kohärenzeinbrüche auftreten, charakterisieren Fehlerquellen bei der indirekten Kraftermittlung. Insbesondere kann sich dies für signifikante Frequenzstellen, wie beispielsweise in Bild 25 bei 53 Hz in x-Richtung (Anregungsfrequenz Lüfter) zu sehen ist, negativ auswirken.

5.4 Indirekte Kraftbestimmung

Im Gegensatz zur indirekten Kraftbestimmung an den Quellen, werden die Kräfte am Aufbau unter Anwendung der Impedanzmatrix berechnet. Diesbezüglich wird das Übersprechverhalten vernachlässigt. Es erfolgt lediglich eine Berechnung mit der Hauptdiagonalen der Matrix, welche in Anlage 1 rot markiert ist. Die Ergebnisse der Kraftberechnung sind in Anlage 17 hinterlegt.

Analog zur Ermittlung der freien Schnellen sind ausgeprägte Synchronitäten zwischen den Punkten festzustellen, welche jeweils den gleichen Abstand zu einer Quelle aufzeigen. Nichtsdestotrotz sind die indirekt bestimmten Kräfte nicht ausschließlich Vielfache der freien Schnellen, da zudem die Übertragungsfunktionen den Kräfteverlauf beeinflussen. Aufgrund dessen verursachen beispielsweise große Impedanzen im Bereich von 53 Hz in x-Richtung ausgeprägte Kraftamplituden an diesen Stellen. Die Amplituden sind an jedem der vier Ankoppelpunkte erkennbar, so auch an A1, wie Bild 26 zeigt.

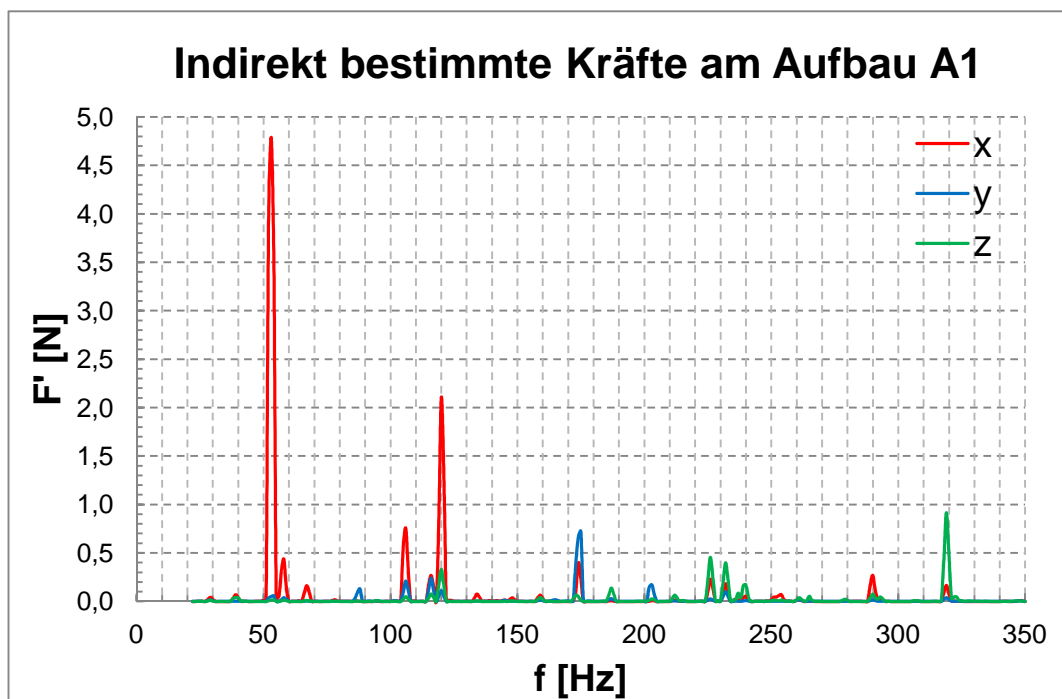


Bild 26: Indirekt bestimmte Kräfte an A1 am Aufbau

5.5 Vergleich beider Kraftermittlungsmethoden

Im Rahmen des Vergleiches der Kraftermittlungsmethoden werden die Ergebnisse beider Kraftbestimmungsmethoden erneut gegenübergestellt. Am Aufbau werden keine Kräfte zusammengefasst, sodass diese an jedem Punkt und für jede Richtung separat betrachtet werden. Jegliche Vergleiche sind in Anlage 18 einzusehen. Als Indikator für deren Genauigkeit wird wiederum der Terzkräftequotient Q_F an den angeregten Frequenzbändern ermittelt. An den meisten Stellen ist Q_F kleiner als 1, das heißt die indirekt bestimmten Kräfte nehmen dort die größeren Werte an. Veranschaulicht wird dies in Bild 27 am Beispiel der Kräfte an Punkt A1 in y-Richtung.

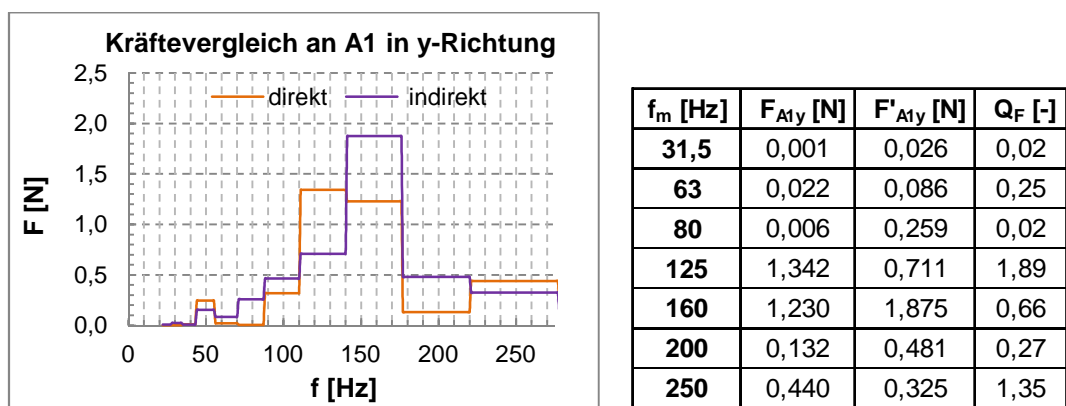


Bild 27: Vergleich beider Kraftermittlungsmethoden an A1 in y-Richtung

An einigen Stellen weichen die Kraftamplituden erheblich - bis zu dem Faktor 100 - voneinander ab. Neben den Fehlerarten, die in Kapitel 4.5 angesprochen werden, müssen bei den Messungen am Aufbau besondere Gegebenheiten mit berücksichtigt werden. Beispielsweise beeinflussen Eigenschwingformen des Gestells die gemessenen Beschleunigungen an den Ankoppelpunkten, wie bereits im vorherigen Kapitel angedeutet und im folgenden Punkt detaillierter untersucht wird. Die exakten Werte sind somit nur mit einem geringen Genauigkeitsgrad feststellbar. Dennoch lassen sich bei Betrachtung beider Kraftbestimmungsmethoden Tendenzen ableiten.

5.6 Ermittlung der Leistungen am Aufbau

Zur Ermittlung der Leistungen an den vier Ankoppelpunkten werden die indirekt bestimmten Kräfte wiederum mit den freien Schnellen nach Gleichung 14 multipliziert. Zunächst werden diese für jeden Punkt in jede Richtung separat berechnet, bevor diese punktweise aufsummiert werden. Die dadurch ermittelten Gesamtleistungen an

den jeweiligen Ankoppelpunkten können anschließend miteinander verglichen werden. Alle Diagramme und Tabellen zu den Leistungen sind in Anlage 19 zu finden.

Die Unterschiede zwischen den Gesamtleistungen und den Leistungen in x-Richtung fallen sehr gering aus. Das bedeutet, dass die Leistungen der beiden anderen Richtungen die Gesamtleistungen an den Ankoppelpunkten nur unwesentlich beeinflussen. Die höchsten Amplituden sind an den angeregten Frequenzen des Lüfters, bei 53, 106 und 120 Hz, wie in Bild 28 am Beispiel des Punktes A1 dargestellt, zu erkennen. Zudem befinden sich bei 116 und 176 Hz signifikante Leistungsamplituden. Dabei handelt es sich um die vierte und sechste Ordnung der Grundanregungsfrequenz des Verdichters, welcher jedoch nicht in x-Richtung angeregt wird. Dies zeigt den erheblichen Einfluss des Aluminiumgestells, welcher die von den Quellen verursachten Schwingungen in Wirkung und Richtung verändern kann.

