



**CENTER
OF MARITIME
TECHNOLOGIES e.V.**

Erfassung der Schwingformen von
starr gelagerten Hauptantriebsaggregaten
durch Modalanalyse

**Erfassung der Schwingformen
von starr gelagerten Hauptantriebsaggregaten
durch Modalanalyse**

von

G. Schlottmann, S. Uhlenbrock, J. Winkelmann
Universität Rostock
Fachbereich Maschinenbau und Schiffstechnik
Institut für Technische Mechanik

S. Bludszuweit, H. Purcz
MET Motoren- und Energietechnik GmbH, Rostock

Übersicht

Das Ziel des Vorhabens war es, die Eigenfrequenzen, Eigenformen und insbesondere die modalen Dämpfungsgrade von großen Zweitakt-Motoren in Containerschiffen zu identifizieren. Dazu wurden Messungen an einem 5500 TEU Schiff mit Motor 10RTA96C und zwei 2500 TEU Schiffen jeweils mit 7L70MC und 7RTA72UB Motoren, die dem Stand der Technik entsprechen, durchgeführt. Diese Großmotoren sind mit unterschiedlichen Seitenabstützungen (hydraulische- bzw. Reibschlussabstützungen) mit der Schiffsstruktur verbunden. Für alle Anlagen wurden die ersten Eigenformen (H- und X-Form) und für den größeren Zehn-Zylinder-Motor auch eine weitere Eigenform, die C-Form, identifiziert. Da die Messungen unter unterschiedlichen Bedingungen durchgeführt wurden (im Hafen beim Be- und Entladen, in der Bauphase in den Werften und bei wenig Störung über Nacht) kann festgestellt werden, dass das Verfahren soweit erprobt ist, um auf den Werften angewendet werden zu können.

Bezüglich der Seitenabstützungen wird gezeigt, dass eine Zunahme der Dämpfung vor allem durch die hydraulischen Seitenabstützungen erreicht wird. Es wird auch gezeigt, dass eine hohe Anzahl von Reibschlussabstützungen eine größere Verstimmung des Systems verursachen kann. Die Systemverstimmung durch die Seitenabstützungen drückt sich durch eine Verschiebung der maximalen Resonanzamplituden auf der Frequenzachse aus sowie durch eine Dämpfung der Motorschwingformen. Vergleiche mit Rechenergebnissen zeigen, dass durch die Verstimmung die Eigenfrequenzen wenig verschoben werden, aber durch die Kopplung globale Schwingformen hervorgehoben werden können, die ohne Seitenabstützungen kleine Amplituden aufwiesen. Die Kopplung der Motorschwingformen mit den globalen Moden bewirkt somit eine stärkere Dämpfung der Motorschwingungen.

Die Finite-Elemente-Berechnungen zeigen, dass die Implementierung gemessener Dämpfungsgrade in die FE-Modelle ausreicht, um die Schwingungsamplituden mit geringem Fehler zu berechnen. Noch bessere Ergebnisse werden durch eine Modellanpassung erreicht. Hierbei gelingt es, die Amplituden der Zwangsschwingungsrechnung mit den gemessenen Amplituden der Übertragungsfunktionen in Übereinstimmung zu bringen.

Das Forschungsvorhaben wurde dankenswerterweise vom
Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit über die
Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen "Otto von Guericke" e.V.
unter der AIF-Nr. 13072 BR gefördert.

Abstract

The aim of this project is the identification of natural frequencies, mode shapes and modal damping ratios of big two-stroke engines in container vessels. The measurement results of a 5500 TEU vessel with 10RTA96C engine and two 2500 TEU vessels with 7L70MC and 7RTA72UB engines, that represent the state of the art, are presented. These big engines are coupled with the ship structure by different kind of top bracings (hydraulic and mechanical side stays). For all engines the lower modes (H-Mode and X-Mode) are identified, while for the bigger ten cylinder engine also a C-Mode is identified. It is confirmed, that the technique is fully developed to be used for measurements at shipyards because the measurements occurred at different conditions (in the harbour during charging and discharging, at the shipyard during construction period and by night).

It is shown that the top bracings cause an increase of the damping coefficients, especially for the hydraulic bracing. A large number of mechanical side stays can also cause a increase of damping ratio. The detuning of the system caused by the top bracings is characterised by a shift on the frequency axis of the resonance peak with maximum amplitude and higher damping of engine modes. Comparisons with FE-calculations indicate that the detuning causes a small change of natural frequencies. But the modal coupling causes that global modes get higher amplitudes than the modes without bracings so that the modal damping increases for engine modes.

The FE-calculations also indicate that implementation of modal damping ratios in numerical calculations increase the accuracy of resonant amplitudes. Best concordance of measured frequency response functions and FE-calculations is reached after a model updating.

Inhaltsverzeichnis

1.	Einführung	1
2.	Wissenschaftliche Zielsetzung	3
2.1	Stand der bisherigen Forschung	3
2.2	Forschungsziele	4
3.	Übersicht über die durchgeführten experimentellen Untersuchungen	6
3.1	Untersuchte Objekte	6
3.2	Durchgeführte Messungen	9
3.3	Messapparatur und Software	10
4.	Grundlagen der Modalanalyse	13
4.1	Numerische und experimentelle Modalanalyse	13
4.2	Übersicht über die Identifikationsverfahren	20
4.3	Dämpfungsansätze und Möglichkeiten der Dämpfungsmodellierung	23
4.3.1	Dämpfung globaler Schiffsschwingungen	27
4.3.2	Dämpfung lokaler Schiffsschwingungen	28
4.4	Details zu den verwendeten Identifikationsverfahren	29
4.4.1	Das Circle-Fit-Verfahren	29
4.4.2	Verfahren der Komplex Exponentiellen Kurvenanpassung	32
4.4.3	Polyreferenz-Komplex-Exponential-Verfahren	36
4.5	Auswahl der Erregerpunkte und gebauter Erreger	37
4.6	Auswahl der Messpunkte	39
5.	Auswertung der experimentellen Modalanalyse	41
5.1	Containerschiff 5500 TEU mit Motor Hyundai Sulzer 10RTA69C	41
5.2	Containerschiff CV2500 mit Motor MAN B&W 7L70MC	53
5.3	Containerschiff 2500 TEU mit Motor Sulzer 7RTA72UB	60
6.	Finite Elemente Rechnungen	68
6.1	Eigenfrequenzen in FE-Rechnungen	68
6.1.1	Eigenfrequenzen der Motormodelle	68
6.1.2	Einfluss der Modellkorrektur auf die Eigenfrequenzen	72
6.2	Dämpfung in FE-Rechnungen	76
6.2.1	Modellierung modaler Dämpfung	77
6.2.2	Anpassung der Dämpfung	78
6.3	Einfluss der Seitenabstützungen auf die Resonanzamplituden im FE-Modell	81
7.	Zusammenfassung und Abschlussbemerkungen	84
8	Literaturverzeichnis	86

1 Einführung

Die Forderung nach Erhöhung der Leistungsdichte von Verbrennungskraftmaschinen mit der Zielsetzung, wirtschaftliche Vorteile zu erlangen, aber auch umweltfreundlichere Motoren zu gewährleisten, ist mit der Notwendigkeit von Leichtbau-Konstruktionsprinzipien und dem Einsatz beanspruchungsfähigerer Materialien verbunden. Für solche komplexe Anlagen sind die Belastung und das dynamische Verhalten von Komponenten (speziell der Antriebsmaschine) nur noch unter Betrachtung von Gesamtsystemen abschätzbar bzw. messbar. Eine nach wie vor offene Frage beim Bau großer, starr oder halbelastisch gelagerter Schiffshauptmotoren stellt deren Schwingverhalten (insbesondere H-Form und X-Form) im Verbund mit der Fundamentierung dar.

Die experimentelle Modalanalyse ist in den letzten Jahrzehnten ein wichtiges Werkzeug zur Identifikation linear mechanischer Systeme geworden, zu denen auch die Hauptantriebsanlage sowie die Struktur großer Containerschiffe zählen. Sie erlaubt es, modale Systemparameter zu identifizieren und das dynamische Verhalten zu bestimmen. Die aus der Modalanalyse gewonnenen Parameter, insbesondere die modale Dämpfung, dienen als Eingangsdaten für numerische Berechnungen. Eine treffsichere Vorhersage von Schwingungsniveaus ist derzeit ohne Verwendung der experimentell gewonnenen modalen Dämpfung nicht möglich. Dieses liegt zum Teil an der mangelnden Kenntnis des Zusammenwirkens der vielfältigen Komponenten: Schiffsstruktur, Antriebsanlagen, Aufbauten und Zuladung. Damit verbunden ist auch die Problematik der Notwendigkeit von Motorquerabstützungen, die zur Verstimmung des Systems verwendet werden und eine zusätzliche Dämpfung der Motorschwingungen hervorrufen. Somit bleibt die experimentelle Ermittlung der Systemparameter ein notwendiger Schritt für die Überprüfung und Verbesserung bestehender Finite-Elemente-Modelle.

Während im Fahrzeugbau die Modalanalyse zu den gängigsten modernen Identifikationsverfahren gehört, wird sie im Schiffbau vergleichsweise selten angewandt. Eine der Hauptursachen dafür ist, dass für die Parameteridentifikation sowohl die anregende Kraft, als auch die aus dieser Kraft resultierende Antwort der Struktur gemessen werden müssen. Wegen der um mehrere Ordnungen größeren Dimensionen und Massen ist eine ausreichende Stoßanregung der Schiffsstrukturen schwer zu erreichen, damit die Antwort der Struktur eindeutig auf die eingeprägte Erregerkraft und nicht auf sonstige Störgrößen zurückgeführt werden kann. Im vorliegenden Forschungsvorhaben wird unter anderem auch die Einsetzbarkeit der Modalanalyse im Gebiet der Motorschwingungen überprüft und erfolgreich abgeschlossen.

Die untersuchten Objekte sind starr gelagerte Hauptantriebsanlagen von Containerschiffen unterschiedlicher Kapazität und Bauform (WARNOW CV5500 und

CV2500). Die analysierten Containerschiffe wurden von den Werften Kvaerner Warnow Werft (KWW) in Rostock und Aker MTW Werft (MTW) in Wismar in den Jahren 2000 bis 2003 gebaut. Es handelt sich somit um moderne Containerschiffe, die den gegenwärtigen Stand der Technik widerspiegeln. Die Antriebsanlagen sind große, starr gelagerte Zweitakt-Langsamläufer unterschiedlicher Hersteller und verschiedener Größe, die über eine Antriebswelle den Propeller übersetzungslos betreiben. Dieses erlaubt, einen quantitativen Vergleich der Resonanzbereiche der Containerschiffe durchzuführen sowie den Einfluss zweier Konzepte der Motorseitenabstützung (Reibschluss-Prinzip und hydraulische Abstützung) zu evaluieren. Die gewonnenen modalen Parameter geben Aufschluss über das Zusammenwirken der Motorschwingungen im Verbund mit den Schiffsstrukturschwingungen infolge Kopplung durch die Seitenquerabstützungen. Insbesondere wird der Einfluss der Schwingungweiterleitung auf die Dämpfung der Motoreigenmoden verdeutlicht.

Die Messungen erfolgten im Vorhabenszeitraum unter Beteiligung des Institutes für Technische Mechanik der Universität Rostock und der MET Motoren- und Energietechnik GmbH Rostock. Die Auswertung wurde vom Institut für Technische Mechanik durchgeführt.

2 Wissenschaftliche Zielsetzung

2.1 Stand der bisherigen Forschung

Die genannte Problematik der Deformation großer, starr oder halbelastisch aufgestellter Hauptantriebsaggregate auf Schiffen infolge der Ausbildung bestimmter im Motorbetrieb angeregter Schwingformen, die insbesondere zu unerwünschten Belastungen der Grundlager und der Kurbelwelle sowie Schwingungsanregung des Schiffes führen, wurde in den zurückliegenden Jahren vorwiegend mit dem Werkzeug der Finite-Elemente-Methode (FEM) bearbeitet. Die Beschaffung von Messdaten zur Verifizierung und Verfeinerung derartiger Berechnungen unterliegt vor allem der Schwierigkeit, die sehr schweren Strukturen definiert anzuregen, um schließlich zu brauchbaren Kennwerten für die Übertragungseigenschaften zu kommen und damit Erregergrößen und Antwortgrößen in realistische Verhältnisse zu setzen. Neue Modalanalyse-Messtechnik und -Auswerteverfahren liefern heute einen Qualitätsschub, der nutzbringend zur Lösung der Problematik angewendet werden kann. Diesbezüglich muss auch auf die erweiterte Kompatibilität entsprechender Software-Systeme und die darauf beruhende Synthese zwischen Modalanalyse und FEM-Rechnung verwiesen werden.

Die Vorausberechnung des Schwingungsverhaltens elastisch gelagerter Hauptantriebsanlagen (mittelschnellaufende Viertakt-Dieselmotoren) erfolgt i.a. auf Grundlage eines Starrkörpermodells im niederfrequenten Bereich und ist bei Berücksichtigung realer Erregung durch Gas- und Massenkräfte und beliebiger Anordnung von Lager- und Anschlusssteifigkeiten im wesentlichen gelöst, Programme sind vorhanden oder befinden sich in Entwicklung [1]. Über die Koppelstelle elastisches Lager oder Anschlusssteifigkeit werden niederfrequente Schwingungen i.a. ausreichend vom Schiffskörper abgeschirmt.

Finite-Elemente-Modelle sind die Grundlage für Schwingungsuntersuchungen an starr oder halbelastisch aufgestellten, mittelschnellaufenden Hauptantriebsanlagen (mittelschnellaufende Viertakt-Dieselmotoren) [2], [3], wobei Untersuchungen zum Einfluss der Fundamentsteifigkeit auf die Eigenfrequenzen des Systems Motor/Fundament ausgeführt wurden. Aus der Auswertung von Messungen mit Beschleunigungsaufnehmern bei Hochfahrvorgängen wurden Spektren gewonnen und den Frequenzen aus den FE-Berechnungen gegenübergestellt. Übereinstimmung von Rechnung und Messung bezüglich der Schwingungsamplituden ließ sich finden, wenn modale Dämpfungen entsprechend angepasst wurden.

Zur Berechnung des Schwingungsverhaltens langsamlaufender Hauptantriebsanlagen (Zweitakt-Dieselmotoren) wurden anfangs grobe FE-Modelle benutzt, die den Motor und seine Umgebung [4] oder auch das Gesamtschiff bei sehr vereinfachter Erfassung des Motors beschrieben [5], dabei stand das Eigenschwingungsverhalten im Vordergrund der Untersuchungen. Mit einfachen Modellierungen wurde in [6] auch

das Problem des Zwangsschwingungsverhaltens des Motors unter Einbeziehung von Motorquerabstützungen angegangen, erste Ergebnisse erzielt und festgestellt, dass weitere Fortschritte hierbei vor allem durch umfassende Schwingungsmessungen an Bord bei Erregung sowohl durch die inneren Kräfte des Motors als auch bei künstlicher Erregung zu erzielen sind.

Sehr umfassend wurde das globale Verhalten von Schiffskörper, Deckshaus und Motor von Mumm [7] und Assmussen/Mumm [8] untersucht, wobei jetzt auch die Einleitung der motorerregten Kräfte in den Schiffsverband und dadurch hervorgerufene Zwangsschwingungen berechnet wurden. Messergebnisse, aus Hochlaufmanövern gewonnen, wurden den Berechnungsergebnissen gegenübergestellt. Auch hier wird als Grund für Abweichungen der Ergebnisse im wesentlichen die Erfassung der Dämpfung genannt.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass große Fortschritte bei der rechnerischen und experimentellen Erfassung des Schwingungsverhaltens des Systems Motor/Fundament gemacht worden sind, aber insbesondere weitere Unsicherheiten bestehen bei der Dämpfung der Struktur, der Erfassung der Steifigkeit von Großmotoren, der Erfassung verschiedenartiger Querabstützungen, der Fundamentsteifigkeit u.a.. Ein besonderes Problem bei der Erfassung des Eigenschwingungsverhaltens der Motor-Fundament-Struktur unter Benutzung der inneren Erregung des Motors in Start-Stop-Manövern bildet die Verkopplung mit dem Drehschwingungsverhalten des Abtriebsstranges. Insofern sind experimentelle Untersuchungen bei stehender Maschine mit einfacher künstlicher Erregung wertvoll.

Notwendig sind verbesserte Berechnungsmodelle für das System, wobei Systemdaten zur Dämpfung und Steifigkeit durch Anwendung künstlicher Erregung (harmonische Erregung oder Stoßanregung) sowie Methoden der Modalanalyse gewonnen werden können. Das ist eine Vorgehensweise, wie sie für Schwingungsuntersuchungen an PKW-Motoren üblich ist [9]. Diese Methode erfordert aber neben einem wirkungsvollen Erregermechanismus auch entsprechende Mess- und Auswertetechnik.

2.2 Forschungsziele

Auf der Grundlage eines vorhandenen modernen Systems zur Modalanalyse (mobiles und stationäres Mehrkanalsystem Fa. SDRC (USA)) und umfangreicher Software zur Modalanalyse sowie FEM-Software sollen untersucht werden:

- neue Möglichkeiten der Systemidentifikation bei der Gewinnung von Eigenfrequenzen, Eigenmoden, Frequenzantwortfunktionen des Systems Hauptmaschine/Fundament im eingebauten Zustand,

- die verschiedenen Schwingformen des Motors als deformierbare Struktur (insbesondere die H-Form und die X-Form) einschließlich der Ausprägung von Dämpfung in den Moden,
- Möglichkeiten der Eliminierung der verzerrenden Wirkung stark lokaler Moden auf die interessierenden globalen Moden,
- Schwingungsniveaus an lokalen Stellen des Motors und des Fundamentes,
- der Einfluss von Motorquerabstützungen auf das Schwingungsverhalten, ihre Notwendigkeit und Einbindung in die Schiffsstruktur,
- Vergleich der Messungen mit entsprechenden Finite-Elemente-Modellierungen.

Alle diese Zielstellungen werden im folgenden näher behandelt und erörtert. Die genannten Forschungsziele wurden erreicht.

3 Übersicht über die durchgeführten experimentellen Untersuchungen

Im folgenden werden die untersuchten Objekte sowie die durchgeführten Messungen und Berechnungen präsentiert. Anschließend werden die verwendete Messapparatur sowie der speziell konstruierte Erreger vorgestellt.

3.1 Untersuchte Objekte

In den letzten Jahren scheint sich im Weltschiffbau außer der Tendenz geplanter sehr großer Containerschiffe (Schiffe mit ca. 7.000 bis 10.000 TEU) eine Tendenz hin zu den Containerschiffen mittlerer Kapazität mit ca. 2.500 TEU entwickelt zu haben. Der Verband für Schiffbau und Meerestechnik (VSM) veröffentlichte in den Berichten 1997 bis 2002 die Anzahl und die Gesamttonnage der im Weltschiffbau fertiggestellten Schiffe [10]. Nimmt man eine homogene Beladung mit 14 Tonnen je Container an, so kann die mittlere Kapazität der gebauten Containerschiffe abgeschätzt werden. Demnach lässt sich nach der Jahrtausendwende deutlich ein Sprung von ca. 1.600 TEU auf ca. 2.500 TEU pro Containerschiff erkennen. Die abgelieferten Schiffe der Werften KWW und MTW in den letzten Jahren zeigen eindeutig, dass die Containerschiffe mit 2.300 bis 2.700 TEU ein Grossteil der Aufträge ausmachen [11], [12]. Diese Tendenz ist ausschlaggebend bei der Wahl der untersuchten Containerschiffe.

Insgesamt wurden drei Schiffstypen mit drei unterschiedlichen Antriebsanlagen und Seitenabstützungen untersucht. In Tabelle 1 sind die Hauptdaten der untersuchten Objekte aufgelistet. Die Daten der Antriebsanlagen der jeweiligen Schiffe sind in Tabelle 2 zusammengefasst. Neben an in Dimension und Masse unterschiedlichen Antriebsanlagen konnte auch an Seitenabstützungen unterschiedlichen Typs gemessen werden. Die Motordaten und die angebauten Seitenabstützungen sind in Tabelle 2 vorzufinden. Abbildung 3 zeigt die in Tabelle 2 verwendeten Abkürzungen.

Tabelle 1: Hauptdaten der untersuchten Containerschiffe

Schiffstyp	Warnow CV5500	Warnow CV 2500	MTW CV 2500
Untersuchtes Schiff	P&O Nedlloyd Hudson	Objekt 29	Objekt 16
Kapazität [TEU]	5.468	2.468 bis 2.524	2.478
Länge über alles [m]	276	208	207
Breite [m]	40,0	29,8	29,8
Design Tiefgang [m]	12,5	10,1	10,1
Ballast Tiefgang [m]	14,0	11,4	11,4
Geschwindigkeit [kn]	25,3	21,0	21,0



Abbildung 1: WARNOV CV5500



Abbildung 2: WARNOV CV2500

Tabelle 2: Eigenschaften der untersuchten Antriebsanlagen

Typ	10RTA96C	7L70MC	7RTA72UB
Zylinderzahl	10	7	7
Bohrung / mm	960	700	720
Hub / mm	2500	2300	2500
Leistung (MCR) / kW	57200 bei 102 U/min	19810 bei 108 U/min	21560 bei 99 U/min
Seitenquerabstützung	2 mit Reibschluss-Prinzip	6 mit Reibschluss-Prinzip	4 hydraulische Abstützungen
B / m	4,5	3,8	4,1
L / m	19,9	10,2	10,8
H / m	13,5	11,3	12,4
Motormasse / t	1800	600	600

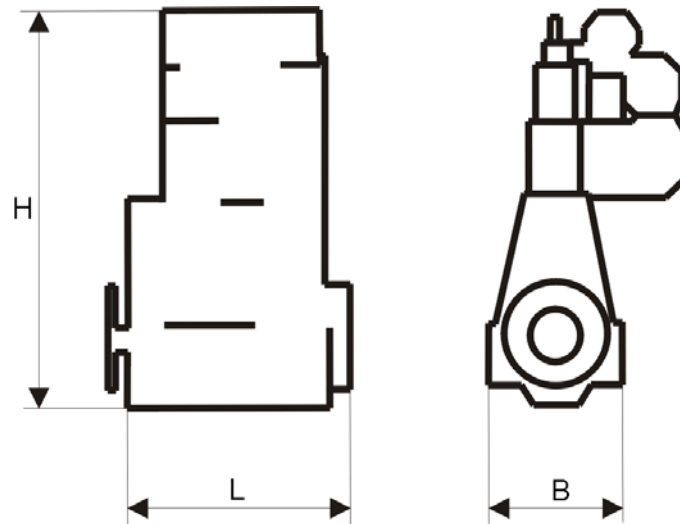


Abbildung 3: Hauptabmessungen der Antriebsanlagen

Die Seitenquerabstützungen an den jeweiligen Anlagen haben eine unterschiedliche Funktionsweise. Die Seitenabstützungen der Motoren 10RTA96C und 7L70MC bestehen aus Spanschrauben zwischen der Struktur und dem Motor. Bei der größeren 10RTA96C Anlage sind zwei große Seitenabstützungen in Höhe des Zylinderkopfes und jeweils an der Vorder- und der Abtriebsseite zu Steuerbord eingebaut. Die 7L70MC Maschine verfügt über sechs Seitenabstützungen, die in fast äquidistanten Abständen längs des Motors, in Höhe des Zylinderkopfes zu Steuerbordseite integriert sind. Während bei den ersten beiden Maschinen die Seitenabstützungen durch Reibschluss mit Motor und Struktur angebunden sind (Abbildung 4), werden die Seitenabstützungen der 7RTA72UB Anlage durch ein hydraulisches System gelagert (Abbildung 5). Die hydraulischen Querabstützungen befinden sich ebenfalls in Höhe der Zylinderköpfe, werden aber jeweils an den Ecken der Anlage zu Steuer- und Backbord angebaut. Da die Maschinen 7L70MC und 7RTA72UB ähnliche Größenordnungen haben, ist zu erwarten, dass ein quantitativer Vergleich der Auswirkung der Seitenabstützungen zulässig ist.

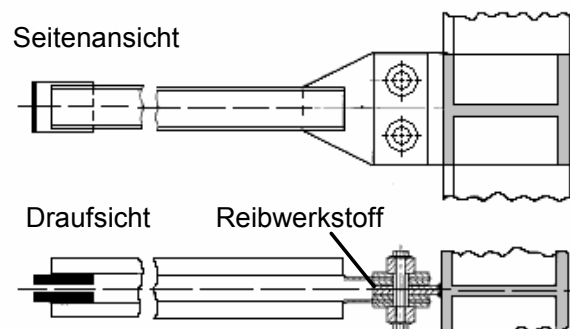


Abbildung 4: Skizze einer Seitenabstützung nach Reibprinzip

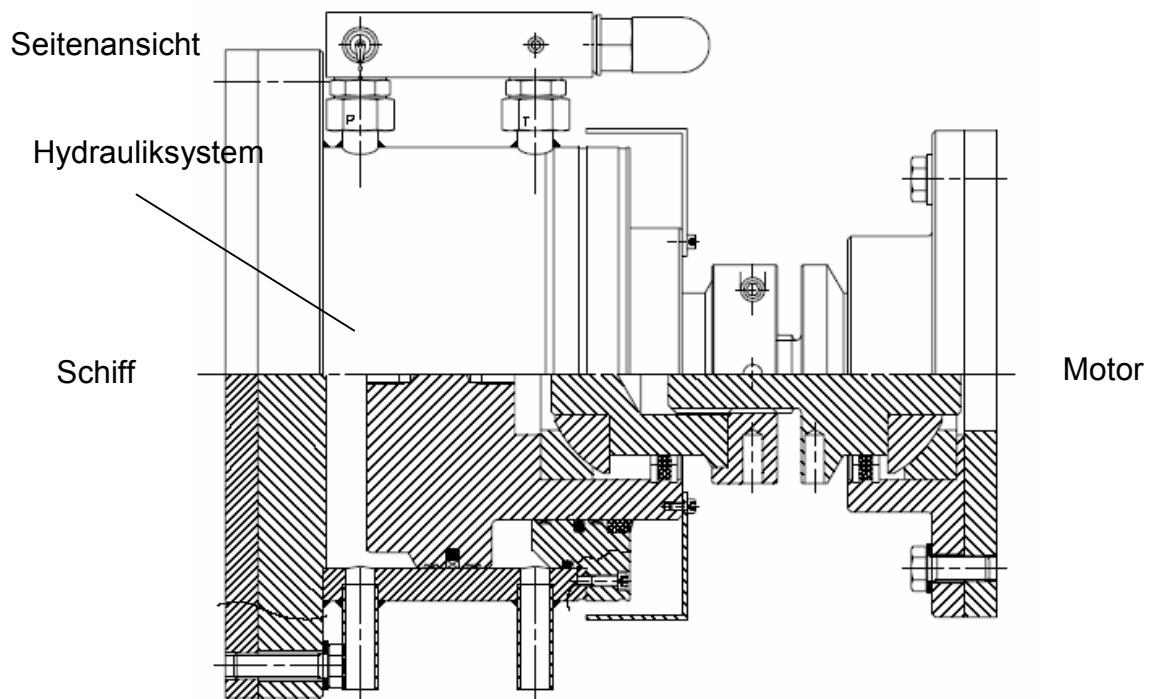


Abbildung 5: Skizze einer hydraulischen Seitenabstützung

3.2 Durchgeführte Messungen

An allen Objekten wurden Messungen mit und ohne Seitenabstützungen durchgeführt, um den Einfluss der Querabstützung quantitativ zu ermitteln. Zusätzlich wurden die modalen Parameter der frei hängenden Motoren 7L70MC und 7RTA72UB identifiziert, um den Einfluss der Schiffsstruktur auf die Eigenformen der Motoren zu erfassen und insbesondere, um die Güte der Finite-Elemente-Modelle zu überprüfen und eventuell die Modelle anzupassen. In Tabelle 3 sind die durchgeführten Messungen aufgelistet.