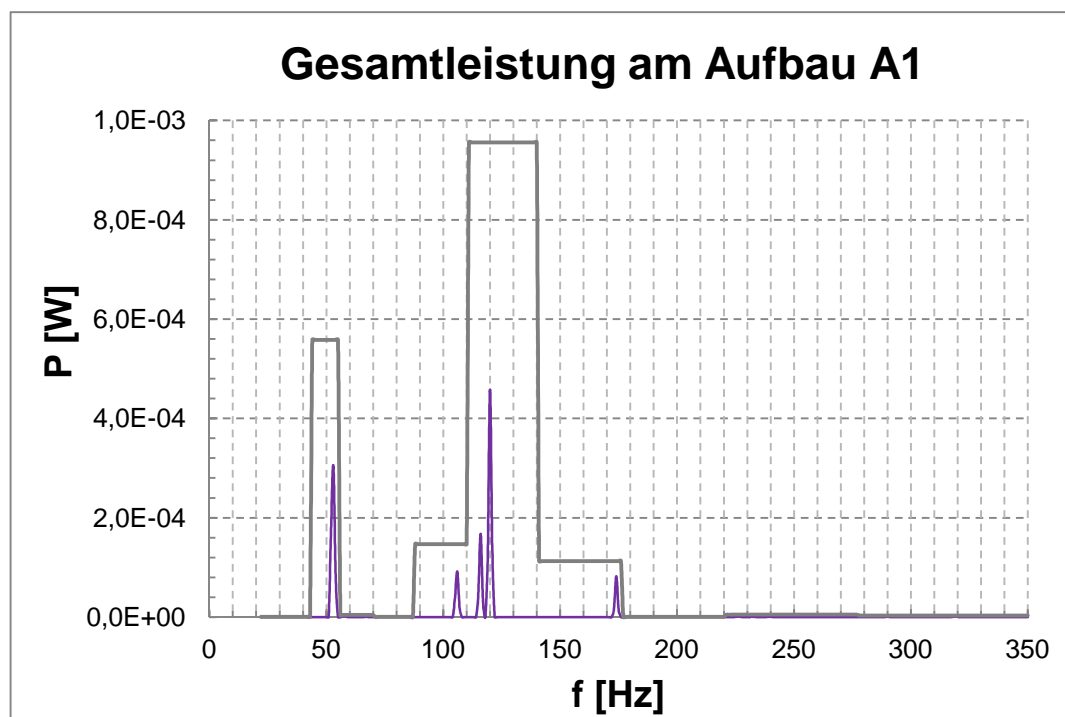


Bild 28: Gesamtleistung an A1 am Aufbau

Mit der Körperschalleistung werden die Frequenzstellen, an denen die höchsten Festkörperschwingungen übertragen werden, besonders gekennzeichnet. Durch die Multiplikation von Kräften und Schwingschnellen lässt sich eine Aussage treffen, in welchen Bereichen vibroakustische Störungen bevorzugt auftreten. Folglich weist die 120-Hz-Terz bei den gemessenen Schnellen und den ermittelten Kräften stets große Amplituden auf, aus denen signifikante Leistungsamplituden resultieren.

Analog zu der Pegelsummenbildung beider Quellen, wird für jeden Ankoppelpunkt ebenfalls ein solch aussagekräftiger Wert nach Gleichung 15 ermittelt. Dieser kennzeichnet die Körperschalleistungen, welche in eine theoretisch angenommene Struktur - bei dem Beispiel der Klimaanlage in den Bus- oder Bahnkörper - übertragen werden. Tabelle 8 zeigt die Werte an diesen vier Punkten, anhand denen beurteilt werden kann, welche Frequenzstellen hinsichtlich der Schwingungsübertragung als kritisch eingestuft werden und somit Dämpfungsmaßnahmen erfordern.

Tabelle 8: Pegelsummen der Leistungen an den Ankoppelpunkten

A1	A2	A3	A4
92,5 dB	95,3 dB	94,3 dB	96,3 dB

Während sich die Punkte A2 und A3 in Verdichternähe nur um ein Dezibel unterscheiden, liegen die Pegelsummen der lüfternahen Punkte A1 und A4 fast vier Dezibel auseinander. Dies ist vor allem auf die ausgeprägte Leistungsamplitude an A1 bei 53 Hz zurückzuführen. Ob es sich dabei um einen Messfehler oder um eine Folge der Struktureigenschaft des Gestells handelt, kann nicht ermittelt werden.

Insgesamt ist jedoch festzustellen, dass die Leistungen an den Ankoppelpunkten deutlich größer sind, als die an den Quellen. Der durch die Quellenanregung entstandene Körperschall wird von Lüfter und Verdichter auf die Aluminiumprofile übertragen. Die Profile leiten den Festkörperschall zu den Ankoppelpunkten weiter, wobei dieser offensichtlich verstärkt wird. In wie weit diese Verstärkung von der Art und Konstruktion des Gestells abhängt, wird ein inhaltlicher Schwerpunkt des folgenden Abschnitts sein.

6 Korrelationsuntersuchungen

In diesem Kapitel sollen verschiedene Ansätze erörtert werden, welche zu Vereinfachungen hinsichtlich des Aufwandes bei der Charakterisierung eines Aggregates dienen. Im Mittelpunkt steht dabei die Suche nach mathematisch folgerichtigen Zusammenhängen zwischen den Schwingkenngrößen der Quellen und des Gesamtsystems am Beispiel des untersuchten Modells. Dazu sind weitere Analysemethoden, die im Folgenden näher beschrieben werden, notwendig.

6.1 Ausgangslage

Alle bisherigen Messungen und Rechnungen dienten zur möglichst genauen Beschreibung der Quellen und des gesamten Aufbaus. Basierend auf diesen Untersuchungen sollen Ansätze gefunden werden, in wie weit sich bei ausschließlicher Betrachtung des Gesamtsystems auf die Komponenteneigenschaften schließen lässt. In der Realität sind Kräfte, Schnellen und Leistungen - insbesondere die der Quellen - nicht in einem ausreichenden Umfang bekannt, da deren Bestimmung zeit- und kostenintensive Vorgänge darstellen.

6.1.1 Leitgedanken

Mit Lüfter und Verdichter befinden sich auf dem Gestell zwei verschiedene Quellen, deren Schwingungsanteile sich an jedem der Ankoppelpunkte wiederfinden. Bedingt durch die Struktureigenschaften der Aluminiumprofile werden diese jedoch in ihrer Wirkung verändert.

Neben den Beschleunigungssensoren an den vier Ankoppelpunkten, werden bei der Betriebsmessung am aufgehängten Aufbau zusätzlich Schwingbeschleunigungen in Quellennähe erfasst. Zwei triaxiale Sensoren befinden sich dazu auf dem Aluminiumgestell direkt neben Lüfter und Verdichter, wie Bild 29 veranschaulicht. Diese Vorgehensweise ist durchaus in der Praxis realisierbar. In den meisten Fällen lassen sich die Aufnehmer - ohne Demontearbeiten am System vorzunehmen - an den entsprechenden Positionen anbringen.

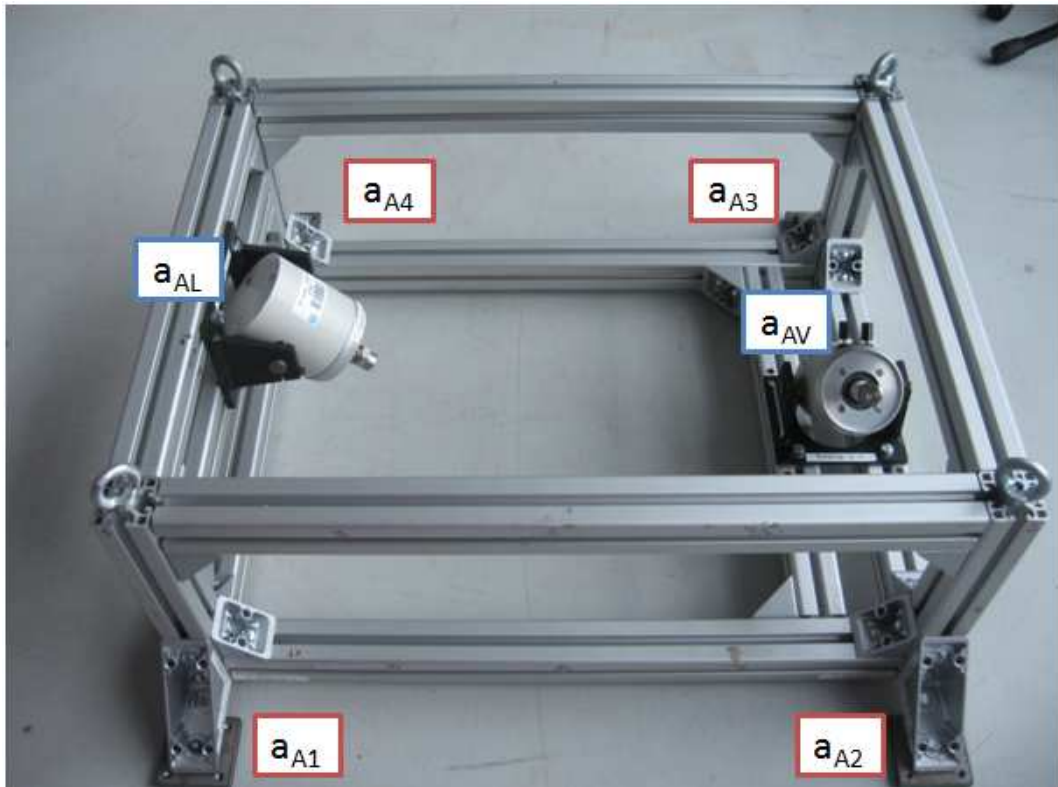


Bild 29: Übersicht der Beschleunigungen für die Korrelationsuntersuchungen

Jegliche Korrelationsuntersuchungen sollen auf Basis direkt gemessener Beschleunigungen erfolgen. Diese Größen werden nicht durch mathematische Operationen verändert, sodass entsprechende Fehler vermieden werden. Es wird erwartet, dass sich die Beschleunigungen a_{A1} bis a_{A4} , in Abhängigkeit von Lüfter- und Verdichterbabstand, aus deren Beschleunigungsamplituden a_{AL} und a_{AV} zusammensetzen. Diesbezüglich ist insbesondere die Güte der quellennahen Beschleunigungswerte von entscheidender Bedeutung.