Auf der MS Hudson (Warnow CV 5500) wurde die experimentelle Modalanalyse im Überseehafen in Hamburg durchgeführt. Während der Überfahrt von Hamburg nach Rotterdam wurden die Schwingungsspektren bei unterschiedlichen Propellerdrehzahlen sowohl am Motor, in der unmittelbaren Umgebung sowie an einem ausgewählten Punkt der Aufbauten aufgenommen.

Auf Objekt 29 (Warnow CV 2500) fanden die Messungen mit und ohne abstützungen an unterschiedlichen Tagen statt. Die zeitliche Versetzung der Messungen belief sich auf ca. zwei Arbeitstage. Die zweite Messung fand am Tag der Probefahrt statt, so dass kein Unterschied im Ausrüstungsstadium zu erwarten ist und die Messungen verglichen werden können.

Tabelle 3: Durchgeführte experimentelle Arbeiten

Ort der Messung	Hauptantriebsanlage	Versuch	
Hamburger Hafen	10RTA96C	Modalanalyse mit zwei aktiven Seitenabstützungen nach dem Reibschluss-Prinzip	
		Modalanalyse mit gelösten Seitenabstützungen	
Überfahrt Hamburg-Rotterdam		Betriebsschwingungsmessungen bei unterschiedliche Drehzahlen mit zwei aktiven Seitenabstützungen nach dem Reibschluss-Prinzip	
		Betriebsschwingungsmessungen bei unterschiedlichen Drehzahlen mit gelösten Seitenabstützungen	
KWW		7L70MC	Modalanalyse mit sechs aktiven Seitenabstützungen nach dem Reibschluss-Prinzip
			Modalanalyse mit gelösten Seitenabstützungen
	Modalanalyse bei frei hängendem Motor		
MTW	7RTA72UB	Modalanalyse vier hydraulische Seitenabstützungen	
		Modalanalyse mit gelösten Seitenabstützungen	
		Modalanalyse bei frei hängendem Motor	

Beim MTW CV 2500 Objekt 16 wurden Messungen an ausgewählten Punkten des Motors und der unmittelbar umgebenen Schiffsstruktur durchgeführt. Während der Messungen wurden ebenfalls die Übertragungsfunktionen von Motor zu Aufbautendecks an markanten Punkten der Aufbauten aufgenommen. Wie für das vorhergehende Schiff, fanden die Messungen an unterschiedliche Tagen statt, wobei sich jedoch am Ausrüstungszustand wenig geändert hatte. Große Abweichungen innerhalb einer Baureihe sind bei gleichbleibender Qualitätskontrolle nicht zu erwarten, so dass dieser Einfluss als geringfügig eingeschätzt wird.

3.3 Messapparatur und Software

Abbildung 6 zeigt schematisch das am Institut für Technische Mechanik verwendete Meßsystem zur dynamischen Strukturanalyse. Das verwendete Modalanalyse-Messsystem ist das VXI System von HP. Die experimentelle Modalanalyse wurde mit der Software IDEAS durchgeführt. Durch Aufnahme und Auswertung einer Vielzahl von Übertragungsfunktionen und Phasenfrequenzgängen können modale Parameter der Struktur ermittelt und die zu den identifizierten Eigenfrequenzen gehörenden Moden auch als Animation dargestellt werden.

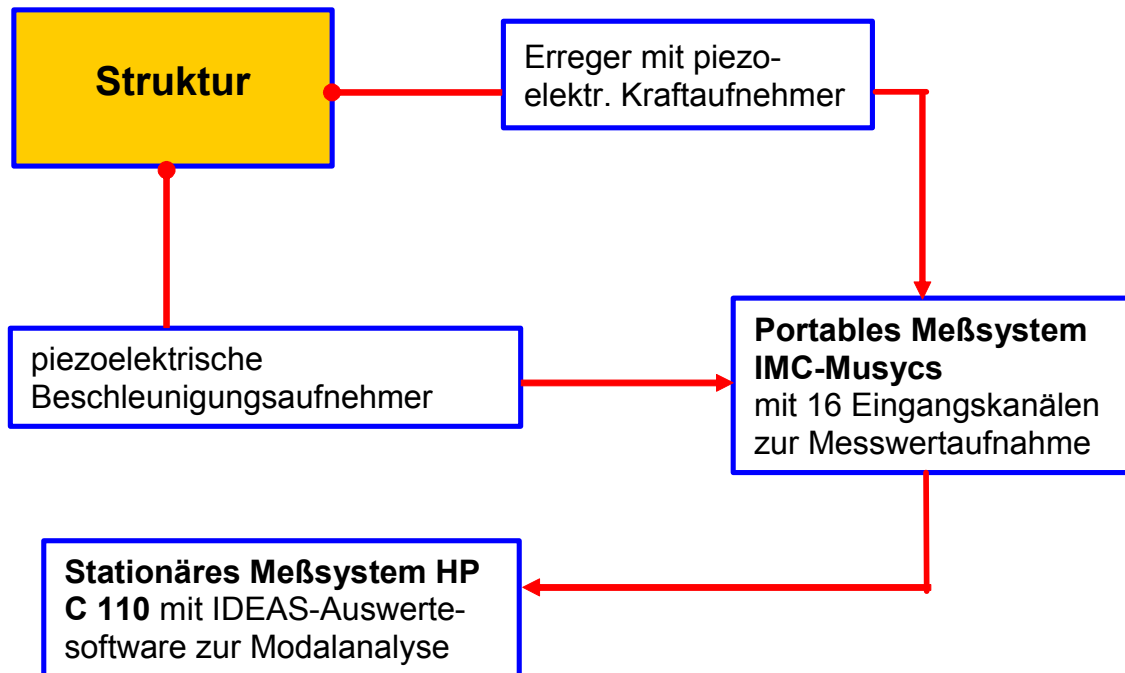


Abbildung 6: Meßsystem zur dynamischen Strukturanalyse

Aufnehmer sind im allgemeinen piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer. Als Beschleunigungsaufnehmer wurden empfindliche piezoelektrische Sensoren der Fa. Kistler für die Messungen am WARNOW CV5500 verwendet. Für die Messungen an den CV2500 war die Verwendung empfindlicher Aufnehmer wegen des Baubetriebes an Bord nicht gewollt. Nach einem Vergleich mit dem Messaufnehmer von CSI wurde nachgewiesen, dass für diese kleineren Antriebsanlagen Aufnehmer mit einer geringerer Empfindlichkeit ausreichen. In Tabelle 4 sind die Hauptdaten der Beschleunigungsaufnehmer aufgelistet.

Tabelle 4: Beschleunigungsaufnehmer

Messung am Motor	10RTA96C	7L70MC und 7RTA72UB
Hersteller	Kistler Piezo-Instrumentation	CSI
Modell	8630A5	A0322LC-I
Empfindlichkeit [mV/g]	1000	100
Frequenzbereich [Hz]	1 - 2000	0,4 - 8000

Um den Kraftimpuls zu messen, ist bei allen Messungen derselbe Aufnehmer von PCB verwendet worden. Die Daten des Kraftaufnehmers sind in Tabelle 5 angegeben.

Die Finite-Elemente-Rechnungen wurden mit dem Programmpaket ANSYS durchgeführt.

Tabelle 5: Kraftaufnehmer

Hersteller	PCB Piezoelectronics
Modell	205A
Empfindlichkeit / mV/N	0,02
Maximalkraft / kN	222,4
Auflösung / N	4,45

4 Grundlagen der Modalanalyse

Nachfolgend werden die theoretischen Grundlagen zur Modalanalyse, die verwendeten Auswerteverfahren aufgeführt.

4.1 Numerische und experimentelle Modalanalyse

Die Modalanalyse ist ein Verfahren zur Bestimmung spezieller systembeschreibender Parameter mechanischer Schwingungssysteme. Sie liefert als Ergebnis die modalen Eigenschwingungsgrößen einer diskretisierten Struktur mit N Freiheitsgraden.

Die Modalanalyse von Strukturen kann rechnerisch (häufig mit der Finite-Elemente-Methode (FEM)) oder experimentell vorgenommen werden. Um FEM-Modelle zu verifizieren, werden die abgebildeten existierenden Strukturen in der Regel auch experimentell analysiert. Basierend auf den experimentellen Ergebnissen kann dann eine zielgerichtete Anpassung der FEM-Modelle vorgenommen werden. Mit den angepassten Modellen lässt sich innerhalb der FEM-Berechnungen die Qualität der Ergebnisse von Zwangsschwingungsrechnungen deutlich steigern. Im folgenden wird ein kurzer Überblick über den mathematisch-physikalischen Hintergrund, wie er in den meisten Fällen für die Modalanalyse mechanischer schwingungsfähiger Strukturen mit kleinen Auslenkungen angewendet wird, gegeben.

Das Schwingungsverhalten eines diskreten linearen mechanischen Systems lässt sich durch das Bewegungsdifferentialgleichungssystem

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{C}\mathbf{q}(t) = \mathbf{F}(t) \quad (1)$$

darstellen. Die Systemmatrizen seien dabei symmetrisch und von der Dimension N . Die Belegung der Matrizen ist im Fall der experimentellen Modalanalyse nicht bekannt. Die Bestimmung der systembeschreibenden Parameter ist das Ziel der Modalanalyse.

Es lässt sich zeigen, dass unter bestimmten Voraussetzungen durch eine Modaltransformation eine Entkopplung der Differentialgleichungen möglich ist. Dazu wird das zugehörige homogene Differentialgleichungssystem der ungedämpften Schwingung betrachtet:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\mathbf{q} = \mathbf{0}. \quad (2)$$

Einsetzen des harmonischen Ansatzes $\mathbf{q}(t) = \boldsymbol{\psi} e^{\lambda t}$ führt auf das Eigenwertproblem:

$$(\mathbf{M}\lambda^2 + \mathbf{C})\boldsymbol{\psi} = \mathbf{0}. \quad (3)$$

Nullsetzen der Koeffizientendeterminante führt auf das charakteristische Polynom vom Grad N , dessen Nullstellen die imaginären Eigenwerte λ_k darstellen (nichttriviale Lösung). Zu jedem Eigenwert λ_k gehört ein reeller Eigenvektor $\boldsymbol{\psi}_k$. Die N Eigenvektoren sind zueinander orthogonal, das heißt es gilt:

$$\boldsymbol{\psi}_k \cdot \boldsymbol{\psi}_l = \delta_{kl} \quad \text{mit} \quad \delta_{kl} = \begin{cases} 1 & \text{für } k = l \\ 0 & \text{für } k \neq l \end{cases} . \quad (4)$$

Somit bilden die Eigenvektoren eine Basis für den modalen Raum. Sie werden - spaltenweise angeordnet - in der Modalmatrix $\boldsymbol{\Psi}$, einer quadratischen Matrix, zusammengefasst. Damit lässt sich die Modaltransformation der physikalischen \mathbf{q} Koordinaten in modale Koordinaten \mathbf{x} ausdrücken durch:

$$\mathbf{q}(t) = \sum_{k=1}^N \boldsymbol{\psi}_k x_k(t) = \boldsymbol{\Psi} \mathbf{x}(t) . \quad (5)$$

Die Anwendung dieser Transformation auf Gleichung (1) und Multiplikation von links mit der transponierten Modalmatrix $\boldsymbol{\Psi}^T$ führt auf

$$\boldsymbol{\Psi}^T \mathbf{M} \boldsymbol{\Psi} \ddot{\mathbf{x}}(t) + \boldsymbol{\Psi}^T \mathbf{B} \boldsymbol{\Psi} \dot{\mathbf{x}}(t) + \boldsymbol{\Psi}^T \mathbf{C} \boldsymbol{\Psi} \mathbf{x}(t) = \boldsymbol{\Psi}^T \mathbf{F}(t) . \quad (6)$$

Aufgrund der Orthogonalität der Eigenvektoren ergeben die Ausdrücke $\boldsymbol{\Psi}^T \mathbf{M} \boldsymbol{\Psi}$ und $\boldsymbol{\Psi}^T \mathbf{C} \boldsymbol{\Psi}$ Matrizen, die nur auf der Hauptdiagonalen mit den modalen Massen m_k bzw. modalen Steifigkeiten c_k besetzt sind. Man spricht von generalisierter Massen- und Steifigkeitsmatrix. Unter Annahme proportionalen Dämpfungsverhaltens der Struktur (diese sogenannte „Bequemlichkeitshypothese“ wird häufig benutzt) ergibt der Ausdruck $\boldsymbol{\Psi}^T \mathbf{B} \boldsymbol{\Psi}$ ebenfalls eine Diagonalmatrix

$$\mathbf{B} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{C} , \quad (7)$$

die mit den modalen Dämpfungswerten b_k belegt ist. Die Dämpfungsmatrix wird dabei als eine Linearkombination aus Massen- und Steifigkeitsmatrix gebildet. Für viele reale Strukturen hat sich die Annahme proportionaler Dämpfung bewährt.

Das Differentialgleichungssystem (6) lässt sich somit entkoppeln. Jede einzelne der N Gleichungen beschreibt in modalen Koordinaten das Schwingungsverhalten eines Einmassenschwingers:

$$m_k \ddot{x}_k(t) + b_k \dot{x}_k(t) + c_k x_k(t) = F_k(t) . \quad (8)$$

Durch Normierung der modalen Massenmatrix zur Einheitsmatrix erhält die Steifigkeitsmatrix die Quadrate der Eigenkreisfrequenzen der ungedämpften Schwingung als Diagonalelemente. Mit der normierten Modalmatrix $\boldsymbol{\Phi}$ ergibt sich also:

$$\Phi_k^T \mathbf{M} \Phi_l = \delta_{kl} \quad \Phi_k^T \mathbf{C} \Phi_l = \omega_{0k} \delta_{kl} \quad \Phi_k^T \mathbf{B} \Phi_l = 2 \vartheta_k \omega_{0k} \delta_{kl}. \quad (9)$$

Dieses lässt sich auch an den folgenden homogenen Differentialgleichungen der freien gedämpften Schwingung erkennen:

$$\ddot{x}_k + 2\delta_k \dot{x}_k + \omega_{0k}^2 x_k = 0 \quad \text{oder} \quad \ddot{x}_k + 2\vartheta_k \omega_{0k} \dot{x}_k + \omega_{0k}^2 x_k = 0$$

(10)

mit $\delta = \frac{b}{2m}$, $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$ und $\vartheta = \frac{\delta}{\omega_0}$

Mit einem harmonischen Ansatz ergeben sich hieraus für Dämpfungen unterhalb der kritischen Dämpfung ($\vartheta < 1$) die konjugiert komplexen Eigenwerte der gedämpften Schwingung

$$\lambda_{k1,2} = -\delta_k \pm j\omega_{0k} \sqrt{1 - \vartheta_k^2} = -\delta_k \pm j\omega_k$$

(11)

mit $\omega_k = \omega_{0k} \sqrt{1 - \vartheta_k^2}$ und $\vartheta_k = \frac{\delta_k}{\omega_{0k}}$

Die Eigenvektoren des proportionalgedämpften Systems sind reell. Der Einfluss der Dämpfung lässt sich gut an der Vergrößerungsfunktion und dem Phasenwinkeldiagramm von Einfreiheitsgradsystemen bei Kräfteerregung erkennen (Abbildung 7).

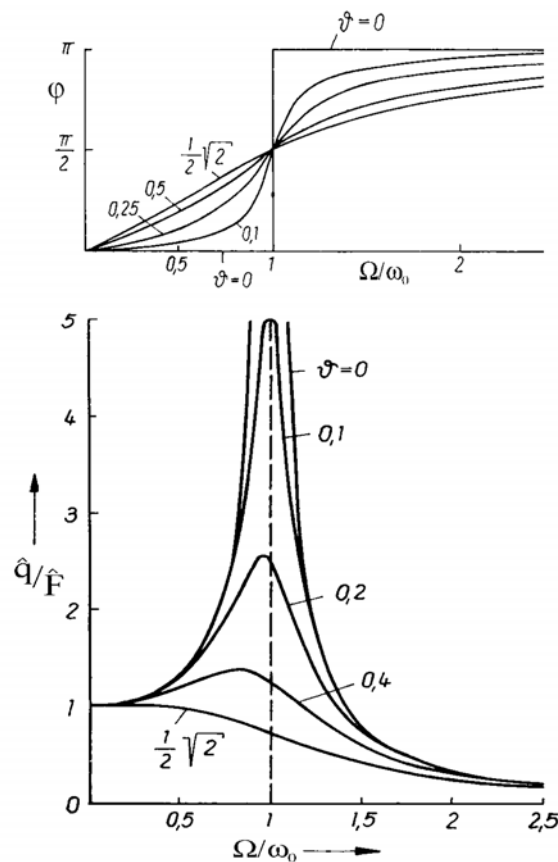


Abbildung 7: Vergrößerungsfunktion und Phasendiagramm eines Einmassenschwingers bei harmonischer Kräfteerregung

Vergrößerungsfunktionen ergeben sich aus der partikulären Lösung der Differentialgleichung der gedämpften Schwingung (8) bei harmonischer Erregung ($F(t) = \hat{F} \sin \Omega t$). Sie stellen das Verhältnis von Wegamplitude \hat{q} zur Erregeramplitude \hat{F} in Abhängigkeit der Frequenz dar. Ebenso kann der Phasenwinkel in Abhängigkeit der Erregerfrequenz dargestellt werden.

Ohne Dämpfung ($\mathcal{D} = 0$) sind die Amplituden im Resonanzpunkt ($\Omega = \omega_0$) unbegrenzt. Hier liegt ein Phasensprung des Nacheilwinkels zwischen Erregung und Antwort vor. Mit steigender Dämpfung nehmen die Amplituden ab, und die Resonanzstelle (hier aufgefasst als Frequenz mit maximaler Amplitude) der gedämpften Schwingung ω_k verschiebt sich in geringem Maße zu kleineren Frequenzen.

Die Gleichung (1) beschreibt die Antwort eines mechanischen Systems auf eine Störung $F(t)$ im Zeitbereich. Transformiert man diese Gleichung durch Anwendung der Fourier-Transformation in den Frequenzbereich so ergibt sich:

$$\begin{aligned} (-\mathbf{M}\Omega^2 + j\Omega\mathbf{B} + \mathbf{C}) \cdot \mathbf{Q}(j\Omega) &= \mathbf{F}(j\Omega) \quad \text{oder} \\ \mathbf{Q}(j\Omega) &= (-\mathbf{M}\Omega^2 + j\Omega\mathbf{B} + \mathbf{C})^{-1} \cdot \mathbf{F}(j\Omega) = \mathbf{H}(j\Omega) \cdot \mathbf{F}(j\Omega) \end{aligned} \quad (12)$$

Darin ist $\mathbf{H}(j\Omega)$ die symmetrische Matrix der Übertragungsfunktionen. Die Elemente $H_{ml}(j\Omega)$ sind Funktionen, die das Schwingungsverhalten eines Systems an Punkt m bei bekannter Erregung an Punkt l nach dem Abklingen der freien Schwingungsanteile beschreiben. Mit der Modaltransformation unter Annahme proportionaler Dämpfung lässt sich (12) durch Diagonalmatrizen bzw. entkoppelte Differentialgleichungen ausdrücken:

$$\begin{aligned} (-\Omega^2 \Psi^T \mathbf{M} \Psi + j\Omega \Psi^T \mathbf{B} \Psi + \Psi^T \mathbf{C} \Psi) \cdot \mathbf{X}(j\Omega) &= \Psi^T \mathbf{F}(j\Omega) \\ \text{oder} & \\ \mathbf{Q}(j\Omega) &= \Psi (-\Omega^2 \Psi^T \mathbf{M} \Psi + j\Omega \Psi^T \mathbf{B} \Psi + \Psi^T \mathbf{C} \Psi)^{-1} \Psi^T \cdot \mathbf{F}(j\Omega) \end{aligned} \quad (13)$$

So ergibt sich, wenn das System an Punkt l erregt wird, die Antwort des Systems an Punkt m durch Superposition von partikulären Lösungen mit der Struktur der Lösungen von Einfreiheitsgradsystemen

$$\mathbf{Q}_m(j\Omega) = \sum_{k=1}^N \frac{\Psi_{mk} \cdot \Psi_{lk}}{-\Omega^2 m_k + c_k + j\Omega b_k} \cdot F_l(j\Omega) \quad (14)$$

Der Verlauf der Übertragungsfunktion eines Einfreiheitsgradsystems bei harmonischer Erregung gleicht dem Verlauf der bereits erwähnten Vergrößerungsfunktion (vgl. Abbildung 7).

Durch Normierung der Eigenvektoren

$$\Phi_{ik} = \frac{1}{\sqrt{m_k}} \Psi_{ik} \quad , \quad i = 1 \dots n \quad (15)$$

und mit $\omega_{ok} = \frac{c_k}{m_k}$ und $\delta_k = \frac{b_k}{2m_k}$ (vgl. Gleichung (10)) folgt für den Aufbau der Übertragungsmatrix:

$$H_{ml}(j\Omega) = \frac{Q_m(j\Omega)}{F_l(j\Omega)} = \sum_{k=1}^N \frac{\Phi_{mk} \Phi_{lk}}{\omega_{ok}^2 - \Omega^2 + 2j\delta_k \Omega} \quad . \quad (16)$$

Dabei sind Φ_{mk} und Φ_{lk} die Komponenten des massenormierten Eigenvektors der k -ten Eigenform am Punkt m bzw. l . Die Eigenvektoren sind bei proportionaler Dämpfung reell.

Die Gesamtheit der Übertragungsfunktionen liefert den vollständigen Zusammenhang zwischen Eingangsvektor (Erregung) und Ausgangsvektor (Schwingungsantwort) eines mechanischen Systems im Frequenzbereich in Abhängigkeit von den modalen Parametern m_k , b_k und c_k . Die Übertragungsfunktionen sind komplex. Sie enthalten Amplituden- und Phaseninformationen.

Aus den durch experimentelle Modalanalyse bestimmten modalen Parametern und Eigenvektoren erhält man durch Rücktransformation Informationen über die das Systemverhalten im Zeitbereich beschreibenden Matrizen \mathbf{M} , \mathbf{C} und auch \mathbf{B} , jedoch nicht diese drei Matrizen in vollständiger Besetzung.

Der bisher in diesem Kapitel beschriebene Weg gilt nur für proportionale Dämpfung. Lässt sich die Dämpfungsmatrix nicht durch die Modalmatrix in Diagonalform überführen (9), so wird die Bewegungsgleichung (1) in die sogenannte DUNCANSche Form überführt, um eine modale Entkopplung zu realisieren:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{B} & \mathbf{M} \\ \mathbf{M} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}} \\ \ddot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\mathbf{M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \Leftrightarrow \mathbf{Az} + \mathbf{Rz} = \mathbf{P} \quad . \quad (17)$$

Die Einführung eines Ansatzes für die Zustandsgröße \mathbf{z} , modale Transformation sowie Transformation in den Frequenzbereich und einige Umformungen führen letztlich auf

$$H_{ml}(j\Omega) = \sum_{k=1}^N \frac{\Phi_{mk} \Phi_{lk}}{j\Omega + \delta_k - \omega_k} + \frac{\Phi_{mk}^* \Phi_{lk}^*}{j\Omega + \delta_k + \omega_k} \quad . \quad (18)$$

Darin sind Φ_{mk}^* und Φ_{lk}^* die konjugiert komplexen Komponenten der Eigenvektoren.

Der Weg über die DUNCANSche Form der Bewegungsgleichungen führt auf komplexe Eigenvektoren. Die einzelnen Komponenten des jeweiligen Eigenvektors besitzen

zueinander sich periodisch verändernde Phasenlagen. Die betreffende Eigenform ändert sich mit der Zeit.

Beide Ansätze sind grundsätzlich in gängigen kommerziellen Modalanalyse-Systemen verfügbar, um eine Systemidentifikation durchzuführen. Insbesondere in der Verfügbarkeit der verschiedenen Dämpfungsansätze gibt es bei den einzelnen Systemen allerdings Unterschiede. Sollen z.B. experimentelle Modalanalyseergebnisse zur Verbesserung numerischer Berechnungen verwendet werden, so müssen besonders bezüglich der Dämpfung kompatible Ansätze gewählt werden. Das führt häufig zur Benutzung der oben erwähnten „Bequemlichkeitshypothese“.

Ziel der experimentellen Modalanalyse ist es, die modalen Parameter und Eigenvektoren aus den gemessenen Frequenzgängen zu bestimmen. Im weiteren wird der Begriff des Frequenzganges für im Experiment ermittelte Übertragungsfunktionen verwendet. Die gemessenen Frequenzgänge lassen sich als frequenzabhängiges Verhältnis von Erreger- und Antwortsignal betrachten. Sie sind als Schätzfunktionen für die Übertragungsfunktionen eines Systems aufzufassen. Zur Ermittlung der Frequenzgänge werden Zeitsignale durch die schnelle FOURIER-Transformation (FFT) in den Frequenzbereich transformiert. Das Ergebnis sind Amplituden- und Phasenspektren. Ins Verhältnis gesetzt ergibt sich der komplexe Frequenzgang $\hat{H}_{ml}(j\Omega)$ zweier Signale

$$\hat{H}_{ml}(j\Omega) = \frac{\hat{Y}_m(j\Omega)}{\hat{X}_l(j\Omega)} \quad (19)$$

Die Bögen über den Funktionsbezeichnungen sollen verdeutlichen, dass es sich hierbei um Schätzfunktionen für die Spektren auf der Grundlage von gemessenen Zeitsignalen handelt. Dabei ist $\hat{Y}_m(j\Omega)$ das Spektrum einer beliebigen Antwort des Systems am Punkt m und $\hat{X}_l(j\Omega)$ das Spektrum einer Erregung am Punkt l . Bei harmonischer Erregung ist das Erregerspektrum reell.

Hinsichtlich der Wahl der Erregersignale gibt es keine Einschränkungen. Die Anregung kann beispielsweise durch das Impulssignal eines Hammerschlages oder auch durch einen harmonischen Kraftverlauf erfolgen. Als Antwortsignale werden bei der Modalanalyse häufig die gemessenen Beschleunigungen benutzt. Das prinzipielle Vorgehen bei der experimentellen Modalanalyse ist in Abbildung 8 gezeigt.

Da die Zeitsignale nur durch Werte zu diskreten Zeitpunkten im Abstand der Abtastzeit (reziproke Abtastfrequenz) gegeben sind, ergibt auch die Fouriertransformation nur Spektren diskreter Spektrallinien. Der Frequenzbereich der gemessenen Spektren ist durch die Abtastfrequenz festgelegt. Die Anzahl und somit der Abstand der Spektrallinien wird weiterhin von der Messdauer bestimmt. Bei der Aufnahme der Signale und der Durchführung der FFT muss beachtet werden, dass Frequenzen oberhalb der halben Abtastfrequenz herausgefiltert werden und eventuell

Fensterfunktionen zum Einsatz kommen, um Fehler durch Aliasing oder Abbruchfehler zu vermeiden.

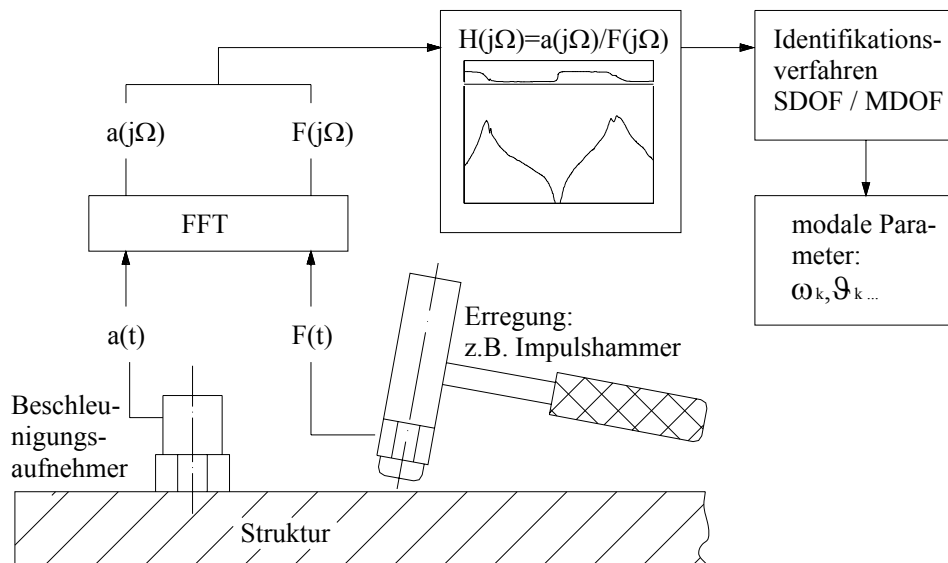


Abbildung 8: Prinzip der Durchführung der experimentellen Modalanalyse

Die Bestimmung der modalen Parameter erfolgt, indem durch Einsetzen der Parameter in Gleichung (16) bzw. (17) der daraus resultierende Funktionsverlauf dem experimentell ermittelten Frequenzgangverlauf möglichst weit angenähert wird. Zur rechnerischen Ermittlung gibt es verschiedene Verfahren, die aus gemessenen Frequenzgangsfunktionen die modalen Parameter und Komponenten der Eigenvektoren finden.

Sollen die Eigenformen eines Systems bestimmt werden, so muss das System im Vorfeld in N geeignete Messpunkte diskretisiert werden. Es kann gezeigt werden, dass zur Bestimmung der modalen Parameter die Kenntnis einer Zeile oder einer Spalte der Übertragungs- bzw. Frequenzgangmatrix ausreicht. Bei der Ermittlung einer Spalte wird das System an einem Punkt m erregt, und die zugehörigen Antworten werden an allen N Systempunkten gemessen. Anders wird bei der Zeilenmessung der Erregerpunkt variiert, während der Messort der Antwort konstant gehalten wird. Die Übertragungsfunktion für einen identischen Anregungs- und Antwortpunkt ist die sogenannte „driving-point“-Funktion.

Teilweise sind Resonanzstellen an den Frequenzgängen nicht deutlich zu erkennen. Sogenannte „Mode-Indikator-Funktionen“ (MIF) werten mehrere Frequenzgänge aus und stellen Bereiche großer Eigenfrequenzwahrscheinlichkeit deutlicher dar. Auch überlagerte Eigenmoden können besser erkannt werden. Mode-Indikator-Funktionen besitzen einen Wertebereich von 0 bis 1 und weisen an Stellen von Eigenfrequenzen lokale Minima auf.

Um die Unabhängigkeit der identifizierten Eigenformen überprüfen zu können, nutzt man die Orthogonalitätseigenschaft der Eigenvektoren (4). Ähnlich dem Skalarprodukt zweier Vektoren werden sogenannte Modal-Assurance-Criterion (MAC)-Werte zwischen den einzelnen Eigenvektoren errechnet und in einer Matrix angeordnet. Bei orthogonalen Eigenvektoren ist in der MAC-Matrix nur die Hauptdiagonale belegt. Die Belegung der Matrix lässt sich graphisch darstellen. Abbildung 9 zeigt ein Beispiel.

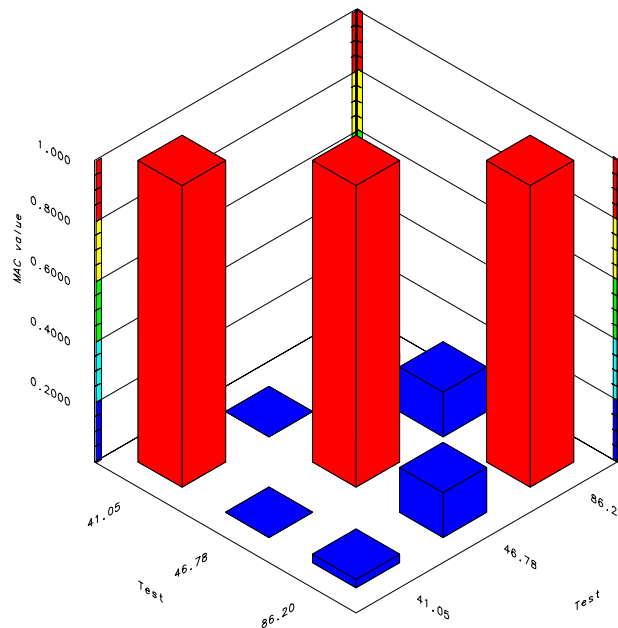


Abbildung 9: Exemplarische MAC-Matrix für 3 identifizierte Eigenmoden

4.2 Übersicht über die Identifikationsverfahren

Identifikationsverfahren sind danach zu unterscheiden, ob sie modale Größen einer Eigenform oder mehrerer Eigenformen gleichzeitig auf der Basis von einem oder mehreren Frequenzgängen ermitteln. Man spricht von SDOF (single degree of freedom) Verfahren und MDOF (multi degree of freedom) Verfahren. Die SDOF-Verfahren basieren auf der Theorie des Einmassenschwingers und können zur Analyse von modal nicht gekoppelten Eigenformen verwendet werden.

Der Begriff der modalen Kopplung lässt sich an Gleichung (16) bzw. (18) erklären. Lässt sich die Übertragungsfunktion in einem engen Bereich um die Resonanzfrequenz der Eigenform k allein durch den Ausdruck

$$H_{ml}(\Omega \approx \omega_{ok}) \approx \frac{\Phi_{mk} \Phi_{lk}}{\omega_{ok}^2 - \Omega^2 + 2j\delta_k \Omega} \approx \frac{\Phi_{mk} \Phi_{lk}}{2j\delta_k \Omega} \quad (20)$$

(also ohne Beiträge der Übertragungsfunktionsverläufe weiterer Eigenformen) ausreichend genau darstellen, so ist die Eigenform k modal nicht gekoppelt. Abbildung 10 zeigt den Zusammenhang an einem Diagramm vom frequenzabhängigen Betrag einer Übertragungsfunktion.

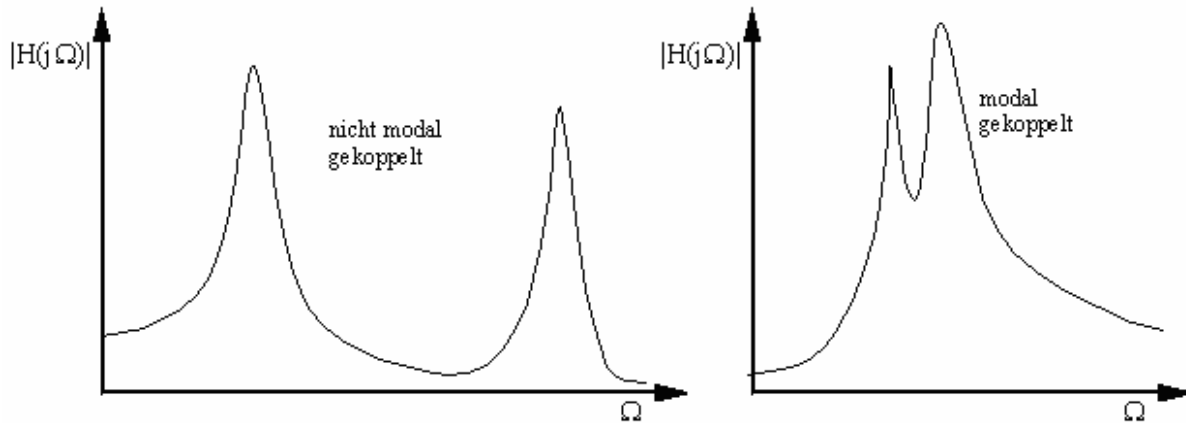


Abbildung 10: Unterscheidung anhand des Verlaufes von Übertragungsfunktionen in modal gekoppelte und modal nicht gekoppelte Eigenformen

SDOF-Verfahren bestimmen die modalen Parameter je einer Eigenform anhand einer einzelnen gemessenen Übertragungsfunktion. Folglich sind geeignete Übertragungsfunktionen zur Anwendung des Identifikationsverfahrens auszuwählen, und die Übereinstimmung der ermittelten Ergebnisse ist zu prüfen. Häufig bietet sich hierzu die Übertragungsfunktion am „driving-point“ an. Es werden örtliche Modalparameter wie die Eigenfrequenz der gedämpften Schwingung ω_k und die modale Abklingkonstante δ_k einer Eigenform k (lokale Schätzung) bestimmt. Allerdings variieren diese Parameter theoretisch bei angenommen vollständig linearen homogenen Systemen örtlich von Übertragungsfunktion zu Übertragungsfunktion nicht. Zur Bestimmung der Komponenten der Eigenvektoren müssen alle Übertragungsfunktionen betrachtet werden.

MDOF-Verfahren benutzen durch relativ komplizierte mathematische Fehleroptimierungsverfahren mehrere Übertragungsfunktionen zur Parameterermittlung. Die berechneten Parameter haben demnach globalen Charakter (globale Schätzung).

Hier werden nur kurz die im Rahmen dieser Untersuchung eingesetzten Identifikationsverfahren angesprochen. Darüber hinaus können im Rahmen von SDOF-Verfahren die Parameter auch noch erfolgreich von Hand angepasst werden.

- „SDOF-Polynomial“ ist ein einfaches Einfreiheitsgradverfahren. Es werden jeweils die Parameter einer Eigenform anhand des Kurvenverlaufs um ein Resonanzmaximum an einem Frequenzgang bestimmt. Die Eigenfrequenz der gedämpften Schwingung ergibt sich aus der Stelle des Amplitudenmaximums. Aus der Breite des Peaks lässt sich durch das Verfahren der Halbwertsbreite der

modale Dämpfungsparameter ableiten. Aus der maximalen Amplitude werden die Komponenten der Eigenvektoren bestimmt.

- „Circle-fit“ ist ein Einfreiheitsgradverfahren, das auf Basis eines Frequenzganges die modalen Parameter abschätzt. Es basiert auf der Tatsache, dass die Punkte eines Frequenzganges um eine Resonanzstelle in einem Koordinatensystem, in dem der Imaginärteil über dem Realteil abgetragen wird (komplexe Ebene), auf einem Kreis liegen. Der beste Schätzwert für die Eigenfrequenz liegt bei konstanten Frequenzabständen an der Stelle zwischen zwei Frequenzpunkten mit der größten Phasenwinkeldifferenz. Die Schätzung des Dämpfungsparameters ergibt sich aus den Winkeln zwischen jeweils zwei Frequenzpunkten um die Eigenfrequenz. Hierzu werden jeweils mehrere Wertepaare benutzt und der Mittelwert gebildet. Die Amplitude kann anhand des Durchmessers des Kreises geschätzt werden. Die Lage des Kreismittelpunktes gibt Aufschluss über die Phasenlage. Ein Kreis ist bereits durch drei Punkte eindeutig definiert. Bei diesem Verfahren lässt sich allerdings die Anzahl der Frequenzlinien und somit der Punkte in der komplexen Ebene, die zu Auswertung kommen sollen, vom Anwender angeben. Durch ein statistisches Fehlerminimierungsverfahren wird der am besten passende Kreis in der komplexen Ebene ermittelt und ein Korrelationswert zu einem wahren Kreis angegeben.
- Das Komplex-Exponentielle-Verfahren und das „Polyreferenz“-Verfahren nutzen ein Kurvenanpassungsverfahren im Zeitbereich. Während beim Komplex-Exponentiellen-Verfahren die Kurvenanpassung mit einer Übertragungsfunktion durchgeführt wird, bezieht das „Polyreferenz“-Verfahren die Frequenzgänge mehrerer Messpunkte gleichzeitig zum Schätzen der Parameter der Eigenformen im betrachteten Frequenzbereich mit ein. Zur Kurvenanpassung werden Matrizen mit Polynomfunktionen gebildet, deren Parameter durch ein Fehlerquadratminimum-Verfahren aus den Fourier-Rücktransformierten der Frequenzgänge ermittelt werden. Das Verfahren kann nicht sicher die Anzahl der Eigenmode im betrachteten Frequenzbereich angeben. Es konvergiert auch an Stellen rein numerischer Moden. Die Unterscheidung zwischen numerischen und physikalischen Moden muss der Anwender unter Beachtung der Frequenzgänge vornehmen. Das Verfahren ist fehleranfällig bei Frequenzgängen mit ungünstigem Signal/Rausch-Verhältnis.
- Auch das „orthogonale Polyreferenzverfahren“ bestimmt die modalen Parameter aus mehreren Frequenzgängen. Allerdings arbeitet es nicht im Zeit- sondern im Frequenzbereich. Numerische Moden liegen außerhalb des betrachteten Frequenzbereichs.

4.3 Dämpfungsansätze und Möglichkeiten der Dämpfungsmodellierung

Die Vorausberechnung von Schwingungen schiffbaulicher Konstruktionen erfordert im Fall der Eigenschwingungen eine realistische Erfassung von Masse und Steifigkeit. Das Problem wird sehr viel komplizierter im Fall der Zwangsschwingungen, weil zusätzlich die Dämpfung und die Erregung der Struktur erfasst werden müssen. Bei der Prognose des Zwangsschwingungsverhaltens schiffbaulicher Konstruktionen unter vorgegebenen Erregungen (häufig Propeller oder/und Hauptmaschine) bestehen noch immer erhebliche Unsicherheiten bei der Erfassung der wirksamen Dämpfungseinflüsse.

Es sind jedoch nicht nur fehlende Dämpfungsparameter, die die Erfassung der Dämpfung erschweren. Auch die komplizierten Dämpfungsmechanismen der komplexen Schiffsstruktur müssen vom gewählten Berechnungsverfahren näherungsweise erfasst werden. Mittlerweile ist die FEM weitgehend das Standardwerkzeug zur Berechnung lokaler und globaler Schwingungen von Schiffskonstruktionen geworden.

Der Begriff Dämpfung kennzeichnet die Dissipation von Energie in schwingenden mechanischen Systemen. Zur Charakterisierung der Dämpfungseigenschaften einer Struktur oder eines Dämpfers werden verschiedene Parameter verwendet:

- Dämpfungskoeffizient $b = \frac{\text{Dämpfungskraft}}{\text{Schwinggeschwindigkeit}} \quad \left[\frac{\text{N}}{\text{m/s}} \right]$
- Dämpfungsgrad $\xi = \vartheta = D = \frac{b}{2m\omega}$
- Verlustfaktor $\eta = \frac{\text{Dämpfungsenergie}}{2\pi \cdot \text{Potentielle Energie}}$
- Logarithmisches Dekrement $\Lambda = \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}$

worin $\eta = 2 \cdot \xi$. Der Dämpfungsgrad $\xi = 1$ (kritische Dämpfung, 100 %) beschreibt den Grenzfall zwischen periodischer und aperiodischer Bewegung.

Grundlegende Zusammenhänge und Gesetze für lineare und nichtlineare Dämpfungsansätze sowie eine große Anzahl von Dämpfungsparametern verschiedener Materialien werden z.B. in Büchern von Lazan [13] oder Nashif [14] angegeben.

Für Schiffsschwingungen ist von Willich [15] ein Überblick über die physikalischen Ursachen und mögliche mathematische Ansätze für verschiedene Arten der Dämpfung gegeben.

Viele physikalische Mechanismen tragen zur Dämpfung von Schiffschwingungen bei [16], [17]:

- Materialdämpfung,
- Strukturdämpfung (Dämpfung von Einrichtung, insbesondere Fußboden- und Decksbelägen),
- Ladungsdämpfung,
- Hydrodynamische Dämpfung,
- Mechanische Dämpfung (konzentrierte Dämpfung).

Materialdämpfung oder Hysteresedämpfung wird durch dissipierte Energie bei der Verformung des Materials verursacht. Dieser Dämpfungsanteil ist an Materialproben gut erforscht und insbesondere für Stahl gering und über weite Frequenzbereiche konstant. Gemessene Dämpfungsgrade ξ sind nach SSC-Veröffentlichung [18] für:

- Stahl $\xi = 0,16 - 0,5 \%$,
- Aluminium $\xi = 0,5 - 0,7 \%$,
- Holz $\xi = 1,1 - 1,7 \%$.

Strukturdämpfung oder Konstruktionsdämpfung wird durch dissipative Effekte an festen und verschieblichen Verbindungen (Niet-, Schraub- oder Schweißverbindungen) verursacht. Den weitaus größten Anteil haben aber Decksbeläge, Inneneinrichtungen sowie Anbauten wie Rohrleitungen und Kabelbäume. Von Asmussen [17] sind etwa $\xi = 4 - 8 \%$ angegeben.

Hydrodynamische Dämpfung oder Abstrahlungsdämpfung entsteht infolge von Schwingungen des Schiffskörpers im Wasser und ist im untersuchten Frequenzbereich vernachlässigbar.

Ladungsdämpfung ist stark abhängig von der Ladungsart (Container, flüssige Ladung, Stückgut u.a.) und wenig untersucht. Von Peleg [19] wurde als Dämpfungsmaß für Container $\xi = 0,115$ angegeben.

Mechanische Dämpfung oder konzentrierte Dämpfung tritt z.B. auf in Torsions- oder Längsschwingungsdämpfern von Kurbelwellen sowie Hydraulik- oder Seitenquerabstützungen von Motoren.

Abschließend kann nach [15], [16], [20], [21], [22] die Aussage getroffen werden, dass

- sehr unterschiedliche Werte für das Dämpfungsverhalten von Schiffsstrukturen ermittelt wurden,
- besonders im höheren Frequenzbereich wegen der zunehmenden Modendichte die Eigenformen nicht genau identifiziert und modale Dämpfungsfaktoren nur schwer ermittelt werden können,
- die Dämpfung im allgemeinen mit steigender Frequenz zunimmt.

Obgleich eine vollständige Erfassung von Dämpfung und Erregung schiffbaulicher Konstruktionen nicht möglich sein wird, kann eine Beurteilung von Schiffsschwingungen nicht auf die Berechnung freier Schwingungen begrenzt sein, sondern muss auch das Verständnis für das Auftreten von Schwingungsamplituden an kritischen Punkten wiedergeben, wodurch der realistischen Abbildung der Dämpfung im Berechnungsmodell eine besondere Bedeutung zukommt. Spezielle Verfahren für die Berechnung lokaler oder globaler Schiffsschwingungen sind in den letzten zehn Jahren fast vollständig durch die FEM ersetzt worden. Die verbreiteten FEM-Solver (ADINA, NASTRAN, ANSYS, MARC u.a.) enthalten unterschiedliche Algorithmen zur Lösung der Bewegungsgleichungen von diskreten Systemen mit sehr vielen Freiheitsgraden.

Grundsätzlich wird zwischen Lösungen im Zeitbereich und Lösungen im Frequenzbereich unterschieden. Bei Schiffsstrukturuntersuchungen ist die Lösung im Zeitbereich auf Spezialfälle beschränkt, wie z.B. die Berechnung der Schwingungsantwort des Schiffskörpers („Whipping“) im Fall der Erregung durch „Slamming“. Schwingungsprobleme im Schiffbau werden häufig durch Erregungen hervorgerufen, die harmonisch sind oder sich durch harmonische Reihen darstellen lassen, d.h. sich durch einen erkennbaren Frequenzbeitrag auszeichnen. Wegen der außerordentlich hohen numerischen Effektivität der Methode der modalen Überlagerung bzw. rechnerischen Modalanalyse (siehe oben) kann diese auch auf Rechenmodelle mit sehr großer Zahl an Freiheitsgraden angewendet werden. So ist es möglich, das Schwingungsniveau für große Systeme in einem großen Frequenzbereich mit moderatem Aufwand vorauszuberechnen.

Voraussetzung für die Entkoppelbarkeit der Bewegungsgleichungen aber ist, dass durch die Modaltransformation auch die Dämpfungsmatrix in eine Diagonalmatrix überführt wird. Ohne genaue Kenntnis der tatsächlichen Dämpfungen wird häufig mit experimentell ermittelten modalen Dämpfungen, einer Linearkombination von Massen- und Steifigkeitsmatrix (auch Rayleigh-Dämpfung oder proportionale Dämpfung (7)) oder weitergehenden Kombinationen auf gleicher Grundlage gerechnet.

Die nachfolgende Tabelle 6 und die Abbildung 11 zeigen eine Zusammenstellung von verschiedenen in den oben angegebenen FE-Programmen enthaltenen Dämpfungsmodellen und ihre qualitative Frequenzabhängigkeit.

Tabelle 6: Qualitative Abhängigkeit des Dämpfungsgrades von der Frequenz bei Berücksichtigung verschiedener Dämpfungsmodelle

Modellansatz	Dämpfungsmatrix	Dämpfungsgrad
Modale Dämpfung	$\Phi_i \mathbf{B} \Phi_j = 2 \omega_i \xi_i \delta_{ij}$	ξ direkt aus Experiment
Rayleigh Dämpfung	$\mathbf{B} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{C}$	$\xi = (\alpha + \beta \omega^2) / 2\omega$
Massenproportionale Dämpfung	$\mathbf{B} = \alpha \mathbf{M}$	$\xi = \alpha / 2\omega$
Werkstoffdämpfung	$\mathbf{B} = \beta \mathbf{C}$	$\xi = \beta \omega / 2$
Konstanter Dämpfungsgrad	$\mathbf{B} = k_0 / \omega_i \mathbf{C}$	$\xi = k_0 / 2$
Numerische Dämpfung	$\mathbf{B} = \alpha \mathbf{M} + (\beta + \gamma \omega) \mathbf{C}$	$\xi = (\alpha + \beta \omega^2 + \gamma \omega^3) / 2\omega$

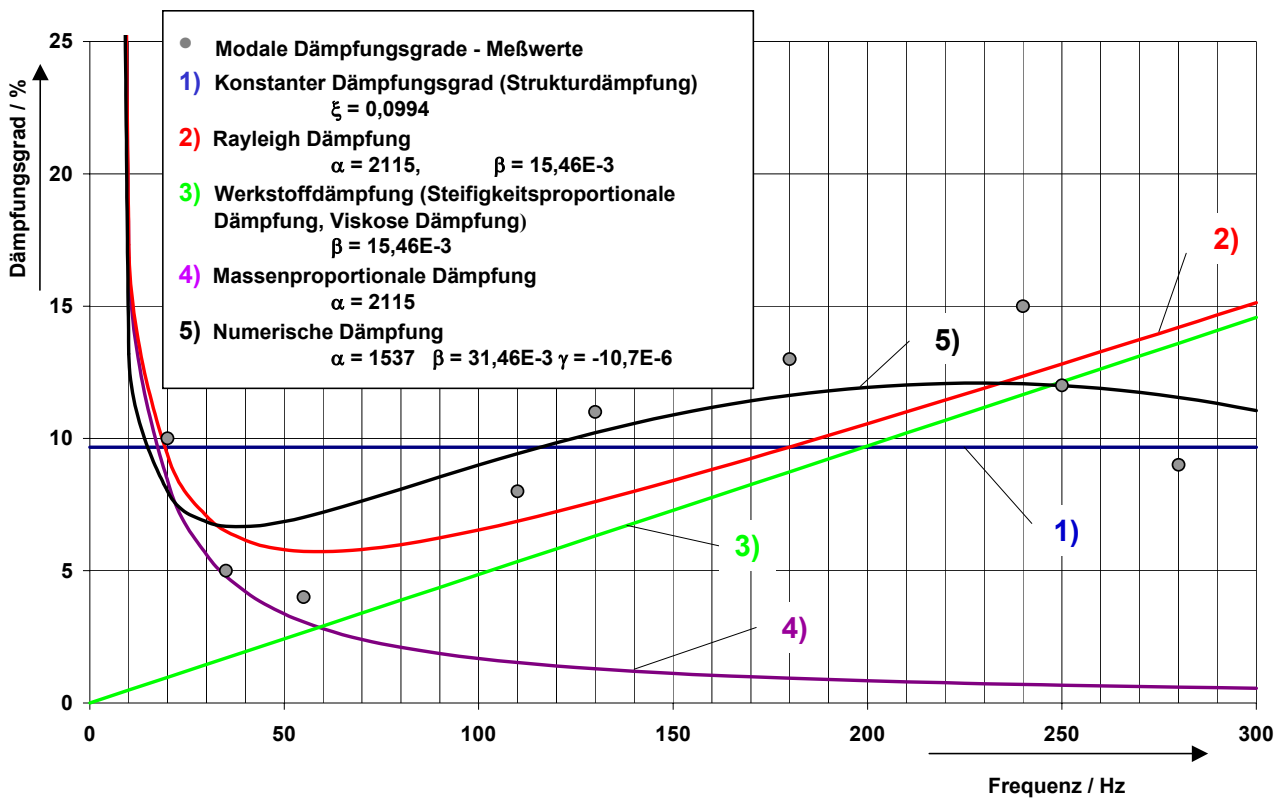


Abbildung 11: Qualitative Abhängigkeit des Dämpfungsgrades von der Frequenz bei Berücksichtigung verschiedener Dämpfungsmodelle

Dämpfung globaler und lokaler Schiffsschwingungen

In Abbildung 12 sind typische Schwingungserscheinungen schiffbaulicher Konstruktionen über der Frequenz dargestellt. Die angegebenen Frequenzgrenzen gelten für Standardentwürfe und für normale Schiffstypen. Die Übergänge zwischen Schiffsbewegungen, Schiffsschwingungen und Schall sind fließend. Bei Schwingungen ist es üblich, drei verschiedene Phänomene zu unterscheiden: globale Schiffskörper-

schwingungen, Aufbauenschwingungen und lokale Schwingungen. Dennoch stehen diese Phänomene in nicht vernachlässigbarer Wechselwirkung. Eine qualifizierte getrennte modalanalytische Betrachtung z.B. der Aufbauenschwingungen und lokaler Schwingungen ist nicht möglich. Häufig werden die Aufbauenschwingungen (Deckshaus und Achterschiff) aber auch den globalen Schwingungen zugeordnet.