6.1.2 Beschleunigungen am frei aufgehängten Aufbau

Die Erkenntnisse aus den Beschleunigungen der Ankoppelpunkten decken sich mit denen der freien Schnellen aus Kapitel 5.2, da es sich um die gleiche Messung handelt und lediglich auf die einfache Integration der Messwerte verzichtet wird. An allen vier Punkten sind die Anteile beider Schwingungsquellen in unterschiedlicher Ausprägung erkennbar. In x-Richtung sind wiederum die größten Beschleunigungen - insbesondere im Bereich der 125-Hz-Terz - festzustellen.

Entgegen den Erwartungen ähneln sich die Werte beider quellennahen Beschleunigungssensoren sehr stark. Bei Betrachtung der Diagramme für den Lüfter sind

ausgeprägte Beschleunigungsanteile vom Verdichter zu sehen und umgekehrt. So sind beispielsweise die Amplituden bei 106, 116 und 120 Hz an beiden Stellen messbar, obwohl diese Frequenzen jeweils nur durch eine Komponente angeregt werden. In Bild 30 sind die gemessenen Beschleunigungen der quellennahen Sensoren für die z-Achse dargestellt. Im Allgemeinen lässt sich dabei nicht zuordnen, um welchen Aufnehmer es sich handelt. Die gegenseitige Beeinflussung der Messergebnisse wird in Kapitel 6.3.1 näher betrachtet. Die Datenaufbereitung zu den Beschleunigungen am frei aufgehängten Aufbau sind in Anlage 20 hinterlegt.

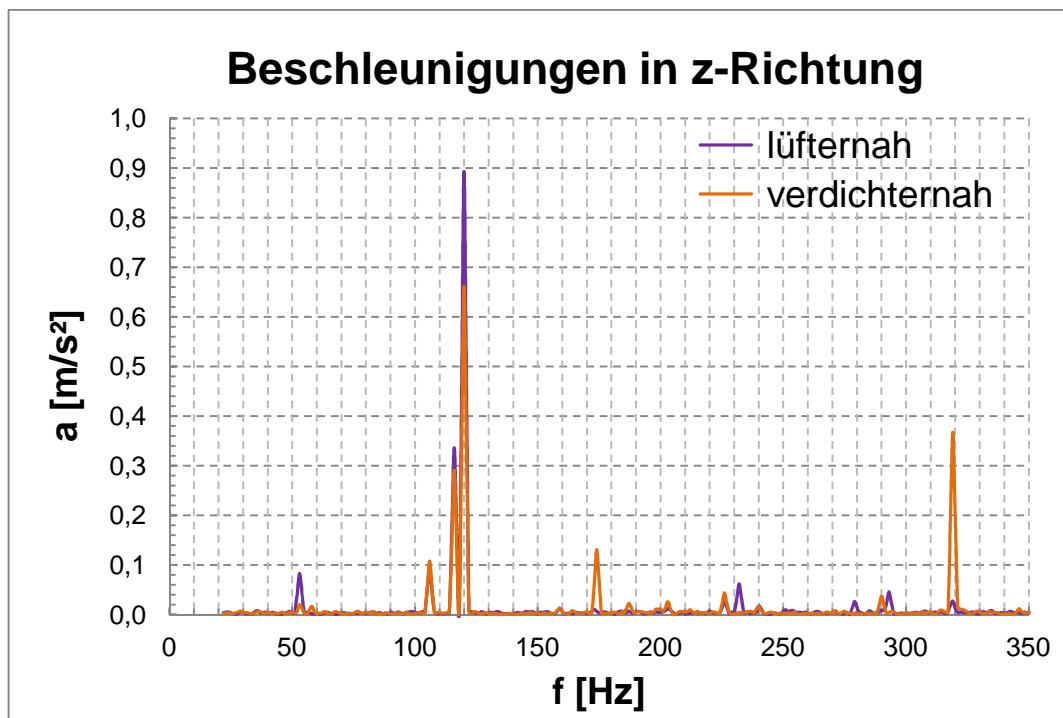


Bild 30: Beschleunigungen am frei aufgehängten Aufbau in Quellennähe

6.1.3 Anforderungen an die Verfahren

Bei der Suche nach Korrelationsverfahren werden zunächst bekannte TPA und Auswertemethoden in Betracht gezogen. Um die gewünschten Vereinfachungen im Messablauf zu erhalten, sollen bei der Auswahl geeigneter Verfahren verschiedene Randbedingungen berücksichtigt werden. Folglich stellt die Erfassung von Schwingungsgrößen am technisch unveränderten Aggregat während des Betriebes die zentrale Aufgabenstellung dar. Nichtsdestotrotz müssen jegliche Vereinfachungen mathematisch fundiert und logisch nachvollziehbar sein. Alle Anforderungen und deren Zielstellungen sind in Tabelle 9 dargestellt.

Tabelle 9: Anforderungen und Zielstellungen an die Korrelationsmethoden

Anforderungen	Zielstellungen
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Untersuchung am Gesamtsystem ohne Demontage einzelner Komponenten bei laufendem Betrieb ▪ mathematische Validierung ▪ hohe Qualität und Eindeutigkeit der Analyseergebnisse ▪ technische Realisierung möglich 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Vereinfachung der Messungen ▪ Nachvollziehbarkeit des Messablaufs ▪ Zeitersparnis ▪ Kostenersparnis

6.2 Strukturanalysen

Bei der Auswertung der aufgenommenen Schwingkenngrößen am Aufbau wurde festgestellt, dass signifikante Kraft- und Schnelleamplituden an anderen Frequenzstellen auftreten, als an den ursprünglich, durch die Quellen angeregten Frequenzen. Ursache dafür ist ein erheblicher Einfluss des aus Aluminiumprofilen zusammengesetzten Gestells, welches den Körperschall von den Quellen zu den Ankoppelpunkten weiterleitet. Dieser Einfluss ist zudem für den hohen Übereinstimmungsgrad der Beschleunigungswerte an den quellennahen Sensoren verantwortlich. Zur näheren Beschreibung dieser Phänomene sind verschiedene Strukturanalysen, welche das Schwingverhalten des Gestells beschreiben, erforderlich, damit weiterführende Korrelationsuntersuchungen zielgerichtet interpretiert werden.

6.2.1 Experimentelle Modalanalyse

Zur Lösung von Schwingungsproblemen ist insbesondere die Kenntnis über die Eigenfrequenzen des betrachteten Systems von entscheidender Bedeutung. Mithilfe einer Experimentellen Modalanalyse (EMA) können diese Struktureigenschaften durch Abbildung von Übertragungsfunktionen auf ein mathematisches Modell ermittelt werden. /1/, S.268-269

Die Ermittlung der Eigenfrequenzen ist unabhängig vom Anregungszustand des Systems, jedoch beeinflusst die Art der Lagerung die Ergebnisse. In diesen Versu-

chen wird die EMA sowohl am frei aufgehängten, als auch am starr gekoppelten Aufbau durchgeführt, da in diesen Zuständen die Charakterisierung des Modells erfolgte. Um die Übertragungsfunktionen der festen Lagerung zu erhalten wird eine Hammermessung am blockierten Aufbau in Lüfter- und Verdichternähe durchgeführt. Als Werte für die freie Lagerung wird die Hammermessung an Punkt A1 des aufgehängten Aufbaus (vgl. Kapitel 5.3) zu Grunde gelegt. Zur genauen Quantifizierung der Übertragungseigenschaften wird folglich eine Vielzahl von Randbedingungen berücksichtigt.