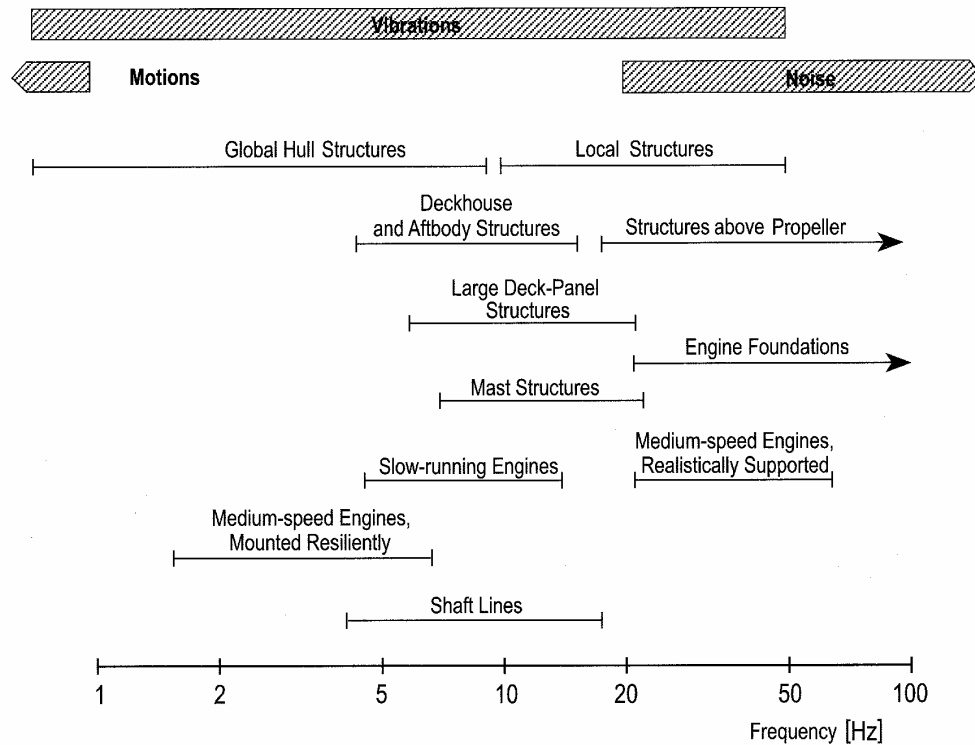


Abbildung 12: Bereiche von Eigenfrequenzen im Schiffbau [17]

4.3.1 Dämpfung globaler Schiffsschwingungen

Die Dämpfung globaler Schiffsschwingungen ist seit mehr als 40 Jahren Gegenstand von Untersuchungen. Dabei wurden in den meisten Fällen für die niedrigsten Grade vertikaler Schiffskörperschwingungen die Dämpfungsgrade ξ ermittelt. Die Untersuchungen wurden auf der Grundlage von Abklingkurven oder Resonanzkurven (Schiffsbetrieb oder Erreger) ausgeführt. Die bekannten Messungen zeigen sehr starke Streuungen, die sowohl Ursachen in verschiedenen Schiffstypen und Ladungen haben, aber auch durch die unterschiedlichen Messmethoden verursacht sein können.

Zusammenstellungen für globale Schiffskörperschwingungen finden sich in mehreren Veröffentlichungen. Aus Messungen ermittelte Dämpfungsgrade ξ liegen zwischen $\xi = 0,5$ bis 6 % im Frequenzbereich von 1,5 bis 20 Hz.

Für die Vorausberechnung globaler Schwingungen von Containerschiffen werden vom Germanischen Lloyd [17] gesicherte Ergebnisse bei Verwendung frequenzabhängiger

Dämpfung angegeben, wie als Näherung in Abbildung 13 dargestellt. D.h., es werden frequenzabhängige Dämpfungsgrade ξ in FE-Modellen verwendet.

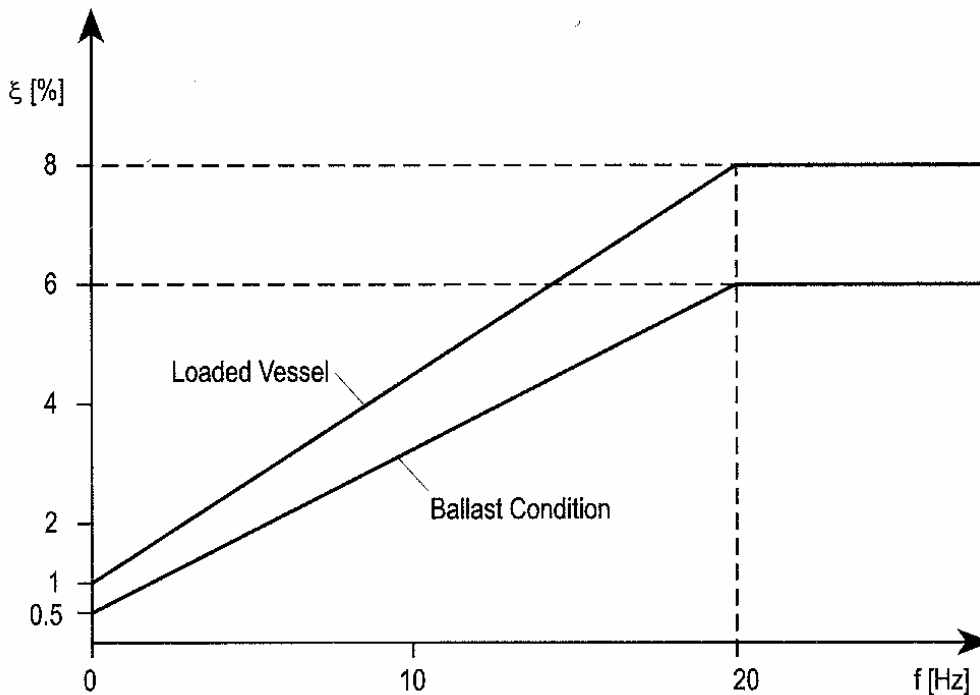


Abbildung 13: Modale Dämpfung für die Berechnung globaler Schiffsschwingungen

4.3.2 Dämpfung lokaler Schiffsschwingungen

Lokale Schwingungen auf Schiffen können an sehr unterschiedlichen Strukturen wie an starr oder elastisch gelagerten Motoren, Wellenleitungen im Achterschiff, Masten, Tanks oder Decks in Aufbauten auftreten. Sie erfordern spezielle Berechnungsverfahren und häufig auch spezielle Dämpfungsmodelle. Im folgenden soll die Erfassung von Dämpfung bei Motorschwingungen betrachtet werden.

In dieser Arbeit werden die lokalen Schwingungen starr gelagerter Motoren untersucht. Ergebnisse der Messungen finden sich in Kapitel 5. In Kapitel 6 sind die durchgeführten Finite-Elemente-Berechnungen dargestellt.

Ziel ist es, die dem physikalischen Modell entsprechenden modalen Parameter aus der Messung zu gewinnen. Die Parameteridentifikation beinhaltet somit folgende Schritte:

- Auswahl des Erregerpunktes, um die maßgeblichen Moden des Motors anzuregen und den Motor nicht zu beschädigen,
- Auswahl der Position der Beschleunigungsaufnehmer, so dass keine lokalen Moden ausgelöst werden, die das Signal stören,
- Messung der Übertragungsfunktionen,
- Glättung der gemessenen Übertragungsfunktionen, so dass die Dämpfung weitestgehend nicht beeinflusst wird, aber die Kurven auswertbar werden,

- Identifikation der Systemparameter mit Hilfe eines modalen Interpolationsverfahrens,
- Überprüfung der ermittelten Parameter durch Vergleich mit den gemessenen Übertragungsfunktionen.

Für die Parameteridentifikation der Motorschwingungen muss besonderer Wert auf die ausreichende Erregung der Maschinen und die Vorbereitung der gemessenen Daten für die Systemidentifikation gelegt werden. Die Anpassung des physikalischen Modells ist für die Motorschwingungen relativ einfach, da die ersten Eigenfrequenzen des Motors entkoppelt sind und sich deshalb durch ein einfaches Einmassenschwinger-Modell anpassen lassen. In den folgenden Abschnitten werden einige modale Interpolationsverfahren erläutert, die zur Identifikation verwendet wurden.

4.4 Details zu den verwendeten Identifikationsverfahren

4.4.1 Das Circle-Fit-Verfahren

Das Verfahren beruht auf der Annahme, dass die Ortskurve der Real- und Imaginäranteile der Frequenzgänge in der Umgebung einer Resonanzfrequenz durch einen Kreis approximiert werden kann. Im Fall viskoser Dämpfung wird die Kreisgleichung in der Geschwindigkeitsebene genau erfüllt. Hier ist eine Auswertung mit Hilfe der mechanischen Admittanz zweckmäßig. Die Übertragungsfunktion kann für viskose Dämpfung in Resonanznähe durch (20) angenähert werden. Ein System mit Strukturdämpfung (hysteretischer Dämpfung) erfüllt die Kreisgleichung genau in der Weg- und der Beschleunigungsebene. Die Approximation kann demnach durch die mechanische Nachgiebigkeit und die mechanische Inertanz geschehen. In Abbildung 14 sind die Eigenschaften eines Modalen Kreises dargestellt.

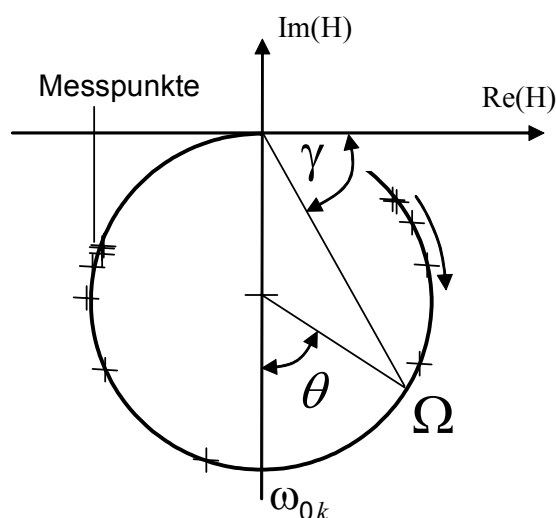


Abbildung 14: Modalkreis

Für den Fall hysteretischer Dämpfung gilt für die Näherung der Übertragungsfunktion:

$$H_{ml}(j\Omega) \approx \frac{\Phi_{mk} \Phi_{lk}}{\omega_{ok}^2 - \Omega^2 + j\eta_k} . \quad (21)$$

Die Approximation der Kreisgleichung kann mit Hilfe der Fehlerquadratmethode geschehen. Die allgemeine Gleichung eines Kreises mit dem Mittelpunkt an der Stelle (x_0, y_0) lautet:

$$(x-x_0)^2 + (y-y_0)^2 = R^2 . \quad (22)$$

Mit Hilfe von Wertepaaren (x_i, y_i) lässt sich der Kreis durch die quadratische Ansatzfunktion

$$g(x, y) = x^2 + y^2 + a_0 x + a_1 y + a_2 \quad (23)$$

annähern. Der Parametervektor $\mathbf{a}^T = \{a_0, a_1, a_2\}$ lässt sich mit Hilfe der Fehlerquadratsumme ermitteln. In Matrixschreibweise lässt sich die Normalgleichung wie folgt bestimmen:

$$\begin{aligned} \mathbf{a} &= (\mathbf{G}^T \mathbf{G})^{-1} \mathbf{G}^T \mathbf{b} \\ \text{mit } b_i &= -\{x_i^2 + y_i^2\} . \\ \text{und } G_i &= [1 \quad x_i \quad y_i] \end{aligned} \quad (24)$$

Zwischen der Lage und Form des Kreises und den Parametern gilt folgende Beziehung:

$$\begin{aligned} x_0 &= -\frac{1}{2} a_0 \\ y_0 &= -\frac{1}{2} a_1 \\ R &= \frac{1}{2} \sqrt{a_0^2 + a_1^2 - 4a_2} \end{aligned} . \quad (25)$$

Bei der Ermittlung des Modalkreises entspricht die x-Achse den Realteilen und die y-Achse den Imaginärteilen der Übertragungsfunktion. Für die Parameteridentifikation muss der Zusammenhang zwischen den geometrischen Größen der Kreises und dem zugrundegelegten physikalischen Modell gefunden werden. Im folgenden wird dies für physikalischen Modelle mit Strukturdämpfung und viskoser Dämpfung vorgeführt.

Wird der Quotient aus Real- und Imaginärteil in (21) gebildet, so lassen sich folgende Winkelfunktionen definieren:

$$\begin{aligned} \tan(\gamma) &= \frac{\eta_k}{1 - (\Omega / \omega_{0k})^2} \\ \tan(90^\circ - \gamma) &= \tan(\theta / 2) = \frac{1 - (\Omega / \omega_{0k})^2}{\eta_k} \end{aligned} \quad (26)$$

Demnach lässt sich ein funktionaler Zusammenhang zwischen den modalen Parametern und einer geometrischen, kreisspezifischen Größe θ finden. Als nächstes wird der Punkt gesucht, bei dem die interpolierte Kreisfrequenz der Resonanzfrequenz gleicht. Durch Umformung von (26) nach dem Quadrat der Kreisfrequenz Ω^2 und Ableitung nach dem Winkel θ erhält man eine Gleichung, die den Zusammenhang zwischen Winkeländerung und Kreisfrequenz wiedergibt

$$\frac{d\Omega^2}{d\theta} = \frac{-\omega_{0k} \eta_k (1 - (\Omega / \omega_{0k})^2)^2}{2\eta_k} \quad (27)$$

Im Maximum dieser Funktion gilt:

$$\frac{d}{d\Omega} \left(\frac{d\Omega^2}{d\theta} \right) = 0 \rightarrow \Omega = \omega_{0k} \quad (28)$$

Bei äquidistanter Frequenzschrittweite der Messpunkte liegt der beste Schätzwert für die Eigenfrequenz zwischen den zwei Punkten mit der größten Winkeldifferenz. Die Länge der Strecke vom Koordinatenursprung zu diesem Punkt stellt gleichzeitig die unskalierte Komponente des Eigenvektors dar, wobei das Vorzeichen aus der Lage des Kreises im Koordinatensystem bestimmt wird. Ist die Resonanzfrequenz identifiziert, kann der Verlustfaktor η_k mit Gleichung (26) aus die Differenz zweier Stützstellen $\omega_a < \omega_{0k} < \omega_b$ berechnet werden:

$$\eta_k = \frac{\omega_a^2 - \omega_b^2}{\omega_{0k}^2 (\tan(\theta_a / 2) + \tan(\theta_b / 2))} \quad (29)$$

Für viskose Dämpfung wird der Winkel θ aus der mechanischen Admittanz berechnet, wobei hierfür Gleichung (20) mit $j\Omega$ multipliziert wird. Man erhält folgenden funktionalen Zusammenhang:

$$\tan(\theta / 2) = \frac{1 - (\Omega / \omega_{0k})^2}{2\xi \Omega / \omega_{0k}} \quad (30)$$

Für die Identifikation der Resonanzfrequenz erhält man dieselbe Aussage wie für den Fall mit Strukturdämpfung. Der Dämpfungsgrad ξ lässt sich analog dazu (29) durch

$$\xi = \frac{\omega_a^2 - \omega_b^2}{2\omega_{0k}^2 (\tan(\theta_a / 2) + \tan(\theta_b / 2))} \quad (31)$$

berechnen. Für geringe Dämpfung (Verlustfaktor kleiner 2% bis 3%) lässt sich der in Abschnitt 4.2 angegebene Zusammenhang zwischen Dämpfungsgrad und Verlustfaktor bilden

$$\eta = 2\xi \quad . \quad (32)$$

4.4.2 Verfahren der Komplex Exponentiellen Kurvenanpassung

Für die Annäherung modaler Parameter in Frequenzbereichen, in denen benachbarte Moden den Verlauf der Übertragungsfunktion beeinflussen, ist das Verwenden von SDOF-Verfahren nicht angebracht. Die gemessene Übertragungsfunktion muss in solchen Fällen durch Kurvenverläufe angenähert werden, die es erlauben, benachbarte Moden zu identifizieren. Es handelt sich dabei um ein Verfahren zur Interpolation der Systemantworten im Zeitbereich. Im Gegensatz zu den Verfahren, die im Frequenzbereich arbeiten und die Übertragungsfunktion anpassen, wird bei den Komplex-Exponential-Verfahren die sogenannte Impuls-Antwort-Funktion angenähert.

Der Zusammenhang der Antwort eines linearen Systems zur Zeit t und einen Dirac-Delta-Impuls zum Zeitpunkt τ wird Impuls-Antwort-Funktion genannt und ist definiert durch:

$$h(t-\tau) \begin{cases} = 0 & \text{für } t \leq \tau \\ \neq 0 & \text{für } t > \tau \end{cases} \quad . \quad (33)$$

Eine beliebige transiente Erregung $f(t)$ kann als eine Serie überlagerter Einzelimpulse der Amplitude $f(\tau)d\tau$ aufgefasst werden, so dass die Antwort des Systems auf einen Einzelimpuls durch

$$\delta q(t) = h(t-\tau)f(\tau)d\tau \quad (34)$$

beschrieben werden kann. Die Gesamtantwort des Systems lässt sich somit durch Integration der Einzelantworten darstellen:

$$q(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} h(t-\tau)f(\tau)d\tau \quad . \quad (35)$$

Der Zusammenhang der Impuls-Antwort-Funktion und der Übertragungsfunktion ist überschaubar, wenn die Fouriertransformierte eines Einzelimpulses $f(t) = \delta(t)$ gebildet wird:

$$\frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \delta(t) e^{-j\Omega t} dt = \frac{1}{2\pi} \quad . \quad (36)$$

Das Einsetzen in die Definition der Übertragungsfunktion (z.B. (16) oder (18)) und die Rücktransformation in den Zeitbereich führt, per Definition, zur Impuls-Antwort-Funktion:

$$q(t) = \frac{1}{2} \pi \int_{-\infty}^{+\infty} H(j\Omega) e^{j\Omega t} d\Omega \equiv h(t) \quad . \quad (37)$$

Um gemessene Übertragungsfunktionen in den Zeitbereich zu überführen und die Impuls-Antwort-Funktion zu gewinnen, ist demzufolge lediglich die inverse Fouriertransformation notwendig. Praktisch wird der Frequenzbereich angegeben, den es zu analysieren gilt, und die Daten innerhalb dieses Bereiches werden invers fouriertransformiert. Die entstandene Zeitreihe enthält somit die Amplituden- und Phaseninformation aller Moden, die sich in diesem Intervall befinden.

Die Übertragungsfunktion eines Systems mit viskoser Dämpfung ist in (18) dargestellt

$$H_{ml}(j\Omega) = \sum_{k=1}^N \frac{\Phi_{mk} \Phi_{lk}}{j\Omega + \delta_k - \omega_k} + \frac{\Phi_{mk}^* \Phi_{lk}^*}{j\Omega + \delta_k + \omega_k} \quad .$$

Die Impuls-Antwort Funktion für ein viskos gedämpftes System lässt sich nun, analog zur homogenen Lösung eines Mehrfreiheitsgradsystems als eine Überlagerung exponentiell abklingender Kurven darstellen:

$$h_{ml}(t) = \sum_{k=1}^{2N} \Phi_{mk} \Phi_{lk} e^{\lambda_k t} \quad . \quad (38)$$

Darin sind λ_k die komplexen Eigenwerte der homogenen Lösung. Zur Abkürzung wurden die komplex konjugierten Größen in die Summation eingebaut, so dass folgende Definitionen gelten:

$$\lambda_k = \begin{cases} -\omega_{0k} \zeta_k + j\omega_{0k} \sqrt{1 - \zeta_k^2} & \text{für } k \leq N \\ -\omega_{0(k-N)} \zeta_k - j\omega_{0(k-N)} \sqrt{1 - \zeta_{k-N}^2} & \text{für } k > N \end{cases} \quad , \quad (39)$$

$$\Phi_{mk} \Phi_{lk} = \begin{cases} \Phi_{mk} \Phi_{lk} & \text{für } k \leq N \\ \Phi_{m(k-N)}^* \Phi_{l(k-N)}^* & \text{für } k > N \end{cases} \quad . \quad (40)$$

Die Impuls-Antwort-Funktion lässt sich zu den verschiedenen Zeitpunkten in einem Zeitintervall $I_1 : t = 0, \Delta t, 2\Delta t, \dots, q\Delta t$ wie folgt darstellen:

$$\begin{aligned}
 h(0)_{ml} &= \sum_{k=1}^{2N} \Phi_{mk} \Phi_{lk} \\
 h(\Delta t)_{ml} &= \sum_{k=1}^{2N} \Phi_{mk} \Phi_{lk} e^{\lambda_k \Delta t} \\
 h(2\Delta t)_{ml} &= \sum_{k=1}^{2N} \Phi_{mk} \Phi_{lk} e^{\lambda_k 2\Delta t} = \sum_{k=1}^{2N} \Phi_{mk} \Phi_{lk} \left(e^{\lambda_k \Delta t} \right)^2 \\
 &\quad \vdots \\
 h(q\Delta t)_{ml} &= \sum_{k=1}^{2N} \Phi_{mk} \Phi_{lk} e^{\lambda_k q\Delta t} = \sum_{k=1}^{2N} \Phi_{mk} \Phi_{lk} \left(e^{\lambda_k \Delta t} \right)^q
 \end{aligned} \tag{41}$$

Abkürzend kann auf die Indizes ml verzichtet werden, da die Gleichungen für jede der gemessenen Übertragungsfunktionen gelten

$$\left. \begin{aligned}
 h(t)_{ml} &\rightarrow h(t) \\
 \Phi_{mk} \Phi_{lk} &\rightarrow A_k
 \end{aligned} \right\} m, l \text{ beliebig} . \tag{42}$$

Ebenso ist aus der Serie zu erkennen, dass sich die exponentiellen Anteile abkürzen lassen:

$$e^{\lambda_k \Delta t} = V_k . \tag{43}$$

Das System aus q Gleichungen lässt sich dann durch

$$h_p = \sum_{k=1}^{2N} A_k V_k^p \text{ mit } p = 0 \dots q \tag{44}$$

darstellen. Wird jede Gleichung in (41) mit einer zunächst unbekanntem Größe β_p multipliziert und anschließend das gesamte Gleichungssystem addiert, so gelangt man zu folgender Gleichung:

$$\sum_{p=0}^q \beta_p h_p = \sum_{k=1}^{2N} \left(A_k \sum_{p=0}^q \beta_p V_k^p \right) . \tag{45}$$

Die Koeffizienten β_p erfüllen die Bedingung

$$\sum_{p=0}^q \beta_p V_k^p = 0 . \tag{46}$$

Des Weiteren wird vorausgesetzt, dass sich die Parameter β_p zeitlich nicht ändern, so dass die Gleichung (45) sukzessive für verschiedene Zeitintervalle, die um Δt verschoben sind, gebildet werden kann. Lediglich die Impulsantwortfunktion ändert sich für jedes Zeitintervall. Um eine eindeutige Lösung der Parameter β_p zu gewinnen, ist es erforderlich, mindestens $q = 2N$ zu gewährleisten, so dass das gesamte Zeitintervall die Länge $(4N - 1)\Delta t$ besitzt:

$$\begin{aligned}
 I_1[0, q\Delta t] & : \sum_{p=0}^{2N} \beta_p h_p = \sum_{k=1}^{2N} \left(A_k \sum_{p=0}^{2N} \beta_p V_k^p \right) \\
 I_2[\Delta t, (q+1)\Delta t] & : \sum_{p=0}^{2N} \beta_p h_{p+1} = \sum_{k=1}^{2N} \left(A_k \sum_{p=0}^{2N} \beta_p V_k^p \right) \\
 I_3[2\Delta t, (q+2)\Delta t] & : \sum_{p=0}^{2N} \beta_p h_{p+2} = \sum_{k=1}^{2N} \left(A_k \sum_{p=0}^{2N} \beta_p V_k^p \right) \\
 & \vdots \\
 I_{2N}[(2N-1)\Delta t, (4N-1)\Delta t] & : \sum_{p=0}^{2N} \beta_p h_{p+2N-1} = \sum_{k=1}^{2N} \left(A_k \sum_{p=0}^{2N} \beta_p V_k^p \right)
 \end{aligned} \tag{47}$$

Für jeden Mode wird gefordert, dass ein Polynom nach Gleichung (46) existiert. Da diese Forderung bedeutet, dass die rechten Seiten in (47) gleich Null werden, reduzieren sich die Gleichungen auf (48):

$$\sum_{p=0}^{2N} \beta_p h_{p+r} = 0 \quad \text{für } r = 0 \dots 2N-1. \tag{48}$$

Wird nun der Parameter $\beta_{2N} = 1$ gesetzt und jede der Gleichungen (48) nach dem letzten Glied der Summe aufgelöst, so gelangt man zu einem Gleichungssystem aus dem die unbekannt Parameter β_p berechnet werden können:

$$\begin{bmatrix} h_0 & h_1 & h_2 & \dots & h_{2N-1} \\ h_1 & h_2 & h_3 & \dots & h_{2N} \\ h_2 & h_3 & h_4 & \dots & h_{2N+1} \\ \vdots & & & \ddots & \vdots \\ h_{2N-1} & h_{2N} & h_{2N+1} & \dots & h_{4N-1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \beta_2 \\ \vdots \\ \beta_{2N-1} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} h_{2N} \\ h_{2N+1} \\ h_{2N+2} \\ \vdots \\ h_{4N-1} \end{Bmatrix}. \tag{49}$$

Sind die Parameter β_p bekannt, können die Eigenwerte aus (43) ermittelt werden, indem die Nullstellen des Polynoms (46) berechnet werden. Aus den komplexen Eigenwerten lassen sich wiederum die modalen Parameter Eigenfrequenz und Dämpfung ermitteln.

$$\begin{aligned}
 \text{Re}(\lambda_k) &= \frac{1}{2\Delta t} \ln(\text{Re}(\beta_k^2) + \text{Im}(\beta_k^2)) \\
 \text{Im}(\lambda_k) &= \frac{1}{\Delta t} \arctan\left(\frac{\text{Im}(\beta_k^2)}{\text{Re}(\beta_k^2)}\right)
 \end{aligned} \tag{50}$$

Die modalen Konstanten werden durch Einsetzen der Eigenwerte in Gleichung (41) gewonnen, indem die entstehende Matrix (51) gelöst wird:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & \dots & 1 \\ V_1 & V_2 & V_3 & \dots & V_{2N} \\ V_1^2 & V_2^2 & V_3^2 & \dots & V_{2N}^2 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ V_1^{2N-1} & V_2^{2N-1} & V_3^{2N-1} & \dots & V_{2N}^{2N-1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \\ \vdots \\ A_{2N} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} h_0 \\ h_1 \\ h_2 \\ \vdots \\ h_{2N-1} \end{Bmatrix} . \quad (51)$$

Die ermittelten modalen Parameter können in (18) eingesetzt werden, und der Fehler der Anpassung gegenüber der gemessenen Übertragungsfunktion kann bestimmt werden. In IDEAS ist der Anpassungsfehler durch den MFC-Wert (Modal Failure Criteria) charakterisiert. Die Prozedur wird nun mit einer veränderlichen Anzahl von Moden wiederholt, und der Fehler wird berechnet. Für die unterschiedliche Anzahl von Eigenfrequenzen ist der minimale Fehler zu erwarten, wenn die gewählte Anzahl der Moden der physikalischen Modenanzahl entspricht. Ein Nebeneffekt des Verfahrens ist das Entstehen numerischer Pole, die durch Imperfektionen in der Messung hervorgerufen werden. Letztere sind im allgemeinen jedoch einfach zu erkennen, da sie sehr hohe Dämpfungswerte oder sehr kleine modale Konstanten ergeben.

4.4.3 Polyreferenz-Komplex-Exponential-Verfahren

Polyreferenzverfahren sind solche, bei denen die modalen Parameter durch gleichzeitige Erregung an mehreren Punkten und Auswertung mehrerer Übertragungsfunktionen gewonnen werden. Diese Verfahren ziehen jedoch einen erheblichen Aufwand bezüglich des Versuchsaufbaus nach sich und sind wegen der schlechten Zugänglichkeit der Schiffsantriebsanlagen nicht in die Praxis umsetzbar. In den beiden vorangehenden Verfahren werden die Eigenkreisfrequenzen und Dämpfungen aus einer Übertragungsfunktion gewonnen und anschließend aus der Gesamtheit gemessener Übertragungsfunktionen die Beträge und Richtungen der Eigenvektoren in den Messpunkten ermittelt. Der Vorteil der gleichzeitigen Auswertung mehrerer Übertragungsfunktionen, der die Polyreferenzverfahren charakterisiert, bleibt bei dem Polyreferenz-Komplex-Exponential-Verfahren erhalten. Es basiert auf dem Komplex-Exponential-Verfahren, wobei mehrere Übertragungsfunktionen gleichzeitig über eine Quadratfehlerminimierung analysiert werden. In IDEAS wird dieses Verfahren als Polyreferenz Verfahren verwendet. Da es auf den im vorhergehenden Kapitel dargestellten Formeln basiert, wird auf eine Herleitung verzichtet und auf die einschlägige Literatur verwiesen [23], [24].

4.5 Auswahl der Erregerpunkte und gebauter Erreger

Für die Auswahl der Erregerpunkte sind im allgemeinen die zu erwartenden Eigenformen ausschlaggebend. Der Ort der Anregung wird so gewählt, dass möglichst alle Eigenformen angeregt werden. Im Falle der Schiffsantriebsanlage bestand das Ziel in der Identifikation der H-Form und der X-Form, so dass eine seitliche Erregung der Anlagen zweckmäßig war. Die Schiffe wurden vor den Messungen besichtigt, um einen zugänglichen Anregungspunkt festzulegen.

Die Motoren wurden mit einer Masse von ca. 620 kg angestoßen. In Abbildung 15 ist eine Skizze des Erregers dargestellt.

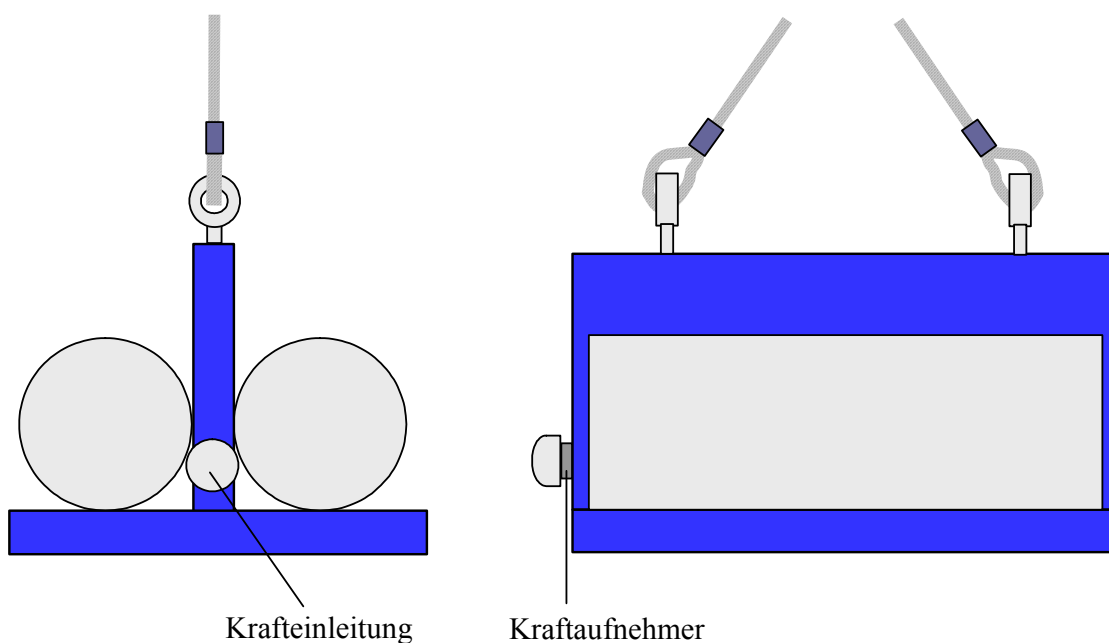
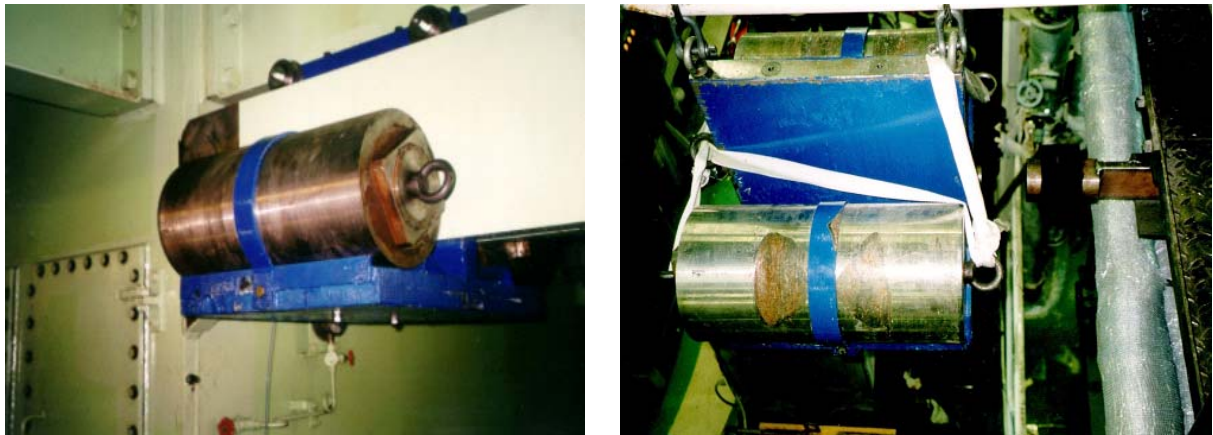


Abbildung 15: Impulserreger

Für den WARNOW CV5500 wurde aus Platzgründen die Stoßvorrichtung auf eine Seitenabstützung rollend montiert. Für die anderen Schiffe waren die Anregungspunkte durch den Kran im Maschinenraum zugänglich, so dass die Stoßvorrichtung als Pendel gegen die Maschinen geschlagen werden konnte. Um Rückstöße zu vermeiden, wurde der Krafteinleitungspunkt in Höhe des Schwerpunktes positioniert. In den Abbildungen 16 und 17 ist der montierte Erreger in den verschiedenen Messungen dargestellt. Um die Motoren nicht zu beschädigen und ein breitbandiges Erregerspektrum zu erzeugen, wurde zwischen Erreger und Motor eine Gummikalotte platziert, welche die Kontaktzeit des Erregers erhöht und damit die maximal erregte Frequenz in einen gewünschten Bereich verschiebt. Abbildung 18 zeigt ein typisches Erregerspektrum (WARNOW CV2500) als Ergebnis der Fouriertransformation des Zeitverlaufs des Kraftstoßes. Durch Auswahl der Gummikalotten am Erreger konnte der gewünschte Frequenzbereich des Spektrums eingestellt werden. Es ist zu erkennen, dass sich Frequenzen bis ca. 20 Hz ausreichend erregen lassen.



*Abbildung 16:
Impulserreger bei Messung auf WARNOW CV5500 (links) und WARNOW CV2500 (rechts)*

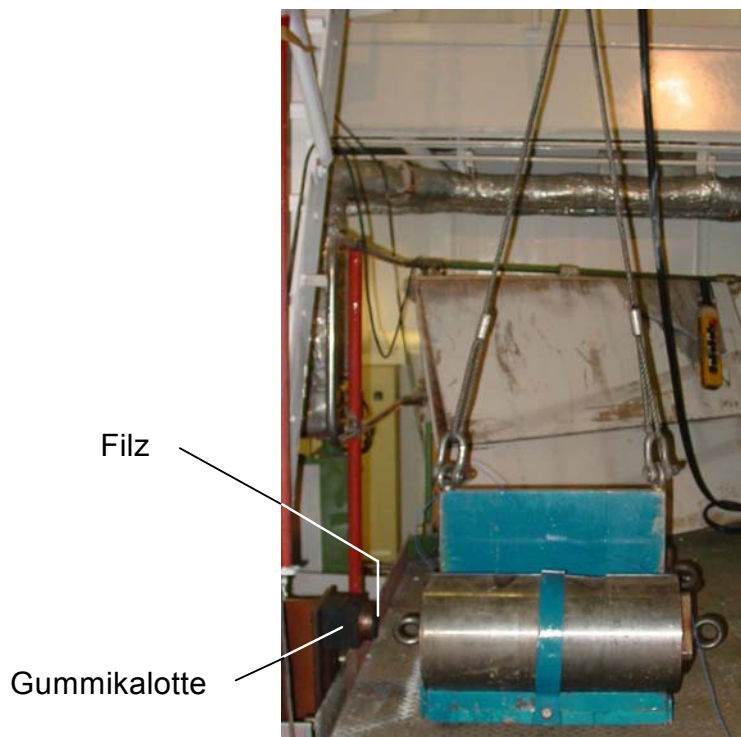


Abbildung 17: Impulserreger auf MTW CV2500

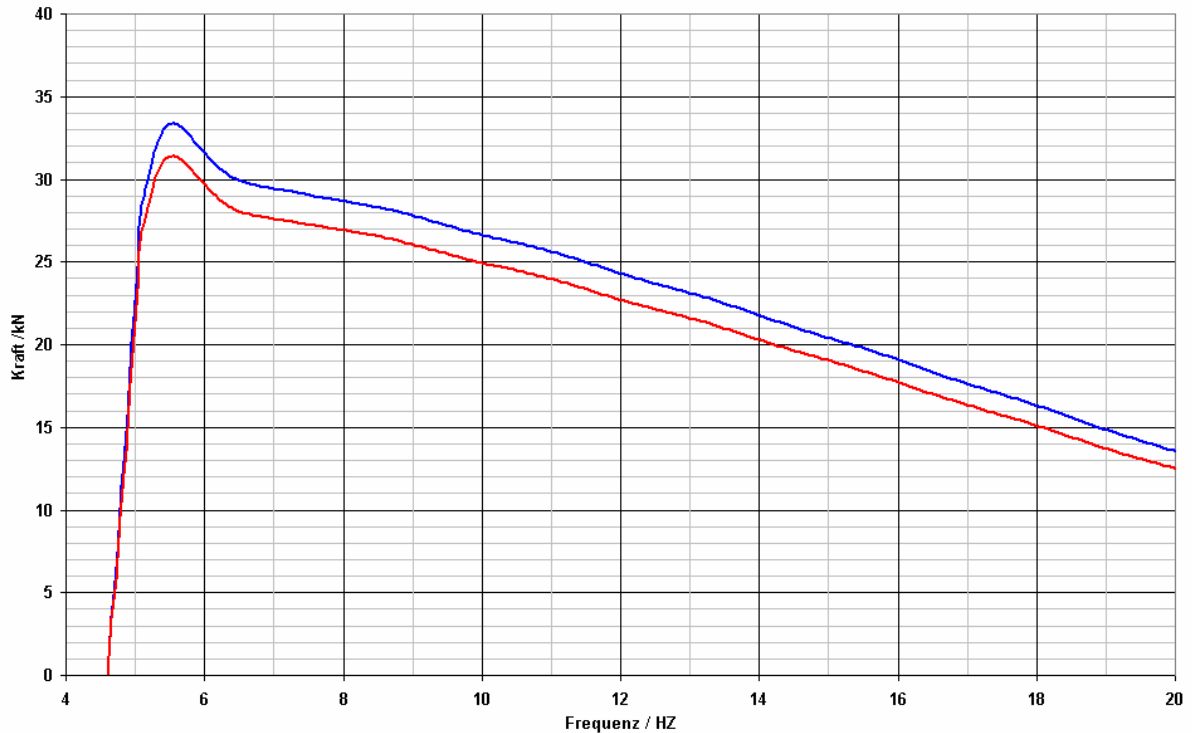


Abbildung 18: Typische Erregerspektren

4.6 Auswahl der Messpunkte

Die Position und die Anzahl der Beschleunigungsaufnehmer ist wichtig, um sicherzustellen, dass bei der Identifikation der Eigenmoden kein Fehler, z.B. durch räumliches Aliasing oder lokale Schwingungen, auftritt. Des Weiteren kann bei einer Positionierung eines Sensors an einen Schwingungsknoten in der Übertragungsfunktion keine Resonanzerscheinung der zugehörigen Frequenz auftreten. Um die verzerrende Wirkung lokaler Moden zu vermeiden, ist es wichtig, die Beschleunigungsaufnehmer an Versteifungen der Motorstruktur zu positionieren. Damit wird vermieden, dass durch Schwingungen von lokalen Bereichen z.B. Plattenfeldern, die Übertragungsfunktion verzerrt wird. Um den Vergleich mit den FE-Rechnungen zu erleichtern, wurden mehrere Messpunkte entlang der Längsachse des Motors platziert, wobei die Reihen sich immer in drei unterschiedlichen Höhen des Motors befanden (Fundament, oberhalb der Kurbelwelle, am Zylinderkopf). Die Übertragungsfunktionen wurden ebenfalls an beiden Enden aller Seitenabstützungen gemessen: sowohl an der Befestigung zum Motor wie zu der Schiffsstruktur. Auf WARNOW CV2500 wurden nachträglich Messungen an prägnanten Punkten der Decksaufbauten durchgeführt, und auf MTW CV2500 wurden die Übertragungsfunktionen zwischen Motor und Aufbautendecks direkt aufgenommen. Die genauen Positionen der Beschleunigungsaufnehmer sind in den entsprechenden Abschnitten zu den einzelnen Messungen aufgelistet. Während der Messungen am WARNOW CV5500 bestätigte sich die Annahme, dass die Vermessung einer Seite des Motors

ausreicht, um die ersten Moden des Motors zu identifizieren. Durch Referenzmessungen wurde festgestellt, dass sich die gegenüberliegenden Seiten in Phase bewegen.

5 Auswertung der experimentellen Modalanalyse

5.1 Containerschiff 5500 TEU mit Motor Hyundai Sulzer 10RTA69C

Bei den Messungen auf der MS Hudson waren keine idealen Laborzustände für die Messungen gegeben. Durch die schwache Erregung der Beschleunigungsaufnehmer und zusätzliche Fremderregung durch laufende Anlagen entstanden zunächst Spektren, deren Auswertung schwierig war. Die Spektren mussten deshalb vorbereitet werden, um eine Auswertung zu ermöglichen. Während der Messungen wurden Störgrößen in Form elektrischen Rauschens aufgenommen, die dadurch hervorgerufen wurden, dass die Beschleunigungsaufnehmer während der Messungen gering ausgelastet waren (ca. 10 % des Nennwertes). Das numerische Rauschen überlagerte sich im Frequenzbereich den realen Übertragungsfunktionen. Da das elektrische Rauschen zufallsverteilt ist, kann es durch Bildung des gleitenden Durchschnitts in der komplexen Ebene herausgefiltert werden. Zur Auswertung wurde der gleitende Durchschnitt aus jeweils 40 Werten verwendet. In Abbildung 19 ist die Übertragungsfunktion (Amplitude und Phase) am Punkt 9Y- vor und nach dem Glätten dargestellt.

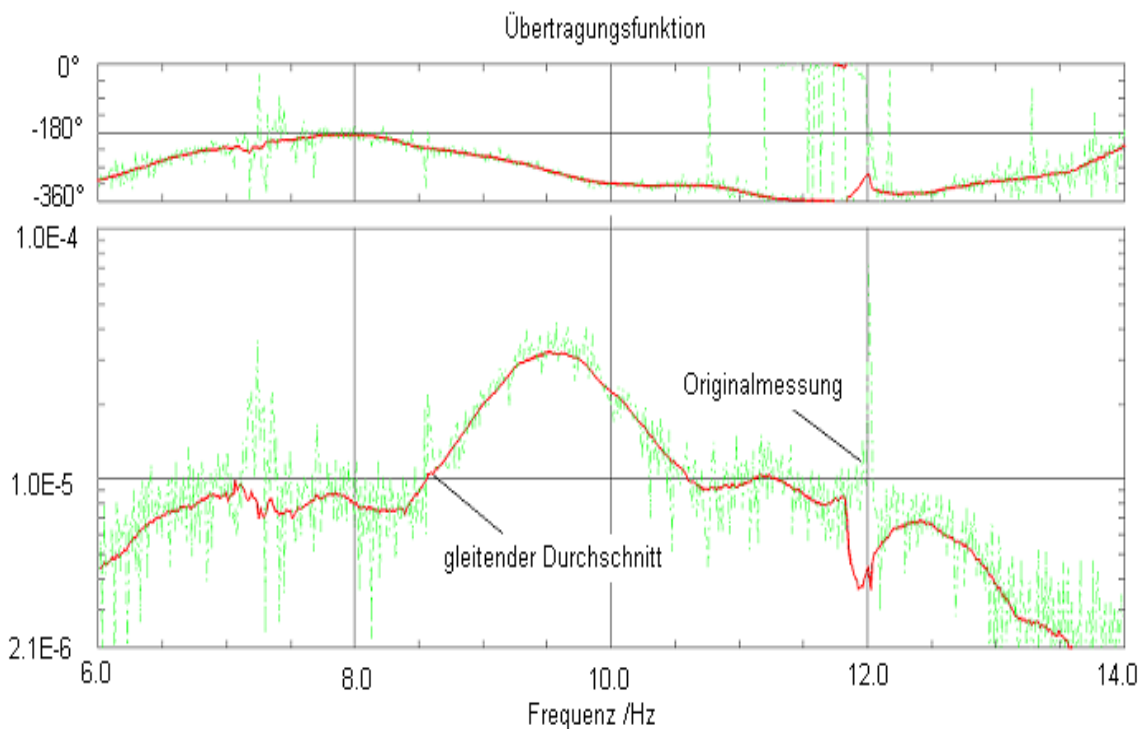


Abbildung 19: Übertragungsfunktion am CV5500

In den geglätteten Kurven sind jedoch noch weitere Störfaktoren enthalten, welche durch laufende Hilfsmaschinen hervorgerufen werden (Dieselgeneratoren: 12 Hz, Pumpen: 30 Hz). Für die Auswertung spielt dieses in der Hinsicht eine wichtige Rolle, dass die Frequenzen, die durch die Maschinenaggregate angeregt werden, nicht in der

Anpassung der Übertragungsfunktionen enthalten sein dürfen. Andernfalls bedeutet dieses eine Verfälschung des physikalischen Modells und damit der Modellparameter. Diese Tatsache beschränkt jedoch nur die in der Anpassung zur Verfügung stehenden Frequenzbereiche und nicht die Gültigkeit der theoretischen Grundlagen. Wegen der Möglichkeit der manuellen Einrichtung der auszuwertenden Frequenzbereiche wurde deshalb das Circle-Fit-Verfahren bei der Identifikation verwendet.

Das Ziel der Identifikation von Eigenformen des Motors wird als Kriterium angewendet, um die Beschleunigungsaufnehmer zu platzieren. Die ausgewählten Messpunkte sind in Abbildung 20 dargestellt. Die Motorschwingungen werden auf einer Seite des Motors gemessen.

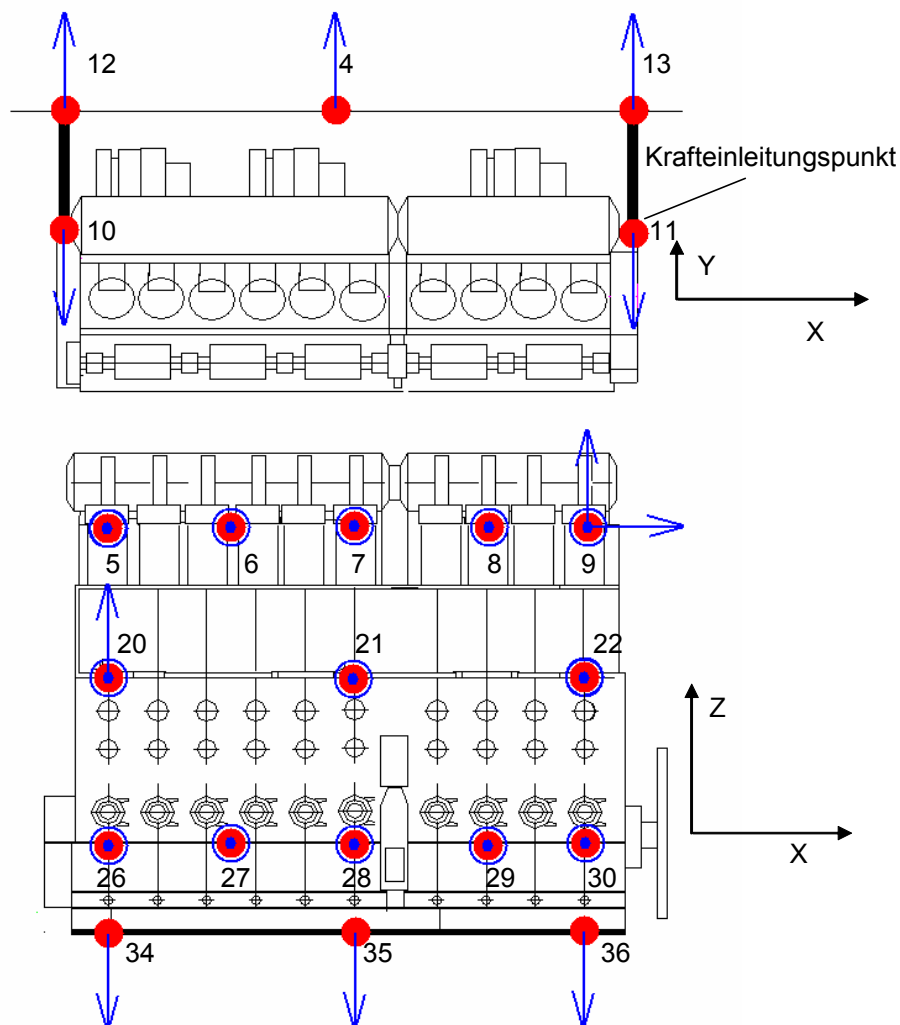


Abbildung 20: Messpunkte an WARNOW CV5500 / 10RTA96C

Die Modalanalyse wird mit jeweils acht Beschleunigungsaufnehmern durchgeführt, wobei die Messfolgen aus je fünf Impulsen zusammengesetzt sind, d.h. es werden Mittelwerte aus fünf Einzelmessungen gebildet. Ohne Seitenabstützung werden drei Messfolgen erstellt, wobei die Aufnehmer für jede Messfolge umgesetzt werden.

Anschließend werden die Seitenabstützungen aktiviert und eine weitere Messfolge durchgeführt. Aus Zeitgründen war es nicht möglich, alle gewünschten Messpunkte zu erfassen. Die zu jedem Zustand der Seitenabstützungen gehörigen Messpunkte sind in Tabelle 7 aufgelistet (Soff bedeutet ohne Seitenabstützung, Son bedeutet mit Seitenabstützung). Messpunkt 40 befindet sich auf der Backbordseite des vierten Hauptdecks ca. 31 m oberhalb der Propellerwelle und nimmt Beschleunigungen in Bug-Richtung auf. Während der Betriebsschwingungsmessungen dient ein Impulsgeber auf der Propellerwelle der Aufnahme der Motordrehzahl.

Tabelle 7: Messpunkte bei Messungen auf WARNOW CV5500

Messung	Messpunkte												
Soff	Alle in Abbildung dargestellten Messpunkte												
Son	4	5	9	11	12	13	19	20	22				
Betriebsschwingungen	4	5	6	9	10	12	13	19	20	22	36	40	Welle

Aus den Übertragungsfunktionen lassen sich die modalen Parameter ermitteln und damit die Eigenfrequenzen und die Eigenformen bestimmen. Es ist bekannt, dass sich bei großen Dieselaggregaten für die ersten beiden Eigenformen die sogenannte X-Form und die H-Form ausprägen. Die erste Schwingform wird als die bekannte H-Form identifiziert. Alle Punkte des Motors bewegen sich in Phase, wobei die Amplituden vom Fundament zum Zylinderkopf zunehmen. Bei der Antriebsanlage der MS-Hudson ist die X-Form deutlich zu erkennen. Der Schwingungsknoten befindet sich ca. bei $0,59 \cdot L$ vom Koordinatenursprung gemessen. Die Verschiebung des Schwingungsknotens aus der Mitte des Motors ist auf die Unsymmetrie des Motors in Längsrichtung zurückzuführen. An der Zehn-Zylinder-Antriebsanlage wurde eine weitere Eigenschwingform identifiziert. Bei dieser Schwingform wird die H-Form durch eine halbe Sinuswelle in Längsrichtung überlagert. Die Schwingungsknoten befinden sich bei ca. $0,15 \cdot L$ und $0,82 \cdot L$ (gemessen von der Wellenabtriebsseite). Dieser im folgenden als C-Form bezeichnete Eigenmode wird durch die große Länge (ca. 20 m) und die geringe Steifigkeit der Zehn-Zylinder-Maschine verursacht. In Abbildung 21 sind die Eigenformen farblich dargestellt. Dieser Mode sollte unter Umständen bei der Festlegung der Zündfolge mit berücksichtigt werden.

Es wird hier nochmals darauf hingewiesen, dass nur an einer Seite des Motors gemessen wurde. Da jedoch festgestellt werden konnte, dass sich die Punkte 11Y- mit 9Y- und 10Y- mit 5Y- in Phase bewegen und ähnliche Amplituden aufweisen, können die gemessenen Beschleunigungen auf beide Seiten des Motors zugeordnet werden. Die gemessenen modalen Parameter sind in Tabelle 8 für Messungen mit und ohne Seitenabstützung dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Seitenabstützung das Gesamtsystem versteift und somit eine geringe Erhöhung der Eigenfrequenzen nach sich zieht.

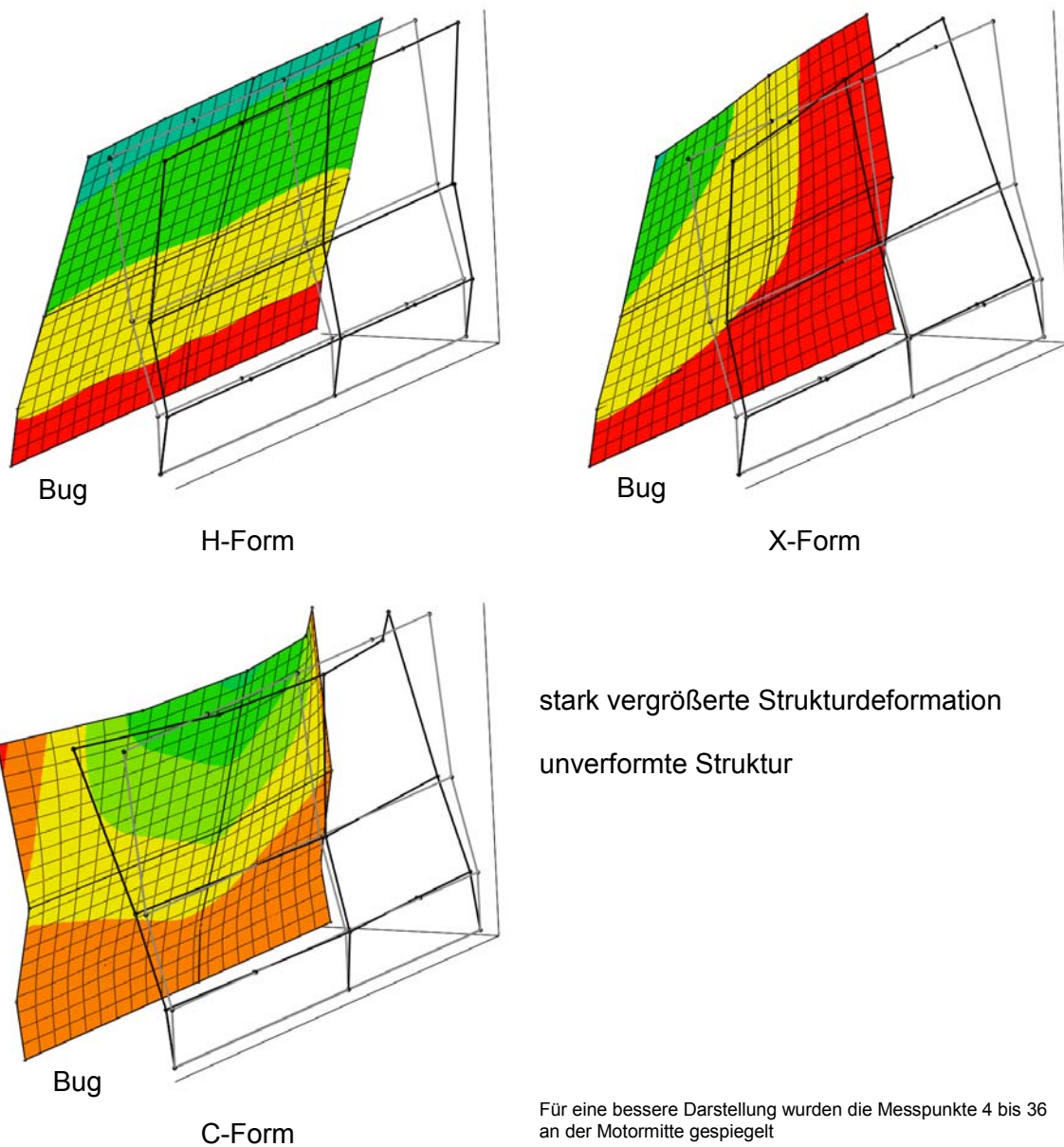


Abbildung 21: Eigenschwingformen des Motors 10RTA96C in WARNOW CV5500

Tabelle 8: Modale Parameter des Motors 10RTA96C auf WARNOW CV5500

	ohne Seitenabstützung		mit Seitenabstützung	
	Frequenz [Hz]	Dämpfung [%]	Frequenz [Hz]	Dämpfung [%]
H-Form	6,9	4,6	7,3	4,7
X-Form	9,5	4,5	10,5	4,6
C-Form	21,9	3,6	22,2	3,3

Um eine Ähnlichkeit der sich einstellenden Eigenformen mit und ohne Seitenabstützung zu verifizieren, werden die Eigenvektoren auf lineare Abhängigkeit geprüft.