Mithilfe eines einfachen Drahtmodells, welches in Bild 31 dargestellt ist, und den ermittelten Übertragungsfunktionen errechnet die Software ME'scope alle modalen Parameter, zu denen auch die Eigenfrequenzen gehören.

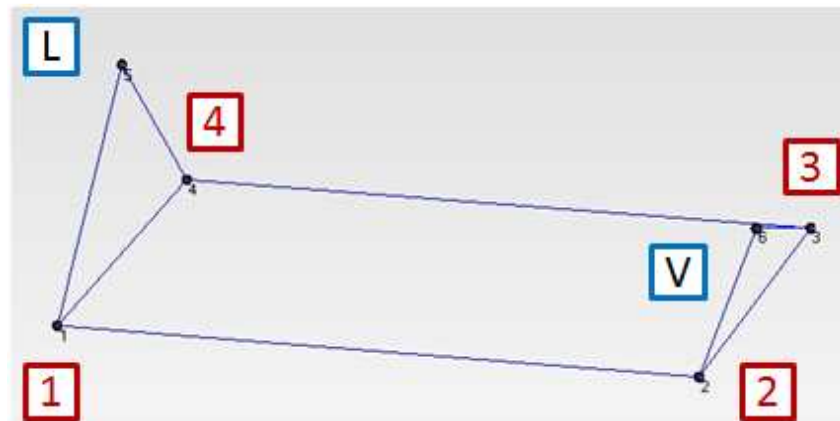


Bild 31: Drahtmodell in ME'scope

Diese werden durch Amplituden in einem Diagramm aller überlagerten Übertragungsfunktionen gekennzeichnet. Diesbezüglich ist auf Anlage 21 zu verweisen. ME'scope ermöglicht zudem die Eigenformen bestimmter Frequenzstellen durch Videosequenzen darzustellen (CD: Strukturanalysen\EMA). Die Erkenntnisse aus der EMA sind in Tabelle 10 übersichtlich zusammengefasst. /3/, S.369

Tabelle 10: Eigenfrequenzen des Aufbaus im Bereich von 0 bis 250 Hz

Lagerungsart	Anschlagpunkt und -richtung	signifikante Eigenfrequenzen
frei aufgehängt	an A1 - z	53 Hz - 96 Hz - 244 Hz
starr gekoppelt	in Lüfternähe - x	65 Hz - 163 Hz - 175 Hz - 242 Hz
	in Verdichternähe - z	139 Hz - 175 Hz

Bei Auswertung der EMA ist eine Vielzahl verschiedener Eigenschwingformen des Gestells zu erkennen. Diese unterscheiden sich in Abhängigkeit der jeweiligen Lagerungsart und liegen zum Teil an Frequenzstellen, welche bereits durch Lüfter und Verdichter angeregt werden. Somit können signifikante Kraft- und Beschleunigungsamplituden am Aufbau - neben der Anregung durch die Shaker - durch das Übertragungsverhalten der Aluminiumprofile verursacht werden. Insbesondere bei 53 und 175 Hz kann nicht eindeutig zugeordnet werden, in welcher Ursache die Amplituden begründet sind. Sowohl die direkt gemessenen als auch die indirekt bestimmten Schwingkenngrößen weisen Einflüsse der verhältnismäßig weichen Aluminiumprofile des Gestells auf, welche bei Korrelationsuntersuchungen mit berücksichtigt werden müssen.

Eigenschwingformen können an einer Stelle im System oder am gesamten Aggregat prägnant sein. Bei Auswertung der Videosequenzen einzelner Frequenzstellen ist daher eine Einteilung in lokale und globale Moden sinnvoll. Bei 53 Hz ist beispielsweise eine globale Eigenfrequenz erkennbar, da alle vier Ankoppelpunkte Schwingungen im nicht angeregten Zustand ausführen. Verursacht lediglich ein Punkt solche Schwingungen, wie bei 139 Hz in Verdichternähe zu sehen, handelt es sich um eine lokale Eigenfrequenz.

6.2.2 Betriebsschwingformanalyse

Die Bestimmung der Schwingformen eines Aggregates im tatsächlichen Betriebszustand wird als Betriebsschwingformanalyse (BSA) bezeichnet. Aufgrund der Anregung durch die Schwingungsquellen führt das Gestell erzwungene Schwingungen aus, welche durch maschinenakustische Kenngrößen erfasst werden. Die anregenden Kräfte sind hierbei unbekannt, sodass lediglich eine Analyse auf Grundlage der Schwingbeschleunigungen an den Ankoppelpunkten und in Quellennähe erfolgt. Folglich werden die Übertragungsfunktionen aus Beschleunigungen verschiedener Punkte ermittelt, wobei die Phaseninformationen der Betriebsschwingformen aus Auto- und Kreuzleistungsspektren gewonnen werden. /1/, S.286-288

Die BSA wird anhand zwei verschiedener Lagerungsbedingungen durchgeführt. Neben der freien Aufhängung an Federn, wird im zweiten Fall der gesamte Aufbau elastisch auf Gummipuffern gelagert. Diese Lagerungsart kommt in der Praxis zur

Minimierung der Körperschalleinleitung in weiterführende Strukturen zur Anwendung. Eines der verwendeten Gummilager ist in Bild 32 abgebildet.



Bild 32: Gummilager an einem der Ankoppelpunkte

Mithilfe ME'scope werden wiederum alle Schwingformen analysiert und ausgewählte Frequenzstellen, unter Verwendung des gleichen Drahtmodells wie bei der EMA, animiert (CD: Strukturanalysen\BSA). Zur verbesserten Darstellung sind in Anlage 22 die APS aller Beschleunigungssignale zu finden, deren Amplituden als signifikante Betriebsfrequenzen definiert sind. Diese unterscheiden sich, in Abhängigkeit der gewählten Lagerbedingung, nur geringfügig. Eine Zusammenstellung der Ergebnisse, ist in Tabelle 11 zu sehen.

Tabelle 11: Betriebsfrequenzen des Aufbaus im Bereich von 0 bis 250 Hz

Lagerungsart	signifikante Betriebsfrequenzen
frei aufgehängt	53 Hz - 106 Hz - 116 Hz - 120 Hz 173 Hz - 202 Hz - 224 Hz - 231 Hz
Gummilager	52 Hz - 105 Hz - 115 Hz - 120 Hz 173 Hz - 186 Hz - 225 Hz - 231 Hz

Bei Betrachtung der Werte in Tabelle 11 lässt sich konstatieren, dass es sich vorwiegend um die Frequenzstellen handelt, welche durch Lüfter und Verdichter angeregt werden. Demnach müsste diese BSA in erster Linie das Verhalten des Gestells in Folge der Quellenanregung beschreiben. Ein Einbeziehen der Videoanimationen zeigt jedoch, dass an diesen Stellen mehrheitlich globale Schwingformen vorliegen. Dabei führt das gesamte Gestell in alle Richtungen Schwingungen aus und nicht ausschließlich in Umgebung und Richtung der angeregten Quelle.

Dieses Phänomen ist insbesondere bei 120 Hz zu erkennen. Obwohl lediglich der Lüfter angeregt wird, erfassen alle sechs Beschleunigungsaufnehmern Schwingungen in ähnlicher Größenordnung. Das Verhalten des Gestells dominiert an dieser Stelle das Gesamttaggregat und nicht der Lüfter.

Mithilfe der BSA kann gezeigt werden, dass eine Charakterisierung der Schwingformen nicht nur von den erfassten Kenngrößen abhängt, sondern zudem durch das Übertragungsmedium entscheidend beeinflusst wird. Neben Lüfter und Verdichter sollte das Aluminiumgestell als gleichwertige Komponente des Modells angesehen werden.

6.3 Lösungsansätze

Unter Berücksichtigung der Anforderungen aus Kapitel 6.1 sollen, auf Grundlage verschiedener Messungen, geeignete Zusammenhänge zwischen den Schwingkenngrößen an den Quellen und den Lagerstellen des Aufbaus gefunden werden. Dies beinhaltet sowohl Ansätze in Frage kommender Methoden, als auch Aussagen zu Verfahren, welche für diese Untersuchungen ungeeignet sind. Neben verschiedenen Kohärenzbetrachtungen, sollen zudem Methoden modellbasierter TPA näher untersucht werden.

6.3.1 Gewöhnliche Kohärenzbetrachtungen

Werden Beschleunigungen eines beliebigen Ankoppelpunktes am Gestell betrachtet, so setzt sich dieses Spektrum aus Signalanteilen von Lüfter und Verdichter zusammen. Folglich ist es möglich Kohärenzen γ^2 zu ermitteln, welche den Grad der linearen Abhängigkeit zwischen zwei Signalen aufzeigen. Am Beispiel eines Ankoppelpunktes und einer Koordinatenrichtung sollen diese Zusammenhänge, wie in Bild 33 schematisch darstellt, näher untersucht werden.