Die lineare Abhängigkeit kann durch Bildung des Korrelationskoeffizienten getestet werden. Dabei werden die Werte der Koordinatenpunkte verwendet, die in beiden Messvarianten aufgenommen wurden. Die Korrelationskoeffizienten sind tabellarisch in Tabelle 9 dargestellt. Es zeigt sich, dass die Eigenformen des Motors sich nicht ändern (Korrelationskoeffizient ungefähr gleich eins). Das dynamische Verhalten des Motors ändert sich in dem gemessenen Frequenzbereich lediglich durch eine geringe Verschiebung der Eigenfrequenzen. Der Einfluss der Seitenabstützung beschränkt sich demnach bei der 10RTA96C Anlage auf eine Verstimmung des Systems. Die Eigenformen des Motors und die modale Dämpfung sind mit und ohne Seitenabstützung ähnlich. Es ist jedoch auffällig, dass mit aktivierter Seitenabstützung die Schiffsstruktur sich in der Umgebung der Lagerpunkte der Abstützung in Phase mit dem Motorpunkten bewegt.

Tabelle 9: Korrelation der Eigenformen mit und ohne Seitenabstützung

		ohne Seitenabstützung		
		H-Form	X-Form	C-Form
mit Seitenabstützung	H-Form	0,92	0,03	- ¹
	X-Form	0,03	0,98	0,2
	C-Form	- ¹	0,2	0,92

Betriebsschwingungsmessungen

Während einer Überfahrt vom Hamburger Hafen nach Rotterdam wurden Betriebschwingungsmessungen an ausgewählten Punkten des Motors und der Schiffsstruktur durchgeführt. Die aufgenommenen Zeitreihen wurden mit Hilfe der FFT in den Frequenzbereich überführt und ausgewertet. Die Ziele dieser Messungen waren:

- Überprüfung der Eigenformen durch relativen Vergleich der Schwingpegel,
- Ermittlung der Amplitudenspektren in der Beschleunigungsebene,
- Bestimmung der haupterregenden Ordnungen des Motors.

Die Schwingungsmessungen wurden bei verschiedenen Drehzahlen durchgeführt und ausgewertet. In Tabelle 10 sind die gemessenen Drehzahlen aufgelistet, bei denen die Schwingungen aufgenommen wurden.

Tabelle 10: Propellerdrehzahlen während der Betriebsmessung auf MS Hudson

Seitenabstützung	Drehzahl / U/min				
aktiv	22	34	50	87	89
nicht aktiv				83	90

¹ Bei den Messungen mit Seitenabstützung wurden die Punkte in der Mitte des Motors nicht vermessen. Wegen des räumlichen Aliasings ergaben sich hier unrealistisch hohe Werte.

Aus der Fourieranalyse der Beschleunigungsmessungen können für vorgegebene Frequenzen die Beschleunigungsamplituden an jedem Messpunkt dargestellt werden. Bei Übereinstimmung von Erregerfrequenz und Eigenfrequenz wird deutlich, dass die Verformungsstruktur den entsprechenden Eigenformen (X-Form und C-Form) ähneln. Eine lineare Abhängigkeit zwischen Verformungsvektor und Eigenvektor lässt sich aus den Korrelationskoeffizienten ermittelt. Die Überprüfung der linearen Abhängigkeit wird mit Messungen am ungestützten Motor durchgeführt, weil dort die meisten Messpunkte übereinstimmen. Die Kreuzkorrelationen sind für alle Eigenfrequenzen größer als 0,8. Es kann deshalb davon ausgegangen werden, dass die Eigenvektoren und die Beschleunigungsamplituden linear abhängig sind. Dieses bedeutet, dass die identifizierten Eigenformen den realen Schwingformen des Motors entsprechen. Weiter kann daraus geschlossen werden, dass am Motor die Eckpunkte (Messpunkt 5 bzw. 9) im betrachteten Frequenzbereich maximale Beschleunigungen aufweisen. Der Vergleich der Amplitudenspektren bestätigt diese Folgerung. Aus diesem Grund werden im weiteren die Eckpunkte des Motors als repräsentativ für die Motorschwingungen gewählt. Messpunkt 19 soll die Strukturschwingungen in Nähe des Motors darstellen und Messpunkt 40 die Schwingungen im Aufbautenbereich.

Das Spektrum der Beschleunigung bei inaktiver Seitenabstützung für den Messpunkt 9 ist in Abbildung 22 dargestellt. Bei nicht abgestütztem Motor wird am Punkt 9 die maximale Amplitude bei 91,18 U/min und 83,01 U/min durch die 7. Ordnung erregt. Die größere Amplitude bei kleinerer Wellendrehzahl kommt durch die Nähe der Erregerordnung an die erste Eigenfrequenz zustande. Die zweite Eigenfrequenz des Motors wird nach den Messungen geringfügig angeregt. Für den Messpunkt 19 (Abbildung 23) ist die Form des Spektrums ähnlich wie für den Motor, die Amplituden sind jedoch um eine Größenordnung kleiner. Der Messpunkt 40 (im 4. Deckshaus) soll die Schwingungen der Schiffsaufbauten charakterisieren (Abbildung 24). Es ist deutlich zu erkennen, dass bei ca. 90 U/min die 8. Ordnung höhere Amplituden verursacht als die 7. Ordnung. Dieses ist auf eine örtliche Schwingform der Schiffsaufbauten in dem betrachteten Frequenzbereich zurückzuführen.

Um die Abhängigkeit der Beschleunigungsamplituden von der Wellendrehzahl zu erkennen, wurden bei den Messungen mit Seitenabstützung fünf Drehzahlen durchlaufen. Dieses ermöglicht eine dreidimensionale Darstellung. In den Abbildungen 25 und 26 sind die Beschleunigungsspektren für Punkte 9 und 19 dargestellt. Zusätzlich ist für den Messpunkt 9 ein Campbell-Diagramm (Abbildung 27) erstellt worden. Es ist ersichtlich, dass mit zunehmender Drehzahl, die eine Erhöhung der freien Massenkräfte nach sich zieht, die Beschleunigungsamplituden ansteigen. Wie im Fall ohne Seitenabstützung besitzen die Beschleunigungen am Motor (Messpunkt 9) den größten Betrag und die im vierten Deck (Messpunkt 40) den kleinsten Betrag. Im Campbell-Diagramm sind die Ordnungen der Beschleunigungsamplituden durch farblich unterschiedliche Kreise angedeutet. Die Größe des Kreises ist dabei logarithmisch proportional zu den Beschleunigungsamplituden.

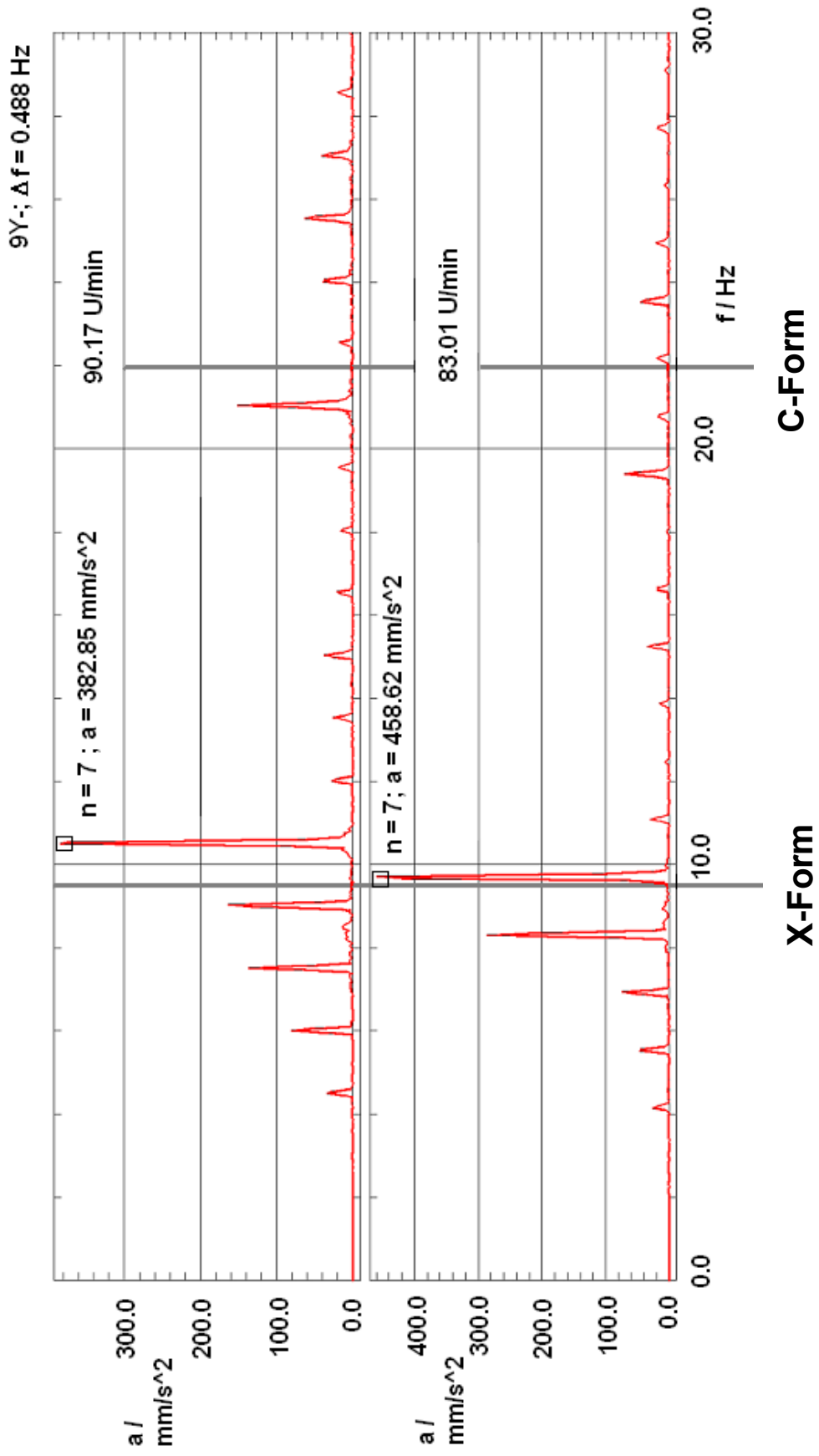


Abbildung 22: Spektren ohne Seitenabstützungen des Motors am Messpunkt 9

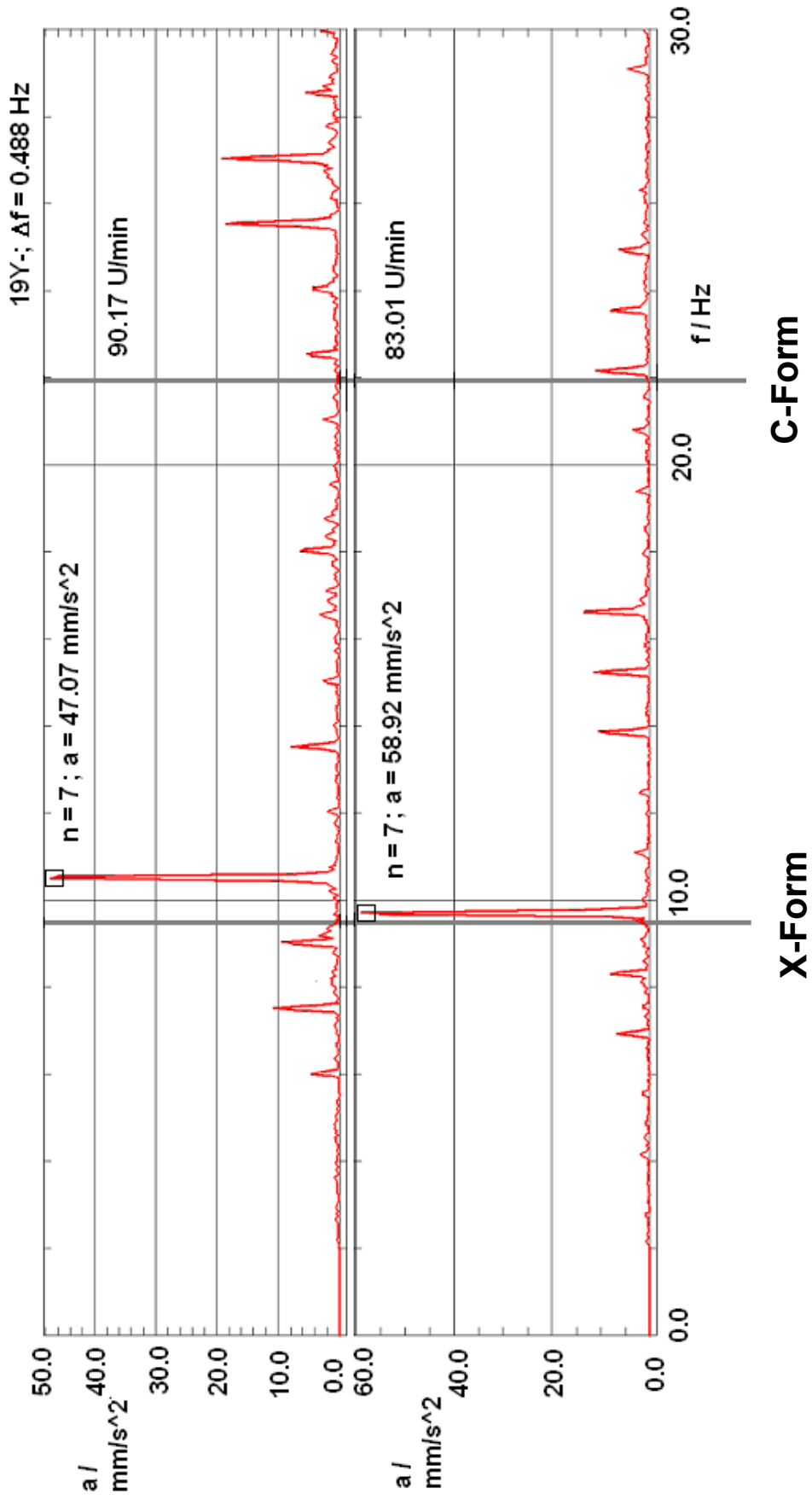


Abbildung 23: Spektren ohne Seitenabstützungen des Motors am Messpunkt 19

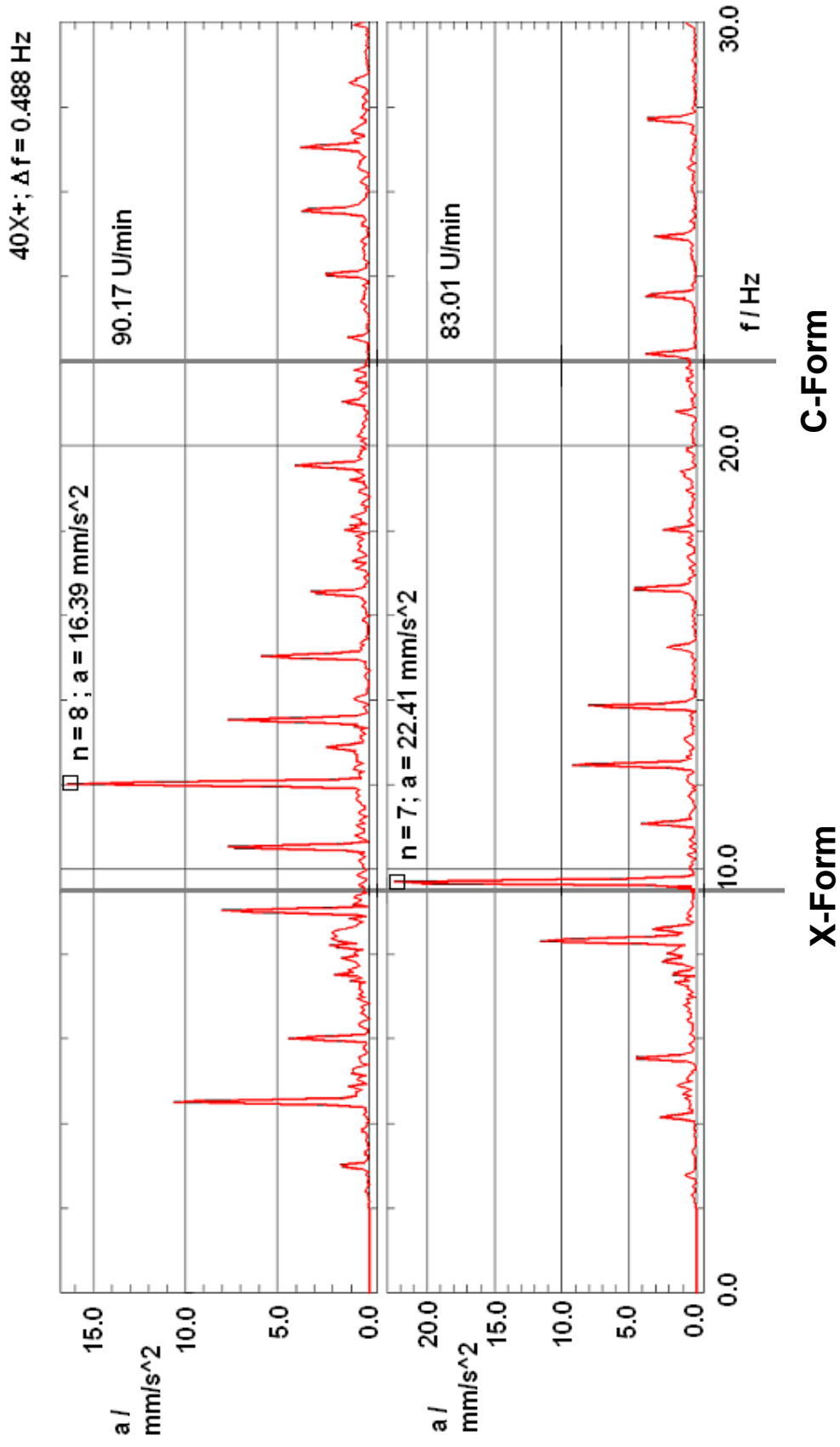


Abbildung 24: Spektren ohne Seitenabstützungen des Motors am Messpunkt 40

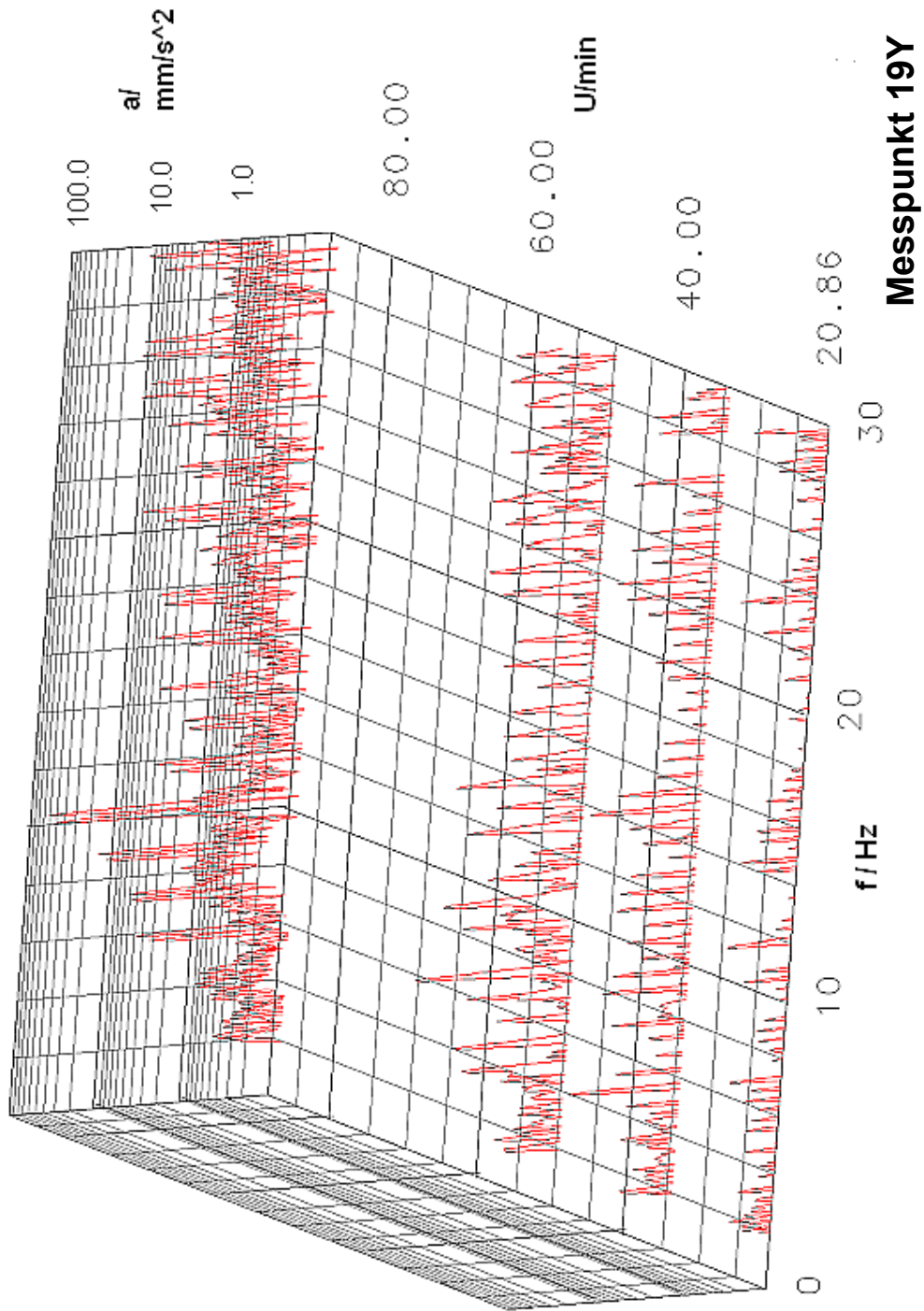


Abbildung 25: Spektren mit Seitenabstützung des Motors am Messpunkt 9

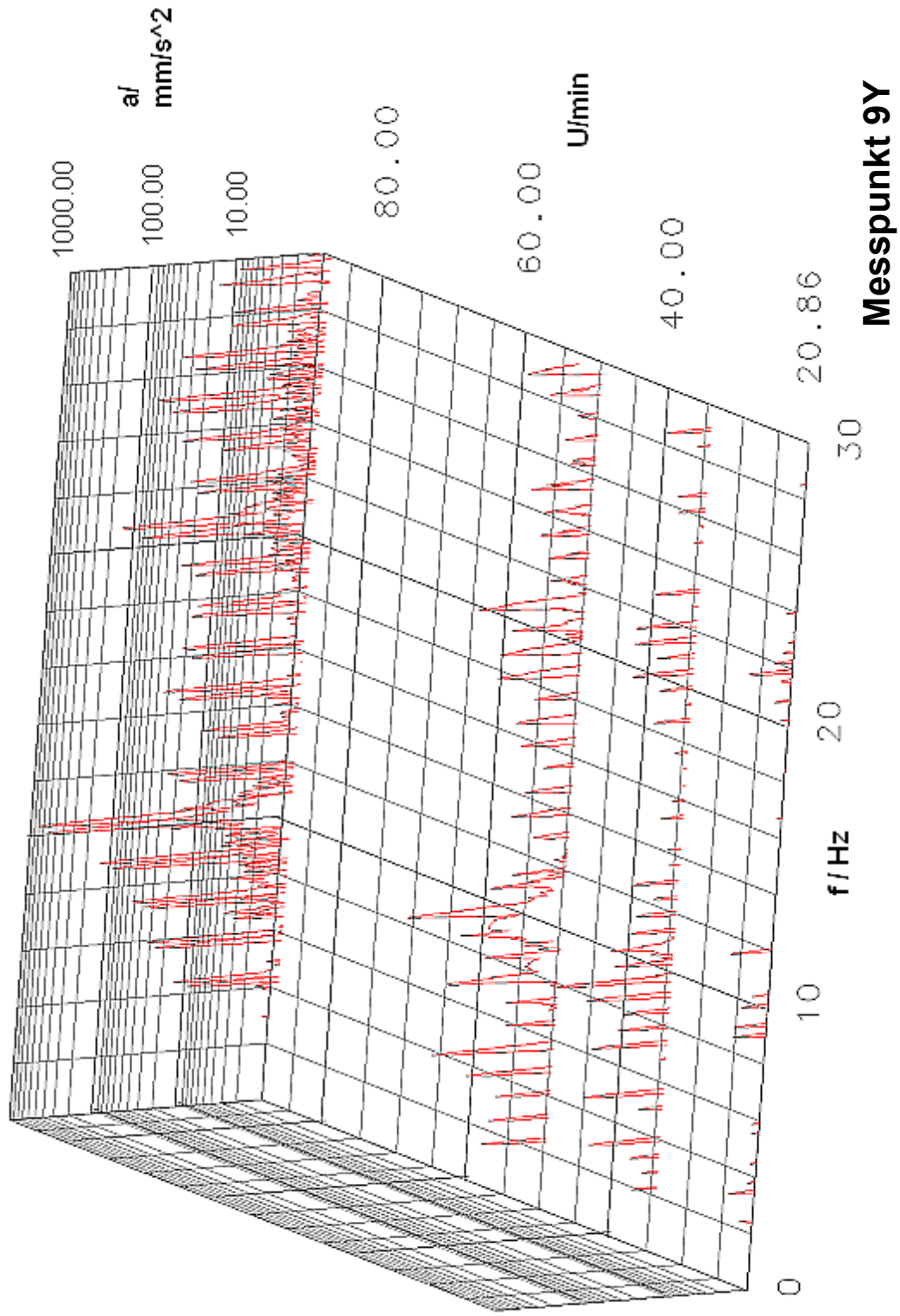
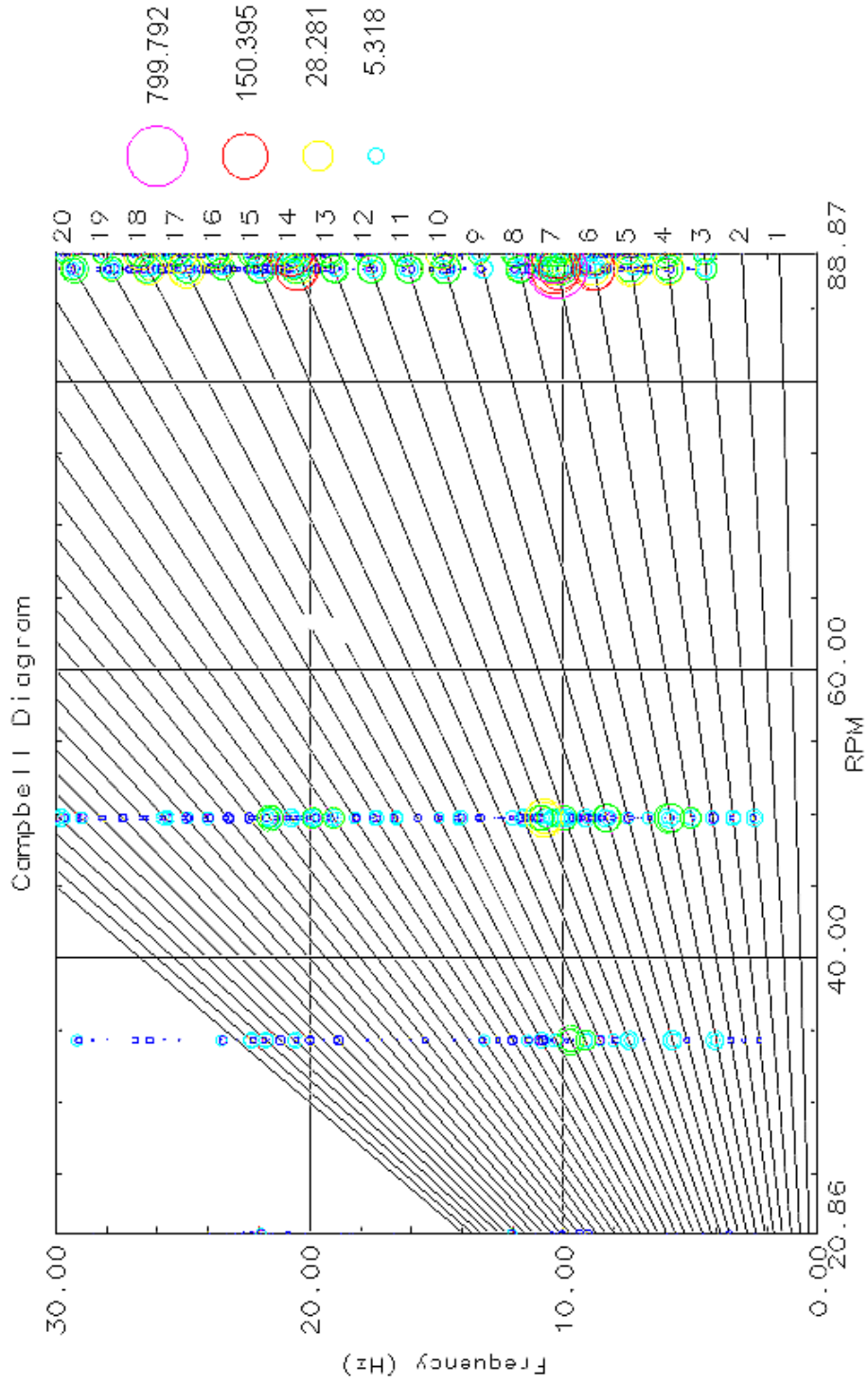


Abbildung 26: Spektren mit Seitenabstützung des Motors am Messpunkt 19



Messpunkt 9Y

Abbildung 27: Campbell Diagramm für Messpunkt 9

Daraus kann entnommen werden, dass bei ca. 88 U/min die 7. Ordnung die X-Form und die 14. Ordnung die H-Form anregt. Auffällig ist, dass die Beschleunigungsamplituden am Motor mit Seitenabstützung ungefähr doppelt so groß sind wie ohne Seitenabstützung. Dieses kommt dadurch zustande, dass mit Seitenabstützung die jeweiligen Ordnungen näher an den Eigenfrequenzen liegen als ohne Seitenabstützung. Bei den Betriebsmessungen ist auffällig, dass am Motor die Amplituden mit Seitenabstützung ca. doppelt so groß sind wie ohne Seitenabstützung. Die Messungen mit und ohne Seitenabstützung sind jedoch wegen den unterschiedlichen Drehzahlen nicht direkt vergleichbar. Die Frequenz der haupterregenden Ordnung mit Seitenabstützung liegt sehr nahe bei der Resonanzfrequenz. Ohne Seitenabstützung liegt der Peak weiter von der Eigenfrequenz entfernt.

Die Amplituden am Punkt 40 sind in beiden Fällen, mit und ohne Seitenabstützung, von gleicher Größenordnung. Für den Fall aktiver Seitenabstützung werden in den Aufbauten auch lokale Schwingformen erregt. Im Gegensatz zum Fall ohne Seitenabstützung werden zudem höhere Amplituden durch die 6. und 7. Ordnung hervorgerufen.

5.2 Containerschiff CV2500 mit Motor MAN B&W 7L70MC

Die Messungen wurden bei der Kvaerner Warnow Werft in Rostock durchgeführt. Während der Messungen konnten Einflüsse durch laufende Pumpen nicht verhindert werden, da zum Zeitpunkt beider Messungen der Motor mit Öl durchspült wurde. Die Messung ohne Seitenabstützung fand einige Stunden vor der Probefahrt statt. Außer einer Fremderregung durch die Ölpumpen wurden deshalb kaum Störungen registriert, so dass eine Glättung der Übertragungsfunktionen nicht nötig war. Für die Messungen mit Seitenabstützungen war eine Glättung der Übertragungsfunktionen nötig, da während dieser Messung verschiedene Arbeiten am Schiff durchgeführt wurden. Um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten, wurden der gleitende Durchschnitt mit 11 Werten der Übertragungsfunktionen beider Zustände berechnet. Eine spätere Auswertung der Messung ohne Seitenabstützung, ohne die Übertragungsfunktionen zu glätten, zeigte jedoch keine maßgebende Unterschiede in den modalen Parametern. Aus den Übertragungsfunktionen wurden Eigenfrequenzen und Dämpfungen für die H- und X-Form des Motors mit und ohne Seitenabstützung ermittelt. Die Auswertung wurde mit dem Circle-Fit-Verfahren und dem Komplex-Exponentiellen-Verfahren durchgeführt. Die Aufnahme der Übertragungsfunktionen am Motor und an den Enden der Seitenabstützungen sollte insbesondere die relative Schwingform Motor-Schiff verdeutlichen. Die Messpunkte und die gemessenen Richtungen sind in Abbildung 28 dargestellt.

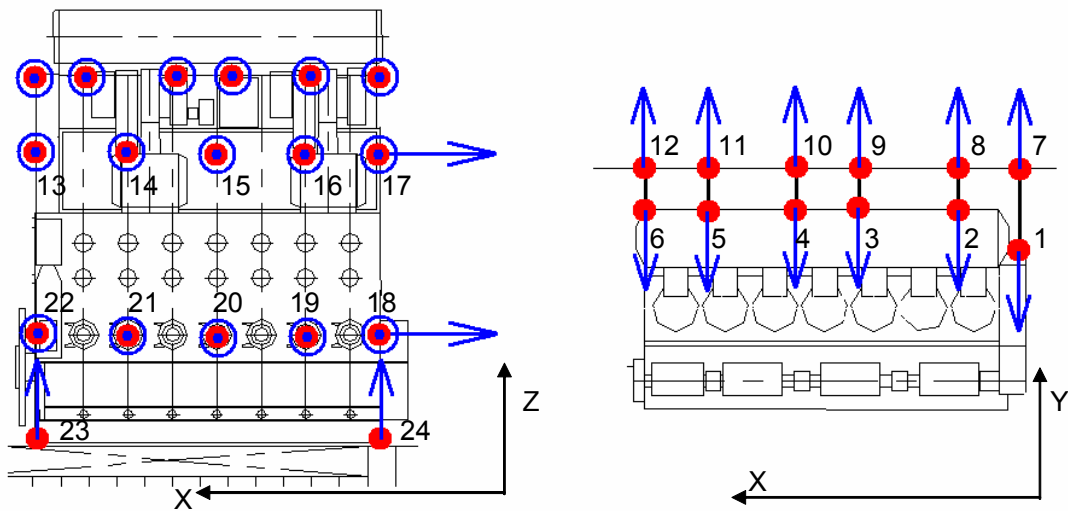


Abbildung 28: Messpunkte am WARNOW CV2500 / 7L70MC

Für dieses Objekt hatten insbesondere die Störungen durch die Ölpumpen einen Einfluss bei der Systemidentifikation. Um die Auswirkung der Erregung durch die Ölpumpen abzuschätzen, sind vor der Aufnahme der Übertragungsfunktionen Spektren aufgenommen worden. Dazu wurden die Beschleunigungsaufnehmer am Motor angebracht und die Beschleunigung gemessen. Als Vergleich wurden anschließend die Spektren aufgenommen, die infolge einer zusätzlichen Erregung durch das Pendel entstanden. In den Abbildungen 29 und 30 sind ausgewählte Spektren dargestellt, an denen der Einfluss der Störungen eindeutig zu erkennen ist.

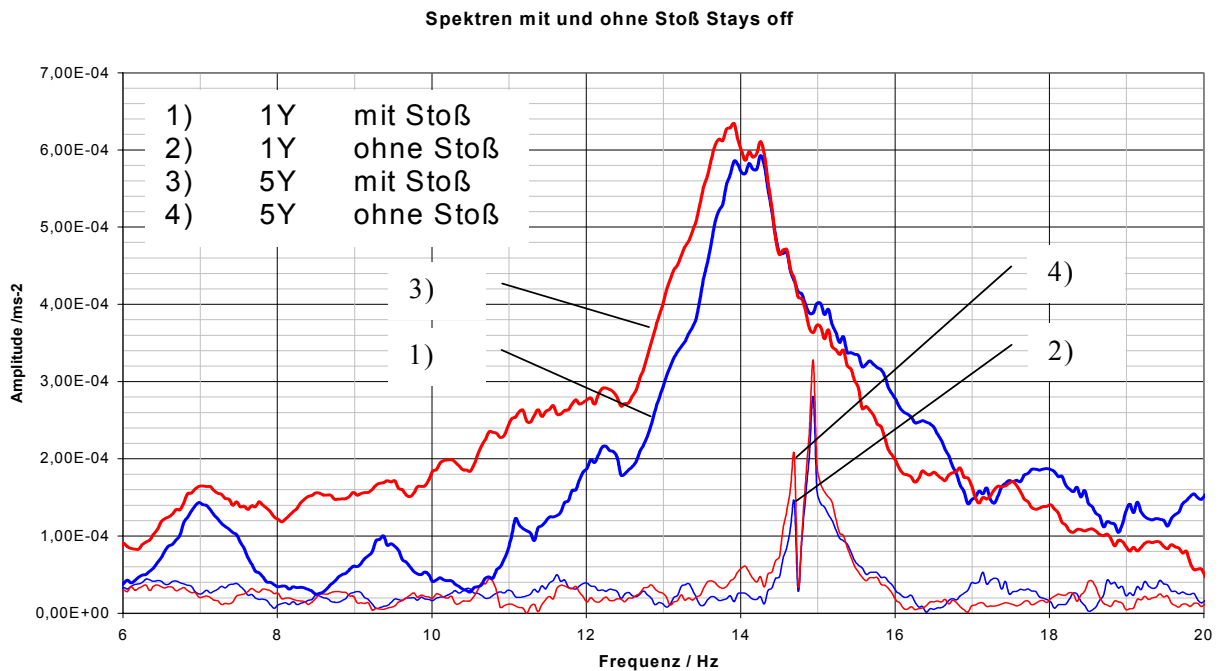


Abbildung 29:
Spektren des Motors mit und ohne Kraftimpuls, Motor ohne Seitenabstützung

Spektren mit und ohne Stoß Stays on

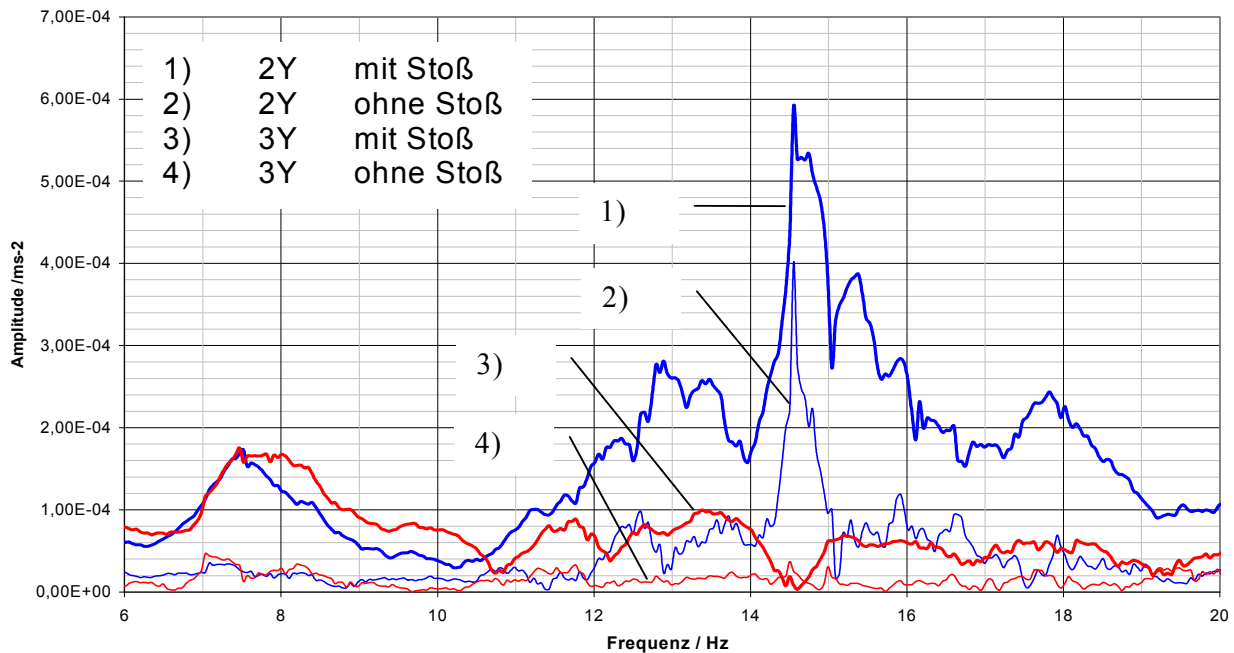


Abbildung 30:
Spektren des Motors mit und ohne Kraftimpuls, Motor **mit** Seitenabstützung

In beiden Abbildungen ist deutlich die zusätzliche Erregung der H-Form im unteren Frequenzbereich durch das Pendel zu erkennen. Ohne Seitenabstützung wird erkennbar, dass die Amplitudenüberhöhung durch die Ölpumpe weit genug von der Resonanzstelle der X-Form entfernt ist, um eine gute Auswertung zu gewährleisten. Mit Seitenabstützung verschieben sich jedoch die Eigenfrequenzen in positive Abszissenrichtung, und die Resonanzstelle der X-Form liegt dicht an der Erregerfrequenz der Pumpen. Eine Störung an der Systemausgangsseite hat jedoch keinen Einfluss auf die Phasenlage. Die Störung hat demzufolge keine Auswirkung bezüglich der Identifikation der Resonanzstelle. Die durch das Circle-Fit-Verfahren ermittelten Dämpfungen erscheinen zu hoch. Dieses lässt sich damit erklären, dass die Amplituden in der Umgebung der X-Form-Resonanz linksseitig überhöht werden und dadurch eine zu hohe Dämpfung ermittelt wird. Hier konnte das einfache Verfahren der Halbwertsbreite Abhilfe schaffen. Dazu wurde der Halbwert mit einer Frequenz oberhalb der Resonanzfrequenz ermittelt. Als Halbwertsbreite wurde der doppelte Abszissenabstand dieses Punktes von der Resonanzstelle eingesetzt. Gl. (52) beschreibt die Berechnung der Dämpfung nach dem Verfahren der Halbwertsbreite. Gl. (53) ist die für die X-Form verwendete Formel zur Abschätzung der linksseitigen Halbwertfrequenz.

$$\eta = \frac{\omega_a^2 - \omega_b^2}{2\omega_0^2} \quad (52)$$

$$\omega_a = \omega_b - \omega_0 \quad (53)$$

In Abbildung 31 sind die Parameter für das Verfahren der Halbwertsbreite dargestellt.

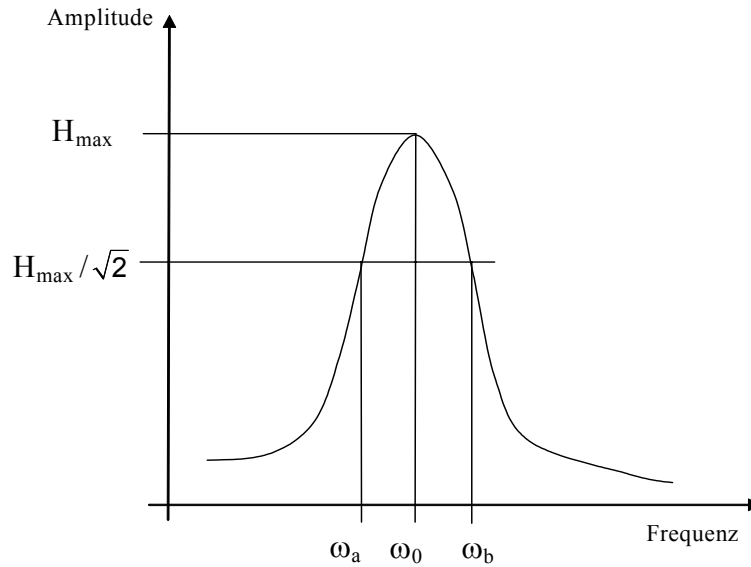


Abbildung 31: Verfahren der Halbwertsbreite

Nach Aufnahme der Spektren wurden die Übertragungsfunktionen aus sieben Einzelimpulsen gemessen. Zur Systemidentifikation wurden die ermittelten Verläufe im Frequenzbereich durch Bildung des gleitenden Durchschnitts mit fünf Werten geglättet. In den Abbildungen 32 und 33 sind Übertragungsfunktionen mit und ohne Seitenabstützung nach der Glättung dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Seitenabstützungen insbesondere eine Verschiebung der Eigenfrequenzen bewirken.

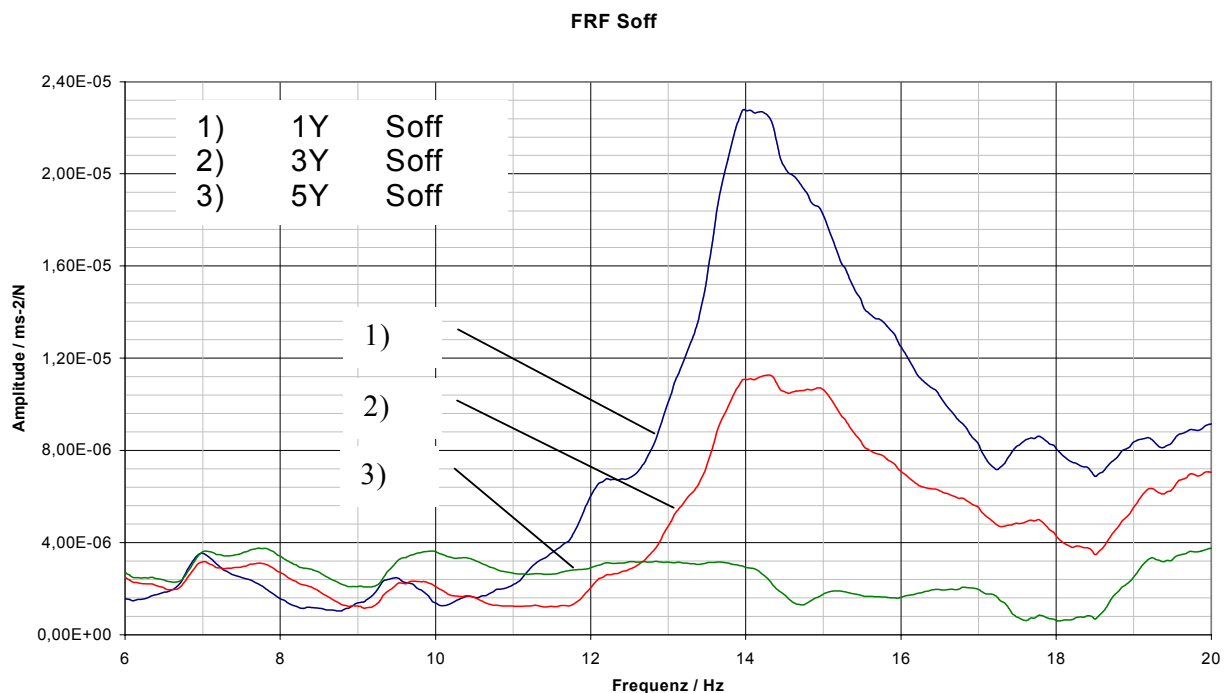


Abbildung 32: Übertragungsfunktionen des Motors ohne Seitenabstützungen

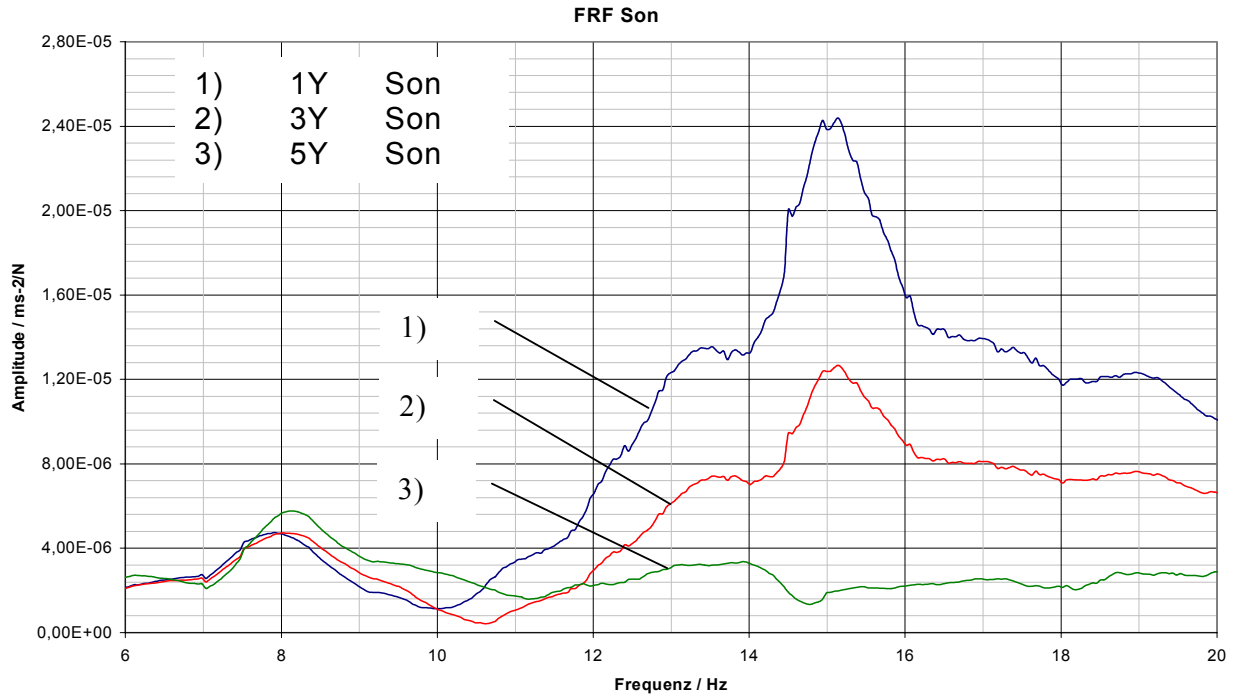


Abbildung 33: Übertragungsfunktionen des Motors *mit* Seitenabstützung

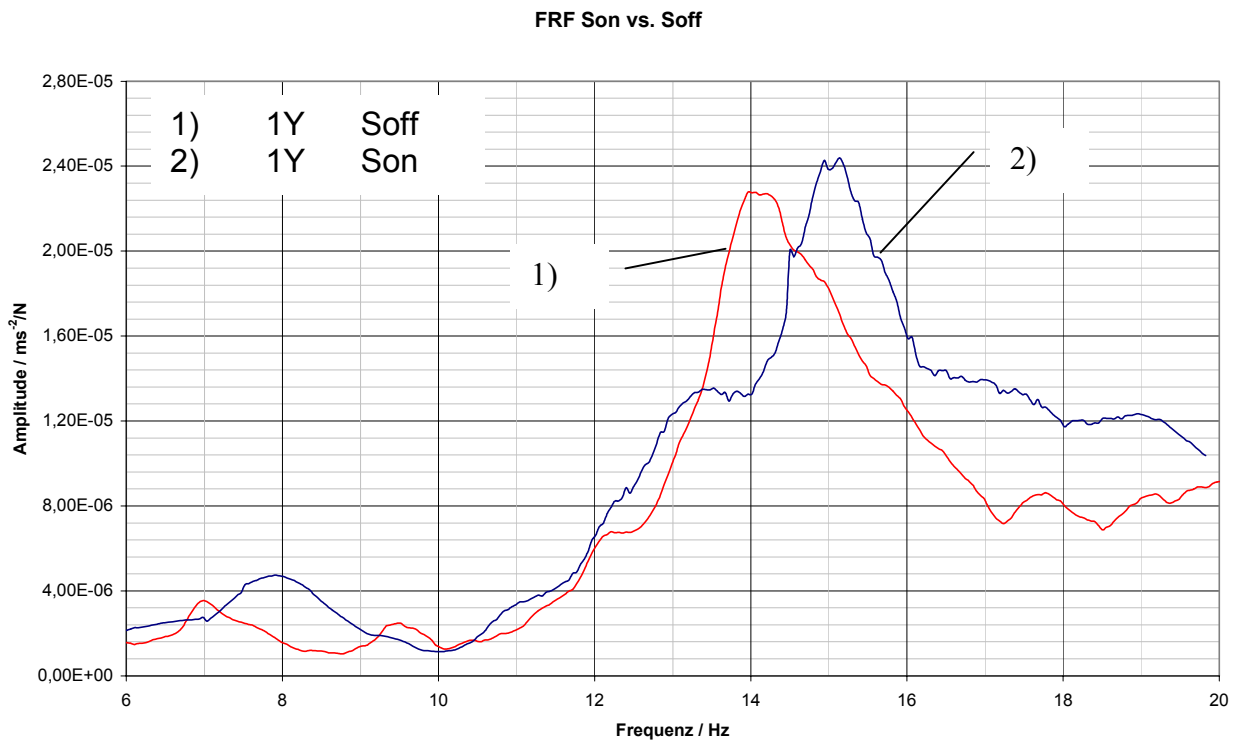


Abbildung 34:
Vergleich der Übertragungsfunktionen des Motors mit und ohne Seitenabstützung

Abbildung 34 vergleicht die Übertragungsfunktionen am Driving Point. Hier wird die Resonanzverschiebung deutlich. Es wird auch deutlich, dass für die H-Form die Resonanzüberhöhung mit Seitenabstützung breiter wird, so dass eine größere Dämpfung zu erwarten ist. Die Auswahl der wahren Dämpfung ist vor allem für die

X-Form mit Seitenabstützung schwierig, da die zusätzliche Erregung durch die Ölpumpen die gemessene Übertragungsfunktion verfälscht. Der Hinweis, dass das Circle-Fit-Verfahren zu hohe Werte liefert, ergab sich aus dem Verfahren der Halbwertsbreite. Mit dem Komplex-Exponentiellen-Verfahren gelang es jedoch, die Überhöhung durch Fremderregung zu isolieren, so dass die modalen Parameter für diese Form identifiziert werden konnten.