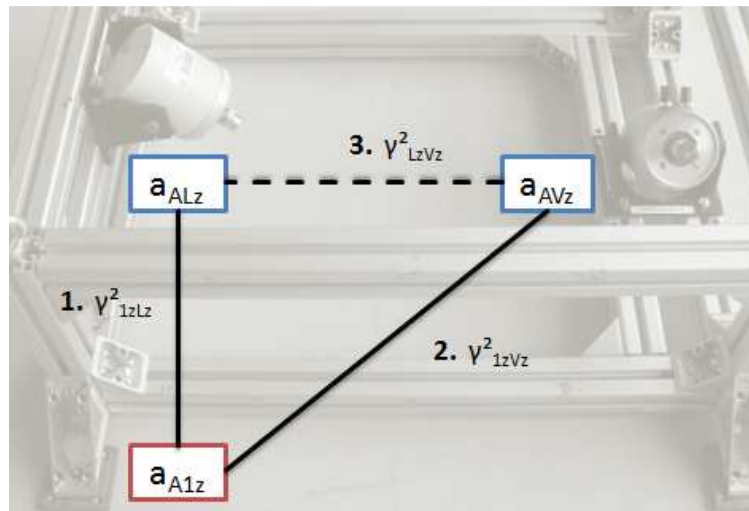


Bild 33: Schema zur Bestimmung der Kohärenzen an A1

Bei Ermittlung der Kohärenz γ_{1zLz}^2 sind bei 53, 106 und 120 Hz sehr große Werte festzustellen. Dies bedeutet, dass die durch den Lüfter verursachten Anregungen zum Ankoppelpunkt hin übertragen werden. In Bild 34 ist zudem zu erkennen, dass an zahlreichen anderen Frequenzen hohe Kohärenzwerte vorhanden sind. Diese befinden sich vorwiegend an Stellen, welche durch die andere Körperschallquelle angeregt werden. Insbesondere weisen die Kohärenzen bei 116 und 232 Hz (vierte und achte Ordnung des Verdichters) hohe Werte auf. Dieses Phänomen lässt sich ebenso bei Betrachtung der Ergebnisse von γ_{1zVz}^2 feststellen. Alle Darstellungen der gewöhnlichen Kohärenzbetrachtungen sind in Anlage 23 dokumentiert.

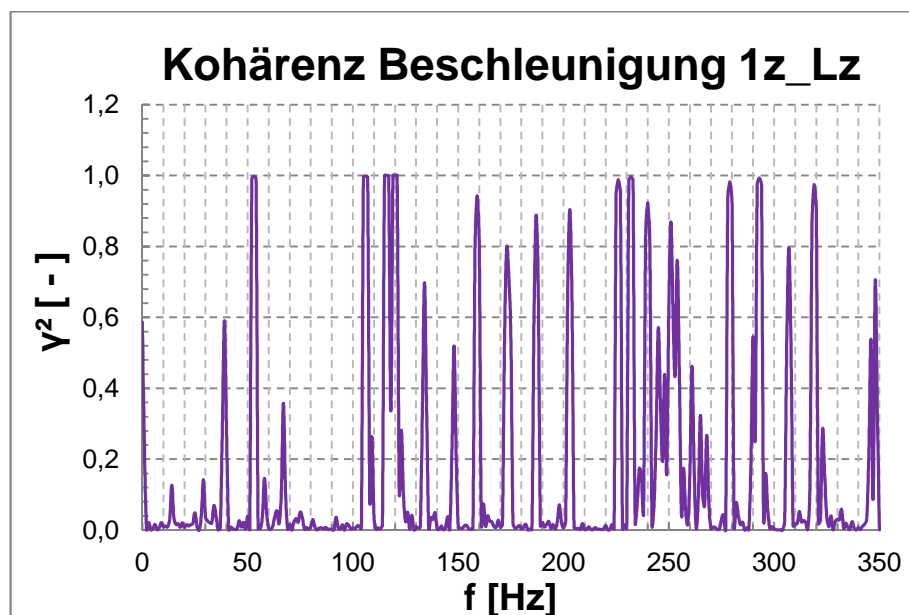


Bild 34: Kohärenz der Beschleunigungen zwischen A1 und Lüfter frei aufgehängt

Zwischen beiden Diagrammen besteht eine hohe Ähnlichkeit. Dies lässt eine Abhängigkeit zwischen den Beschleunigungen beider Quellsignale untereinander schlussfolgern. Zur Überprüfung dieses Aspektes, wird die Kohärenz γ_{LzVz}^2 der Beschleunigungen zwischen Lüfter und Verdichter in z-Richtung ermittelt. Wie vermutet sind die Signale der quellennahen Beschleunigungsaufnehmer an einer Vielzahl von Stellen kohärent zueinander. Bei ausschließlicher Betrachtung der Werte an den Ankoppelpunkten kann somit keine Signalzuordnung hinsichtlich der Quellen vorgenommen werden. Beide Sensoren sind über das Gestell direkt, ohne Entkoppelung, miteinander verbunden. Zudem erfassen die an den Aluminiumprofilen befindlichen Sensoren alle Eigenfrequenzen des Gestells.

Mithilfe der gewöhnlichen Kohärenzfunktion ist eine eindeutige Signalzuordnung zu den Körperschallquellen nicht zielführend. Obgleich die Methode bei der Lösung verschiedener Schwingungsprobleme Anwendung findet, ist diese auf unabhängige, nichtkohärente Quellen beschränkt. Bei mechanischen Systemen, wie dem Modell der Klimaanlage, treffen diese Bedingungen im Allgemeinen zu, wenn die Teilsysteme entkoppelt voneinander sind. /13/, S.221

6.3.2 Erweiterte Kohärenzbetrachtungen

Eine direkte Erweiterung der gewöhnlichen Kohärenzbetrachtung stellt die multiple Kohärenzfunktion dar. Diese geht von einem Multiple-Input / Single-Output-System (MISO) aus, welches in Bild 35 zu sehen ist. Das Ausgangssignal $y(t)$ besteht aus einer Menge q verschiedener Eingangssignale $x_i(t)$, wobei diese miteinander beliebig korrelieren dürfen. Zudem wird ein Störsignal $n(t)$ mit berücksichtigt, welches unabhängig von den Eingangssignalen ist. Bei Betrachtungen an dem Modell der Klimaanlage wird $n(t)$ jedoch vernachlässigt. /14/, S.211

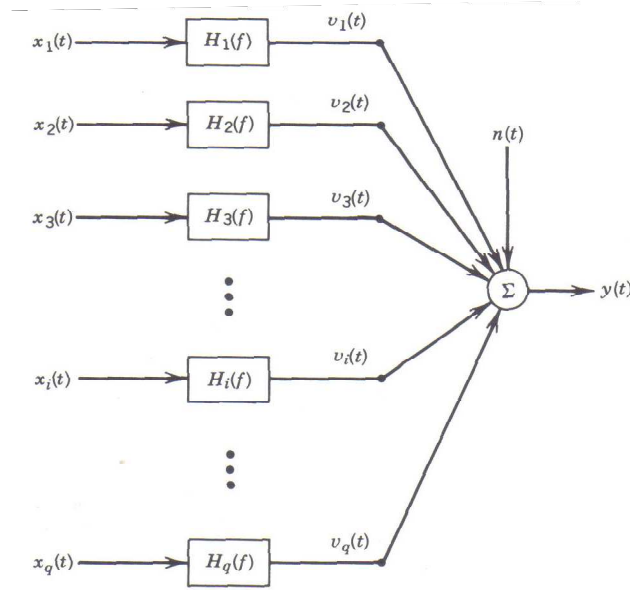


Bild 35: Multiple-Input / Single-Output-System /14/, S.205

Die multiple Kohärenzfunktion $\gamma_{y:x}^2$ stellt die lineare Abhängigkeit des Ausgangssignals von allen Eingangssignalen dar. In Anlehnung an die gewöhnliche Kohärenz nimmt $\gamma_{y:x}^2$ ebenfalls reelle Werte zwischen 0 und 1 an. /14/, S.212

$$\gamma_{y:x}^2 = \frac{S_{vv}}{S_{yy}} = \frac{\sum_{i=1}^q H_i^* \cdot S_{iy}}{S_{yy}} \quad (\text{Gl. 16})$$

In /15/ ist ebenfalls die Herleitung dieser Gleichung zu finden. Im Unterschied zu /14/ werden deren Terme in Matrixschreibweise ausgedrückt mit der Begründung, dass die multiple Kohärenz Mehrpfadbeziehungen beschreibt. Unter Beibehaltung der obigen Variablenbezeichnung ergibt sich daraus Gleichung 17, deren mathematische Umformung in Anlage 24 zu finden ist. /15/, S.50-57

$$\gamma_{y:x}^2 = \frac{[H^*] \cdot [S_{iy}]^T}{S_{yy}} = \frac{[H^*] \cdot [S_{ii}] \cdot [H]^T}{S_{yy}} \quad (\text{Gl. 17})$$

Ausgehend von diesen allgemeinen Betrachtungen mit einer unbestimmten Anzahl an Quellen, welche in beliebiger Weise miteinander korrelieren, werden in /14/ Sonderfälle mit vereinfachten Gleichungen definiert. Neben der Bedingung, dass alle Eingangssignale zueinander inkohärent sind, wird in einem zweiten Fall die Annahme getroffen, dass das System lediglich aus einer Quelle besteht. Somit vereinfacht

sich die multiple Kohärenz zur gewöhnlichen Kohärenz, was die Zusammengehörigkeit beider Betrachtungen beweist. /14/, S.212-214

Bei dem in diesen Versuchen betrachteten Modell handelt es sich um ein System mit zwei verschiedenen Quellen, deren Signale teilweise kohärent zueinander sind. Am Beispiel des Punktes A1 in z-Richtung soll, unter Anwendung der multiplen Kohärenzfunktion, die lineare Abhängigkeit des Betrachtungspunktes von Lüfter und Verdichter ermittelt werden. Dazu können die allgemeinen Terme aus Gleichung 16 spezifiziert werden. /14/, S. 209-213

$$\gamma_{y:x}^2 = \frac{H_1^*(H_1S_{11} + H_2S_{12}) + H_2^*(H_1S_{21} + H_2S_{22})}{S_{yy}} \quad (\text{Gl. 18})$$

$$H_1 = \frac{S_{22}S_{1y} - S_{12}S_{2y}}{S_{11}S_{22} - |S_{12}|^2} \quad H_2 = \frac{S_{11}S_{2y} - S_{21}S_{1y}}{S_{11}S_{22} - |S_{12}|^2} \quad (\text{Gl. 19})$$

Bevor die multiple Kohärenz berechnet werden kann, ist eine weitere Anpassung der Funktionsgleichung notwendig. Der Zähler in Gleichung 18 stellt eine komplexe Größe dar. Kohärenzen sind jedoch grundsätzlich reell, sodass der Zähler unter Zuhilfenahme des Betrages in die mathematisch richtige Ausdrucksweise überführt wird. Die letzte Veränderung stellt das Quadrieren des APS im Nenner dar. Aufgrund der Einstellungen im Datenexport des verwendeten PAK-Messsystems, ist dieser Angleich lediglich bei den hier auszuwertenden Messergebnissen erforderlich. Gleichung 20 beschreibt die spezielle Form der multiplen Kohärenzfunktion für die Anwendung in dieser Diplomarbeit.

$$\gamma_{y:x}^2 = \frac{|H_1^*(H_1S_{11} + H_2S_{12}) + H_2^*(H_1S_{21} + H_2S_{22})|}{S_{yy}^2} \quad (\text{Gl. 20})$$

Das Ergebnis dieser Berechnung ist in Bild 36 zu sehen. Im Gegensatz zur gewöhnlichen Kohärenz sind die Werte an den dominierenden Frequenzstellen deutlich geringer. Daraus ergibt sich die Folge, dass besonders signifikante Stellen, wie bei 106, 116 und 120 Hz, die das Schwingverhalten des Systems am meisten beeinflussen, hervorgehoben werden.

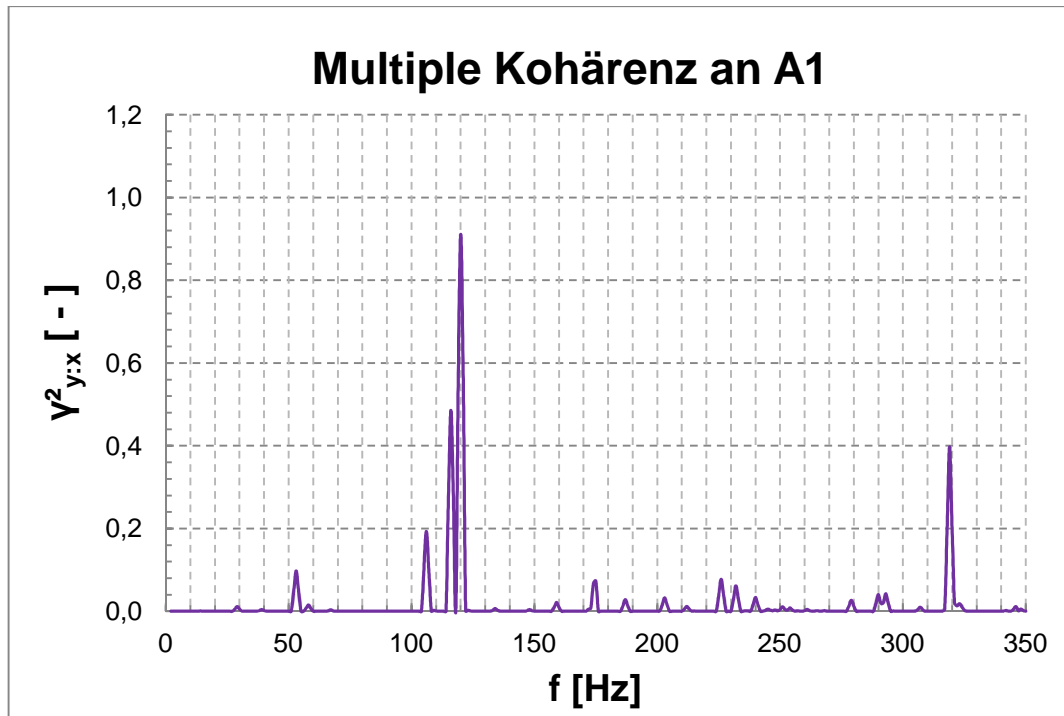


Bild 36: Multiple Kohärenz der Beschleunigungen an A1

Im Allgemeinen gestaltet sich eine sinnvolle Interpretation der berechneten Kohärenzen als schwierig. Das Fehlen genauer Kenntnisse bezüglich des Datenexportes aus dem PAK-System erfordert eine eigene Anpassung der Berechnungsgleichung. Aufgrund dessen kann nicht garantiert werden, dass die Ergebnisse in Bild 36 der Wahrheit entsprechen. Eine intensive Auseinandersetzung mit diesen Aussagen kann einen Bestandteil einer weiteren Arbeit zu dieser Thematik darstellen. Wie bereits erörtert, stellt die hohe Übereinstimmung beider Quellsignale einen kritischen Faktor für eine eindeutige Systemanalyse dar. Solange die rechnerischen Methoden zur Bestimmung der multiplen Kohärenz Unsicherheiten aufweisen, besteht die Notwendigkeit Lösungen zu entwickeln, bei denen die Messbedingungen entsprechend verändert werden, damit die Signale der Quellen zueinander inkohärent sind.

In der Praxis werden multiple Kohärenzen oftmals unter Anwendung geeigneter Softwarelösungen bestimmt. Der deutsche Akustikspezialist HEAD acoustics[®] bietet für sein Standardanalyseprogramm ArtemiS entsprechende Erweiterungsmodule an. Mithilfe des Bausteins ATP 05 können Signalwege analysiert werden, die Rückschlüsse auf das dynamische Verhalten eines Systems mit seinen Komponenten ermöglicht. ArtemiS ist in der Lage eine Vielzahl an charakteristischen Schwingparameter zu ermitteln. Neben der multiplen Kohärenz können beispielsweise

Übertragungsfunktionen, Kreuzkorrelationen oder partielle Kohärenzen ermittelt werden. /16/

Bei der partiellen Kohärenz handelt es sich um die lineare Abhängigkeit zwischen einem Eingangssignal und dem Ausgangssignal. Dazu müssen alle Eingangsgrößen bekannt sein und dürfen nicht vollständig miteinander korrelieren. Diese Form der Kohärenz wird oftmals angewendet, wenn sich die Eingangssignale gegenseitig beeinflussen. Dies trifft auf das betrachtete Modell der Klimaanlage zu, soll aber im Rahmen dieser Arbeit keiner näheren Betrachtung unterzogen werden. /15/, S.50

6.3.3 Transferpfadanalysen bei betrieblicher Anregung

Das Anliegen dieser Form der modellbasierten TPA ist die direkte Messung der Schwingkenngrößen während des Betriebes einer Maschine. Dazu wird eine möglichst hohe Anzahl an Beschleunigungsaufnehmern in die Nähe der Schallquellen sowie den Betrachtungspunkten positioniert, auf deren Grundlage Übertragungsfunktionen ermittelt werden. Eine Hammermessung ist somit nicht erforderlich. Zudem werden jene Randbedingungen mit berücksichtigt, die bei Betrieb eines Aggregates tatsächlich auftreten, wie zum Beispiel momentane Belastungen oder Temperaturen am System. Dies führt, neben einer Zeitersparnis, zu Qualitätsverbesserungen der Analyseergebnisse. Im Allgemeinen werden diese Methoden, welche es im Betriebszustand ermöglichen aus einem Gesamtsignal die einzelnen Pfadbeiträge abzuleiten, als Betriebstransferpfadanalysen (OTPA) oder Hauptkomponentenanalysen (PCA) bezeichnet. /17/

Nichtsdestotrotz weisen OTPA kritische Merkmale auf. Aufgrund dessen ist beispielsweise mit Sorgfalt darauf zu achten, dass alle relevanten Schallpfade erfasst werden. Bei der Ermittlung der Übertragungsfunktionen ist zudem das Übersprechverhalten der einzelnen Schwingkenngrößen zu berücksichtigen. Der Crosstalk Cancelation (CTC), welche auf der Hauptkomponentenanalyse basiert, gelingt eine solche Berücksichtigung und kann zudem einen statistischen Zusammenhang zwischen allen Ein- und Ausgangssignalen darstellen. /18/

Das Übersprechverhalten wird bei Berechnung der Übertragungsfunktionen aufgehoben, sodass diese ausschließlich die Übertragungswege zwischen Quellen und

Betrachtungspunkten charakterisieren. Das grundlegende Prinzip ist in Bild 37 dargestellt, wohingegen die mathematischen Hintergründe in /19/ detailliert erläutert sind. Abgeleitet davon werden zudem Einschränkungen bei der Anwendung dieses Verfahrens getroffen. Folglich ergeben sich Probleme, wenn in einem System zwei oder mehrere zueinander hoch korrelierende Signale vorhanden sind, welche die eindeutige Zuordnung zu den Quellen und Pfaden beeinträchtigt. /19/, S.19-20

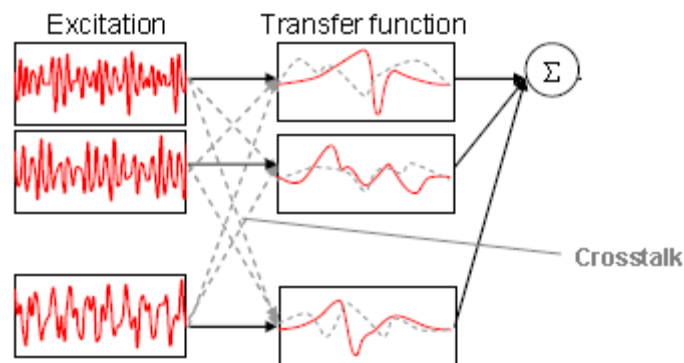


Bild 37: Darstellung der Crosstalk Cancelation /18/

Der von Müller BBM geprägte Begriff der CTC wird als gleichnamiger Erweiterungsbaustein für die PAK-Software angeboten. Im Anschluss an eine Betriebsmessung trennt ein Algorithmus - auf Grundlage der Hauptkomponentenanalyse - das Antwortsignal in Einzelsignale auf. Das Ergebnis der von den Nebenwegen kompensierten Übertragungsfunktionen stellt den Ausgangspunkt für weitere Analysen in Aggregaten mit mehreren Schallquellen dar. /20/, S.86

Mit der Advanced Measurement Method (AMM), einem anwendungsorientierten Modul basierend auf der CTC, ist das Unternehmen gegenwärtig am Markt vertreten. Es verbindet die Vorteile der Schnelligkeit einer OTPA mit der Genauigkeit herkömmlicher Analysen. Zudem ermöglicht die AMM eine gezielte Trennung der Quellbeiträge, sodass dieses Verfahren insbesondere im Maschinenbau und in der Fahrzeugtechnik zur Anwendung kommt. /20/, S.87

Mit Einführung der Version 5.7 des PAK-Systems steht zudem die Bestimmung des sogenannten p-Wertes zur Verfügung. Dabei handelt es sich um ein Maß für die Dominanz eines Pfadbeitrages am Gesamtsignal. Das auf dem Prinzip von Signifikanztests beruhende Verfahren ermöglicht dem Anwender die Auswahl relevanter

Hauptkomponenten zur Bildung des Antwortsignals. Somit wird eine weitere qualitative Verbesserung zur Bestimmung der Übertragungsfunktionen erreicht. /21/

Das breiteste Portfolio an TPA-Lösungen besitzt gegenwärtig die belgische Firma LMS International NV. Vor dem Hintergrund der stetig wachsenden Bedeutung bei der Charakterisierung von Aggregaten hinsichtlich des vibroakustischen Verhaltens, entwickelte das Unternehmen verschiedene OTPA-Verfahren. /22/

Ähnlich wie bei den Konkurrenten von Müller BBM, waren diesen Methoden zunächst Grenzen gesetzt, deren Folgen falsch interpretierte Analyseergebnisse darstellten. Insbesondere das Problem des Übersprechverhaltens sowie die Erfassung aller Schallpfade stellten die Entwickler vor große Herausforderungen. Mit dem weiterentwickelten OPAX-Verfahren konnten diese Schwachstellen beseitigt werden. Nichtsdestotrotz vereint es die Vorteile der OTPA mit der Effizienz herkömmlicher TPA. Nach der bekannten Betriebsmessung sowie der Bestimmung der Übertragungsfunktionen können auf Grundlage parametrischer Lastenmodelle Schwingungsanteile eines Betrachtungspunktes zurückverfolgt werden. Mithilfe der Software LMS Test.Lab OPAX können diese einzelnen Pfadbeiträge, wie Bild 38 zeigt, anschaulich dargestellt werden, um daraus Maßnahmen zur Schwingungsisolierung an bestimmten Stellen abzuleiten. /22/; /23/

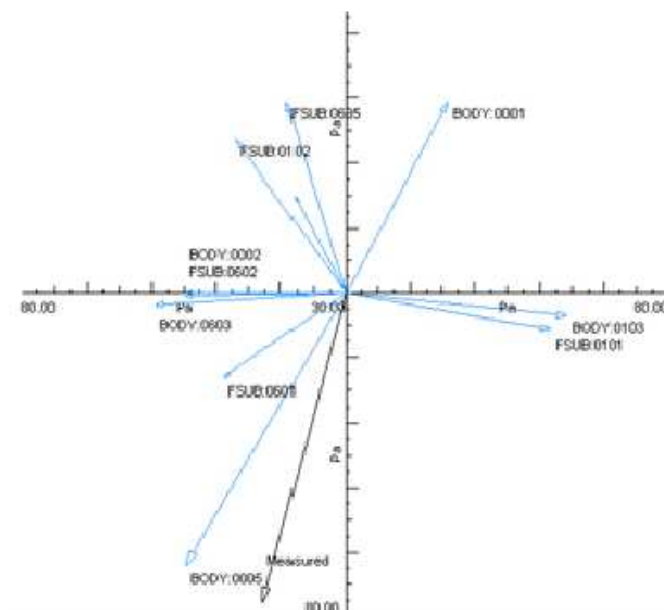


Bild 38: Darstellung der Pfadbeiträge in OPAX /23/

Diese Methode ist vor allem für die Analyse von Schwingungsproblemen in niedrigen und mittleren Frequenzbereichen geeignet. Zudem ermöglicht es das OPAX-Verfahren Betriebsmessungen bei veränderlichen Randbedingungen durchzuführen, zum Beispiel während der Hochlaufphase eines Verbrennungsmotors. /23/

Im Gegensatz zur multiplen Kohärenz werden die Lösungsansätze der Betriebstransferanalysen in dieser Arbeit lediglich theoretisch betrachtet. Auf Grund der bereits umfangreich durchgeführten Untersuchungen sowie dem Fehlen entsprechender Software an der WHZ wird eine Anwendung dieser Verfahren als Inhalt für nachfolgender Projekte vorgeschlagen. Dennoch ist festzustellen, dass einige angesehene Akustikspezialisten mit Softwarelösungen zu dieser neuen Form der TPA auf dem Markt vertreten sind. In naher Zukunft sollen die Verfahren weiter optimiert werden, damit diese sich langfristig als schnelle, effektive und vor allem eindeutige Methoden der Schallquellenlokalisierung etablieren.

7 Zusammenfassung und Ausblick

In den Untersuchungen ließ sich ergründen, dass die Übertragung und Weiterleitung von Körperschall entscheidenden Einfluss auf vibroakustische Störungen hat. Deren Auftreten in Maschinen oder Bauteilen sorgt für Unbehagen bei den Anwendern und erfordert Methoden zur Schallquellenlokalisierung, um gezielt Maßnahmen zur Minimierung dieser Festkörperschwingungen zu entwickeln. Auf Basis dessen stellt die genaue Kenntnis über das Schwingverhalten des zu betrachtenden Systems eine entscheidende Voraussetzung dar. Anhand eines Versuchsmodells konnten in dieser Arbeit die Auswirkungen der Körperschallübertragung quantifiziert beschrieben und somit das Schwingverhalten eines Systems detailliert nachvollzogen werden. Zudem stellen diese Erkenntnisse die Grundlage für Korrelationsbetrachtungen dar, in denen Ansätze zur Zuordnung der Pfadbeiträge gegeben worden sind.

Die erste Aufgabe bestand in der Gestaltung eines Modells unter realistischen Gesichtspunkten. In Anlehnung an eine Klimaanlage für den Bus- und Bahnverkehr wurde dieser Aufbau mithilfe zweier Miniaturshaker, welche die Komponenten Lüfter und Verdichter repräsentieren, verwirklicht. Das Modell der Klimaanlage diente als Arbeitsmittel für alle weiteren Untersuchungen, die zur Lösung der Aufgabenstellungen dieser Diplomarbeit notwendig waren. Eine Nachnutzung des Aufbaus ist, zur Analyse verschiedener Dämpfungselemente, zur Bestimmung der Körperschallleistung oder im Rahmen von allgemeinen Lehrveranstaltungen an der WHZ, vorstellbar.

Die Beschreibung des Versuchsaufbaus hinsichtlich des vibroakustischen Verhaltens stellte einen weiteren Schwerpunkt der Diplomarbeit dar. Zum Einen galt es, beide Körperschallquellen separat zu betrachten, um deren charakteristische Schwingkenngrößen, wie Kräfte, Schnellen und Übertragungsfunktionen zu ermitteln. Dabei wurden die Kräfte auf zwei verschiedene Arten bestimmt und miteinander verglichen. Die durch einen Sensor direkt gemessenen Kräfte nahmen dabei - im Vergleich zu den durch Berechnung bestimmten Kräften - die größeren Werte an. Die signifikante Eigenschaft zur Beschreibung von Schwingungen stellt die Schallleistung dar, da in der betreffenden Berechnungsgleichung alle aufgenommenen Kenngrößen berücksichtigt werden. Dabei lagen die Leistungen an den Ankoppelpunkten deutlich über denen der beiden Körperschallquellen - ein Aspekt, welcher den Einfluss des Alumi-

niumgestells widerspiegelt. Aus diesem Grund wurden im Vorfeld der Korrelationsuntersuchungen weiterführende Analysen am Gesamtaufbau vorgenommen. Die Auswertung der Modalanalyse zeigte, dass sich bestimmte Eigenfrequenzen des Versuchsmodells mit den Frequenzstellen decken, die bereits durch Lüfter oder Verdichter angeregt werden. Im Zusammenhang mit der gegenseitigen Beeinflussung der quellennahen Beschleunigungssignale waren diesbezüglich Einschränkungen bei der Suche nach geeigneten Verfahren erforderlich.

Nichtsdestotrotz konnten mit der multiplen Kohärenz und der Betriebstransferpfadanalyse zwei Methoden gefunden werden, mit denen die theoretische Möglichkeit besteht, die Abhängigkeit des Gesamtsignals von den jeweiligen Quellen nachzuweisen. Eine detailliertere Untersuchung und Anwendung dieser Verfahren kann die Basis einer weiterführenden Projektarbeit sein. Aufgrund der Vielzahl von erhobenen Schwingkenngrößen und deren sorgfältiger Dokumentation empfiehlt es sich, diese weitergehenden Betrachtungen am Versuchsmodell der Klimaanlage durchzuführen. Ein Ansatzpunkt kann dabei die Versteifung des Aluminiumgestells zur Verbesserung des Strukturverhaltens darstellen.

Mithilfe des praxisnahen Modells konnten Körperschallphänomene quantifiziert dargestellt und beurteilt werden, sodass deren Relevanz für die Auslegung von Maschinen deutlich erkennbar geworden ist. Neue Methoden erlauben eine schnelle und effektive Beschreibung dieser Schwingungen, um vibroakustische Eigenschaften bei der Produktentwicklung und -analyse mit zu berücksichtigen. Aufgrund der gestiegenen Kundenanforderungen - besonders in Hinblick auf Komforteigenschaften - gilt es auch weiterhin an der Erforschung und Weiterentwicklung dieser Verfahren festzuhalten.

Quellenverzeichnis

- /1/ Kollmann, Franz Gustav; Schösser, Thomas Franz; Angert, Roland: Praktische Maschinenakustik. 1. Aufl. Darmstadt: Springer-Verlag, 2006; ISBN 978-3-540-20094-9
- /2/ Fehse, Karl-Richard; Kohrs, Torsten: Der Einsatz von (in-)direkten Messverfahren und Berechnung zur Charakterisierung und Quantifizierung von Körperschallquellen im Design-Prozeß von Schienenfahrzeugen. Tagungsbeitrag der DAGA '05 München, 2005
- /3/ Zeller, Peter (Hrsg.): Handbuch Fahrzeugakustik. 2. Aufl. München: Vieweg+Teubner Verlag, 2012; ISBN 978-3-8348-1443-2
- /4/ Brandl, Franz; Biermayer, Werner; Höldrich, Robert; Brandl, Stephan: Herausforderung Transferpfadanalyse. ATZ/MTZ Tagung Stuttgart, 2008
- /5/ Möser, Michael; Kropp, Wolfgang: Körperschall. 3.Aufl. Berlin: Springer Verlag, 2010; ISBN 978-3-540-40336-4
- /6/ Maute, Dietmar: Technische Akustik und Lärmschutz. 1. Aufl. Leipzig: Carl Hanser Verlag, 2006; ISBN 978-3-446-40222-5
- /7/ Markert, Richard: Vorlesungsunterlagen Strukturdynamik TU Darmstadt http://www.sdy.tu-darmstadt.de/media/fachgebiet_sdy/dokumente_6/strukturdynamik/sdy_kap_4_vorlesung.pdf
abgerufen am: 27.01.2014
- /8/ Stichling, Thomas: Methoden der Transferpfadanalyse. Diplomarbeit Westsächsische Hochschule Zwickau, 2008
- /9/ Seifert, Jonathan: Beiträge zur systematischen Körperschallbeschreibung von verkoppelten Strukturen. Hochschule Mittweida, Bachelorarbeit, 2013

-
- /10/ Feldmann, Joachim: Körperschall-Messtechnik. In: Möser, Michael: Messtechnik der Akustik. 1. Aufl. Berlin: Springer-Verlag, 2010; ISBN 978-3-540-68086-4
- /11/ RRG Industrietechnik GmbH (Hrsg.): Technische Grundlagen Federung http://www.fetech.de/produkte/tgfe/technische_grundlagen-federung.pdf abgerufen am: 02.12.2013
- /12/ Brüel & Kjær (Hrsg.): Product Data Impact Hammer - Type 8202. http://www.titak.itu.edu.tr/Hammers_Shakers/Hammer_BK_8202.pdf abgerufen am: 08.01.2014
- /13/ Natke, Hans Günther: Einführung in Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse. 3. Auflage Wiesbaden: Vieweg-Verlag, 1992; ISBN 3-528-2815-6
- /14/ Bendat, Julius S.; Piersol, Allan G.: Engineering Application Of Correlation And Spectral Analysis. 2. Auflage New York: John Wiley & Sons, Inc., 1993; ISBN 0-471-57055-9
- /15/ Göhringer, Veit: Beitrag zur experimentellen Bestimmung des Strukturübertragungsmaßes von Dieselmotoren. 1. Auflage Renningen: Expert Verlag; 2008; ISBN 978-3-8169-2875-1
- /16/ HEAD acoustics[®] (Hrsg.): Datenblatt ATP 05. http://www.head-acoustics.de/downloads/de/artemis/D5015_ATP_05_g.pdf abgerufen am: 13.02.2014
- /17/ Lohrmann, Martin; Hohenberger Thomas: Methodenvergleich zur Ermittlung von Übertragungskoeffizienten: Linear/kraftbasiert und mittels Hauptkomponentenanalyse. Tagungsbeitrag der DAGA 2008 Dresden, 2008

-
- /18/ Perrin, Florent; Martner, Otto; Lohrmann, Martin: Contribution analysis of vibroacoustic sources in perceived quality with Operational Transfer Path Synthesis Method. Interne Schriften Müller BBM, Jahr unbekannt
- /19/ Toome, Mihkel: Operational Transfer Path Analysis: A Study of Source Contribution Predictions at Low Frequency. Master's Thesis Chalmers University of Technology, Göteborg: 2012
- /20/ Müller BBM (Hrsg.): Produktkatalog Software.
http://www.muellerbbm-vas.de/upload/SWCAT0911_small_161.pdf
abgerufen am: 17.02.2014
- /21/ Müller BBM (Hrsg.): Produktkatalog PAK 5.7.
http://www.muellerbbm-vas.cn/PDF/PAK5.7_1201G.pdf
abgerufen am: 18.02.2014
- /22/ LMS International NV (Hrsg.): Transferpfadanalyse.
<http://www.lmsgermany.com/Transferpfadanalyse>
abgerufen am: 07.02.2014
- /23/ LMS International NV (Hrsg.): OPAX.
<http://www.lmsgermany.com/testlab/transfer-path-analysis/OPAX>
abgerufen am: 07.02.2014

Verweis auf Anlagen

- Anlagendokumentation
- Daten-CD