Die identifizierten Schwingformen sind in Abbildung 35 dargestellt. In den Tabellen 11 und 12 sind die identifizierten modalen Parameter aufgelistet. Darin sind die als korrekt angesehenen modalen Parameter fett markiert.

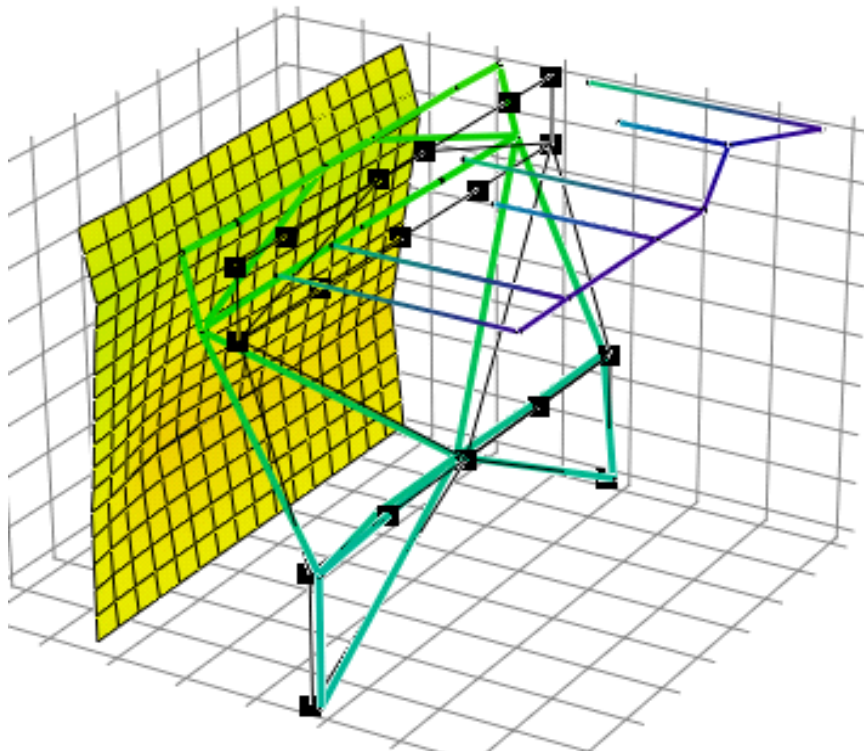
Tabelle 11: Gemessene modale Parameter des Motors *ohne* Seitenabstützung

Eigenform	Identifikationsverfahren			
	Circle-Fit		Komplex-Exponential	
	Frequenz [Hz]	Dämpfung [%]	Frequenz [Hz]	Dämpfung [%]
H-Form	6,8	3,1	6,9	2,6
			9,3	1,4
X-Form	14,2	2,1		

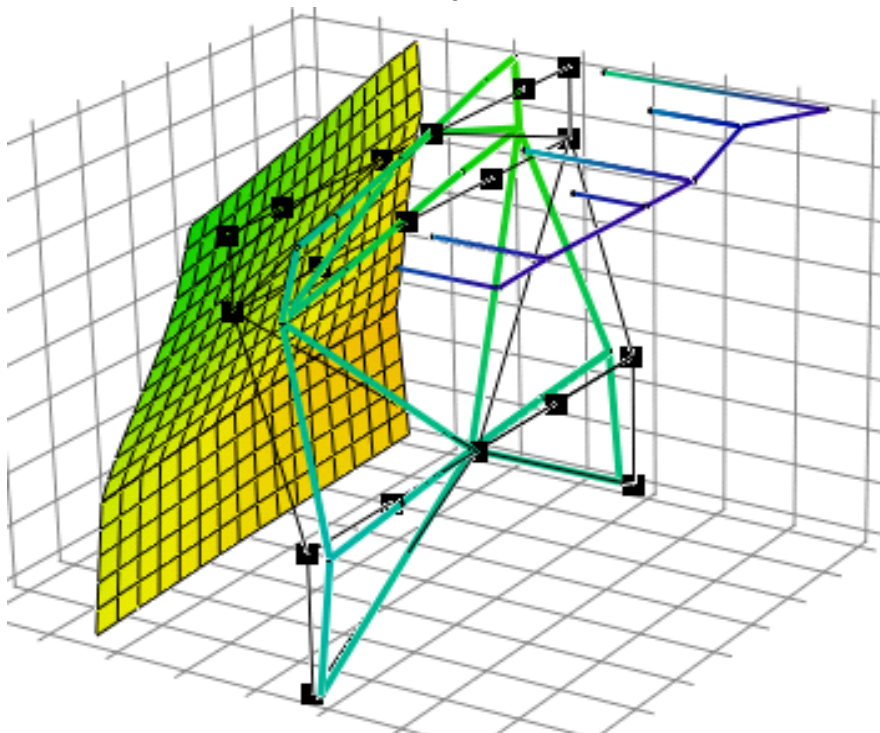
Tabelle 12: Gemessene modale Parameter des Motors *mit* Seitenabstützung

Eigenform	Identifikationsverfahren					
	Circle-Fit		Komplex-Exponential		Halbwertsbreite (modifiziert)	
	Frequenz [Hz]	Dämpfung [%]	Frequenz [Hz]	Dämpfung [%]	Frequenz [Hz]	Dämpfung [%]
H-Form	7,9	8,9				
X-Form	14,9	7,3	14,6	1,6	15,1	4,2
	13,7	7,4	14,9	6,6		
	14,7	7,7				

Es wird deutlich, dass die unterschiedlichen Identifikationsverfahren unterschiedliche Werte, insbesondere bezüglich der Dämpfung, ergeben. Das Komplex-Exponentielle Verfahren zeigt auch, dass Eigenformen mehrmals auftreten können. Für die Messungen ohne Seitenabstützung konnte, neben der ersten Eigenfrequenz bei 6,9 Hz, auch der Resonanzüberhöhung bei ca. 9,3 Hz eine Form zugeordnet werden. Dieses steht nicht in Widerspruch zur Theorie der Eigenschwingungen, wonach gleiche Eigenformen nicht zweimal auftreten können. Durch das räumliche Aliasing wird der Unterschied der Eigenformen in der Schwingform des Schiffes nicht erfasst.



Stark vergrößerte Strukturdeformation
H-Form



Unverformte Struktur mit Messpunkten
X-Form

Abbildung 35: Eigenschwingformen des Motors 7L70MC in WARNOW CV2500

5.3 Containerschiff 2500 TEU mit Motor Sulzer 7RTA72UB

Die Messungen an diesem Objekt wurden auf der MTW-Werft in Wismar durchgeführt. Es wurden die Übertragungsfunktionen mit und ohne Seitenabstützung sowohl am Motor wie auch auf den Aufbauten aufgenommen. Die modalen Parameter wurden für die Motoreigenformen nach dem Polyreferenzverfahren ausgewertet. Die Messpunkte sind in Abbildung 36 skizziert.

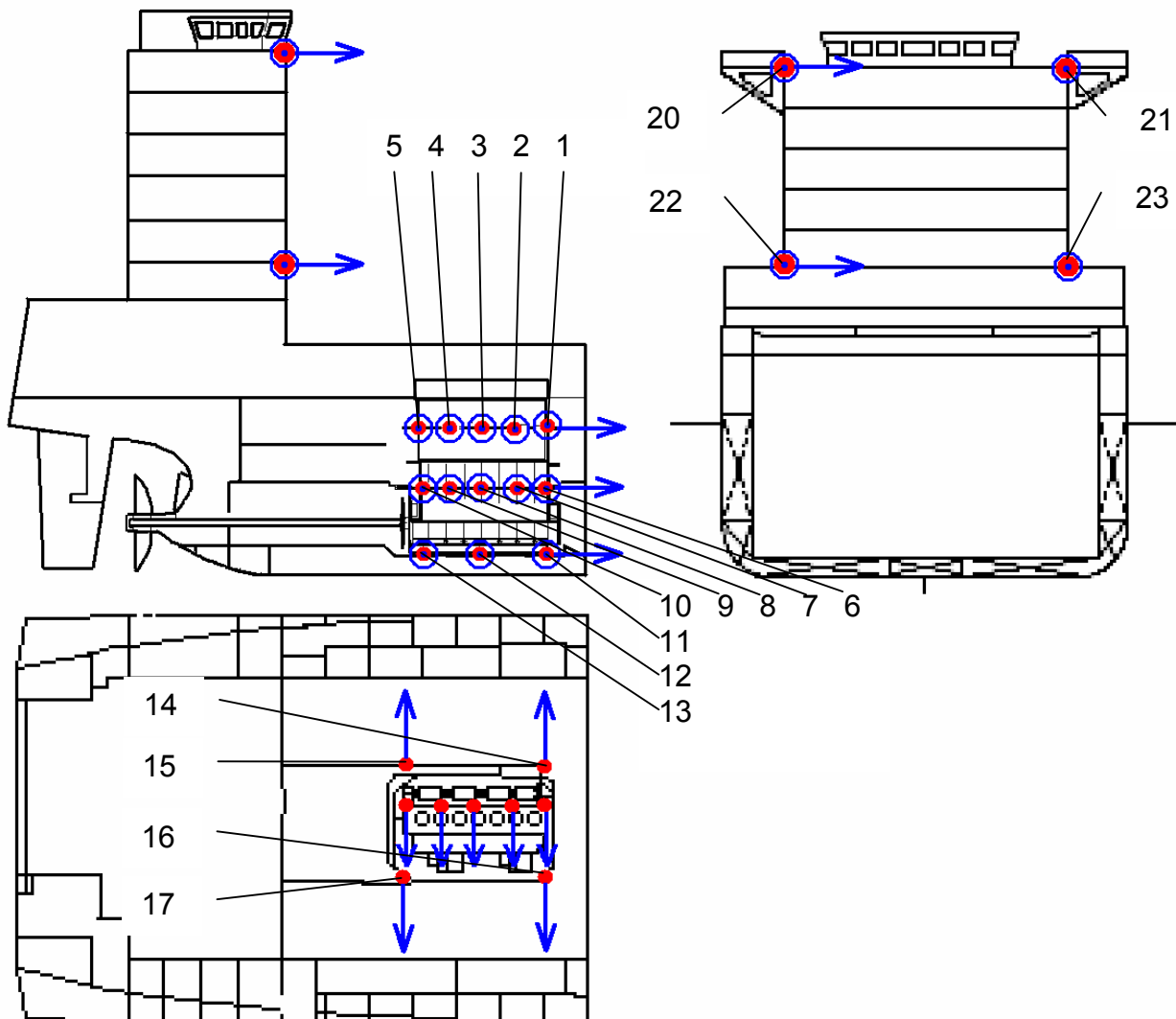


Abbildung 36: Messpunkte an MTW CV2500 / 7RTA72UB

Für den Motor wurden wie bisher die Eigenfrequenzen und Dämpfungen ermittelt. Im Gegensatz zu den Messungen an den anderen Objekten war es für diesen Fall nicht nötig, die gemessenen Übertragungsfunktionen zu glätten, da alle Messungen nachts stattfanden und keine Arbeiten am Schiff durchgeführt wurden. Die benötigte Zeit für die Messungen konnte dadurch deutlich verringert werden. Die Auswertung der modalen Parameter wurde in diesem Fall mit dem Polyreferenzverfahren durchgeführt.

Die Anzahl der Stützstellen in der Matrix wurde dabei so lange erhöht, bis stabile Pole mit unterschiedlicher Matrixgröße wiederkehrend auftraten. Alle aufgezeichneten Pole weisen MFC-Werte größer als 0,8 auf, so dass sie eine gute Schätzung der modalen Parameter darstellen. Bei der Parameteridentifikation mit Seitenabstützung wurde die Matrix bis zur Matrixgröße von 69 erhöht, während ohne Seitenabstützungen mit einer Matrixgröße von 46 eine ausreichende Parameteridentifikation möglich war. Dieses liegt darin begründet, dass die Motoreigenformen mit Seitenabstützung sehr stark gedämpft werden und sich so nicht mehr deutlich von den globalen Formen unterscheiden lassen. Dadurch werden für eine gute Identifikation mehr Interpolationsfunktionen benötigt. In Abbildung 37 sind die identifizierten Eigenfrequenzen und Dämpfungen mit und ohne Seitenabstützung der Übertragungsfunktion am Messpunkt 1 gegenübergestellt.

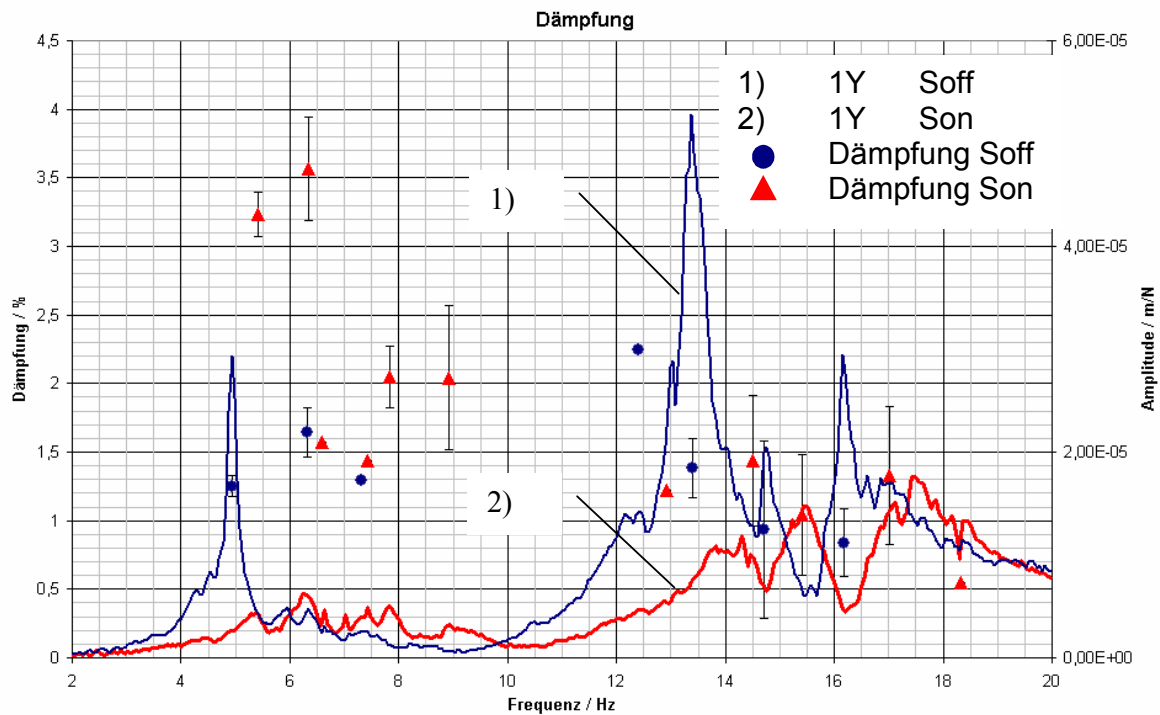


Abbildung 37:
*Verlauf der Dämpfungen über der Frequenz
im Vergleich zu den Amplituden der Übertragungsfunktionen*

In Tabelle 13 sind die Eigenfrequenzen und die Dämpfung zusammen mit den zugehörigen Motorschwingformen dargestellt.

Tabelle 13: Identifizierte modale Parameter

	ohne Seitenabstützung		mit Seitenabstützung	
	Frequenz [Hz]	Dämpfung [%]	Frequenz [Hz]	Dämpfung [%]
H-Form	4,94	1,25	5,41	3,23
	6,32	1,64	6,34	3,57
	7,31	1,29	6,59	1,58
			7,42	1,44
			7,84	2,05
			8,93	2,04
X-Form	12,39	2,25	12,91	1,23
	13,40	1,38	14,51	1,44
	14,70	0,94	15,41	1,04
	16,17	0,84	17,01	1,33
			18,33	0,55

In Abbildung 38 sind die gemessenen Amplituden der Übertragungsfunktionen ohne Seitenabstützung für drei Punkte in Höhe der Zylinderköpfe dargestellt (Messpunkt 1 in Bugseite, Messpunkt 3 in der Mitte des Motors und Messpunkt 5 bei der Wellenabtriebseite). Schon aus den Amplituden lassen sich die Eigenformen erkennen. Bei Frequenzen unterhalb von 9 Hz zeigen alle drei Messpunkte deutliche Amplitudenüberhöhungen auf, während oberhalb von 9 Hz Messpunkt 3 sich in einem Schwingungsknoten befindet. Dies liegt darin begründet, dass oberhalb von 9 Hz der Motor in X-Form schwingt und dieser Messpunkt kaum angeregt wird.

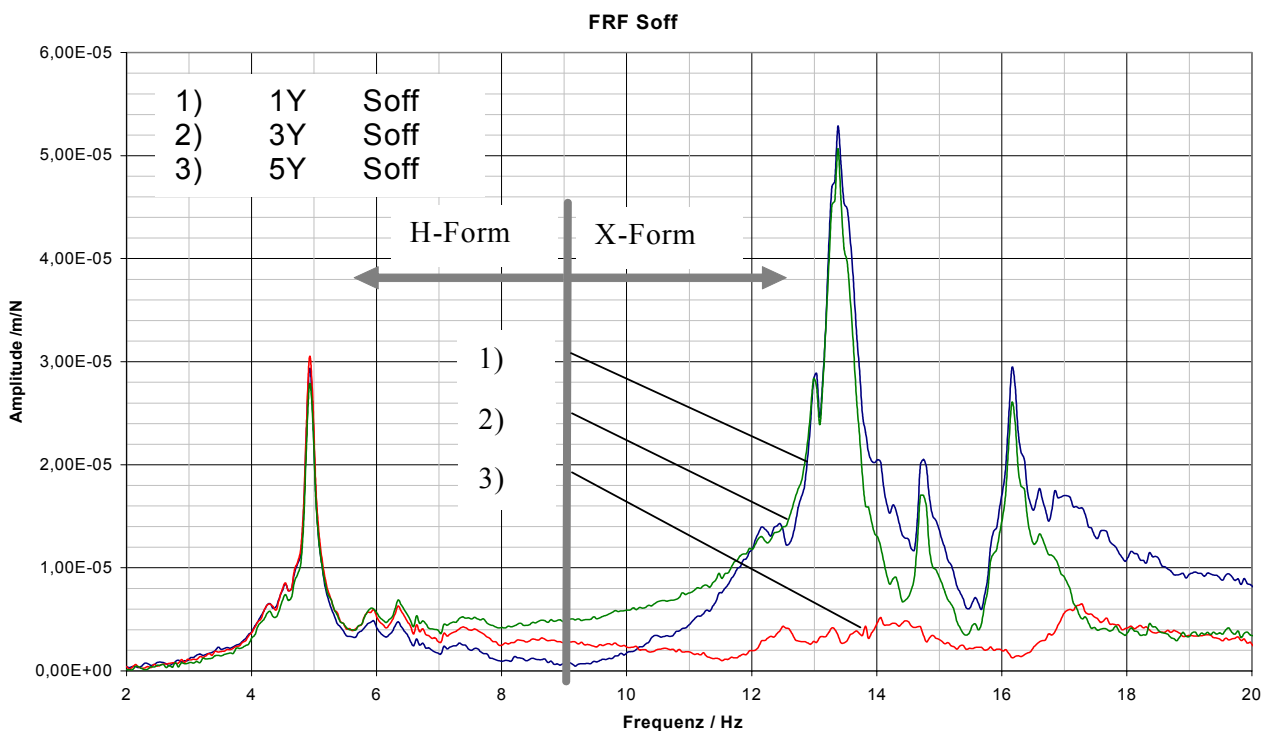


Abbildung 38: Übertragungsfunktionen des Motors *ohne* Seitenabstützung

Bei den Eigenmoden des Motors mit Seitenabstützung tritt eine Aufspaltung der Schwingformen bei ca. 10 Hz auf. Die zusätzliche Dämpfung durch die Seitenabstützung ist mit einer Erhöhung der Steifigkeit verbunden, wodurch sich die Eigenfrequenzen leicht in positive Abszissenrichtung verschieben. Die gemessenen Übertragungsfunktionen für oben genannte Messpunkte mit Seitenabstützung sind in Abbildung 39 dargestellt.

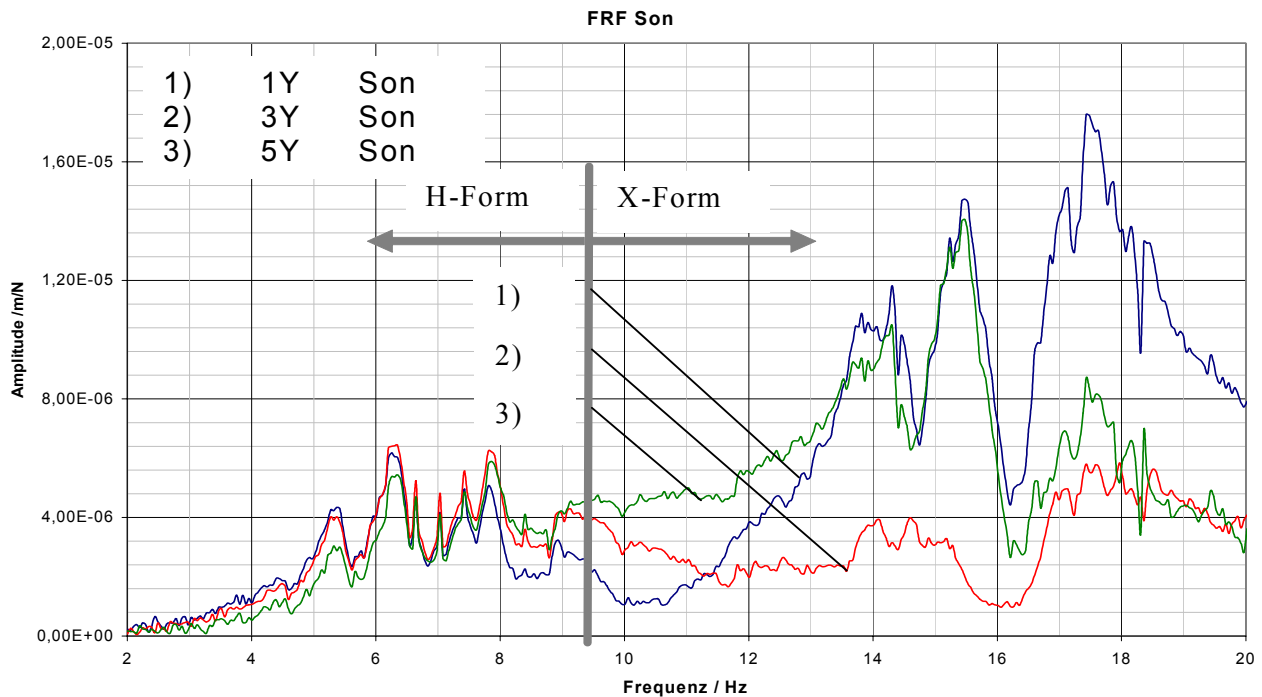


Abbildung 39: Übertragungsfunktionen des Motors **mit** Seitenabstützung

Es ist deutlich zu erkennen, dass mit Seitenabstützung viel mehr Resonanzüberhöhungen erkennbar sind. Eine Erklärung dafür ist, dass die Seitenabstützungen eine Vergrößerung der Kopplung der Motorschwingformen mit globalen Schwingformen hervorrufen. Werden die Übertragungsfunktionen mit und ohne Seitenabstützung verglichen, so wird deutlich, dass die hydraulischen Seitenabstützungen einen erheblichen Beitrag zur Amplitudenverringerung leisten. Die erste X-Form weist in Messpunkt 1 eine Amplitudenverringerung von ca. 83 % auf und die erste H-Form von ca. 78 %. Diese Verringerung der Schwingungsamplituden bei den ersten Schwingformresonanzen geht zum Teil mit einer Erhöhung der Amplituden höherer Motorschwingformen einher. An Messpunkt 1 wird beispielsweise für die zweite H-Form eine um 30 % höhere Schwingungsamplitude verzeichnet. Dieses bestätigt, dass die Seitenabstützungen eine vermehrte Energieeinleitung in globale Schwingformen nach sich ziehen. Ein Vergleich der Übertragungsfunktionen ist in Abbildung 40 zu finden.

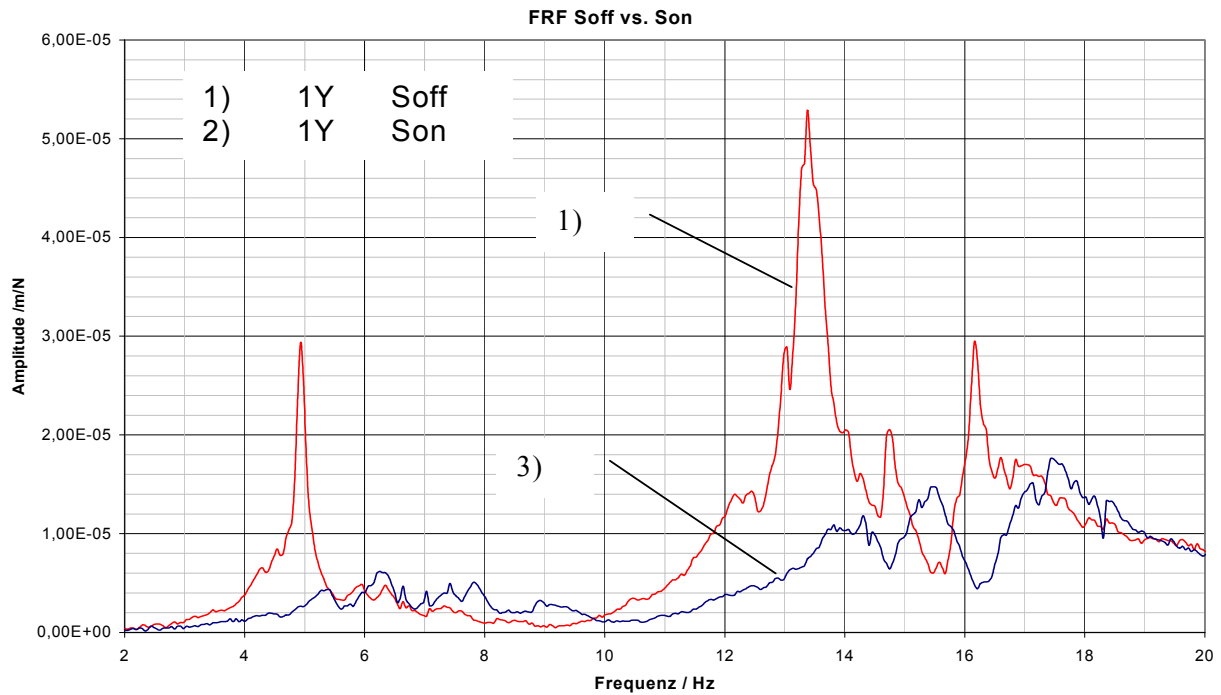


Abbildung 40:
Vergleich der Übertragungsfunktionen des Motors mit und ohne Seitenabstützung

An diesem Objekt wurde zusätzlich auf den Decksaufbauten gemessen. Die Übertragungsfunktionen für Messpunkt 20 (Motor ohne Seitenabstützung) sind in Abbildung 41 der Übertragungsfunktion an Messpunkt 1 gegenübergestellt.

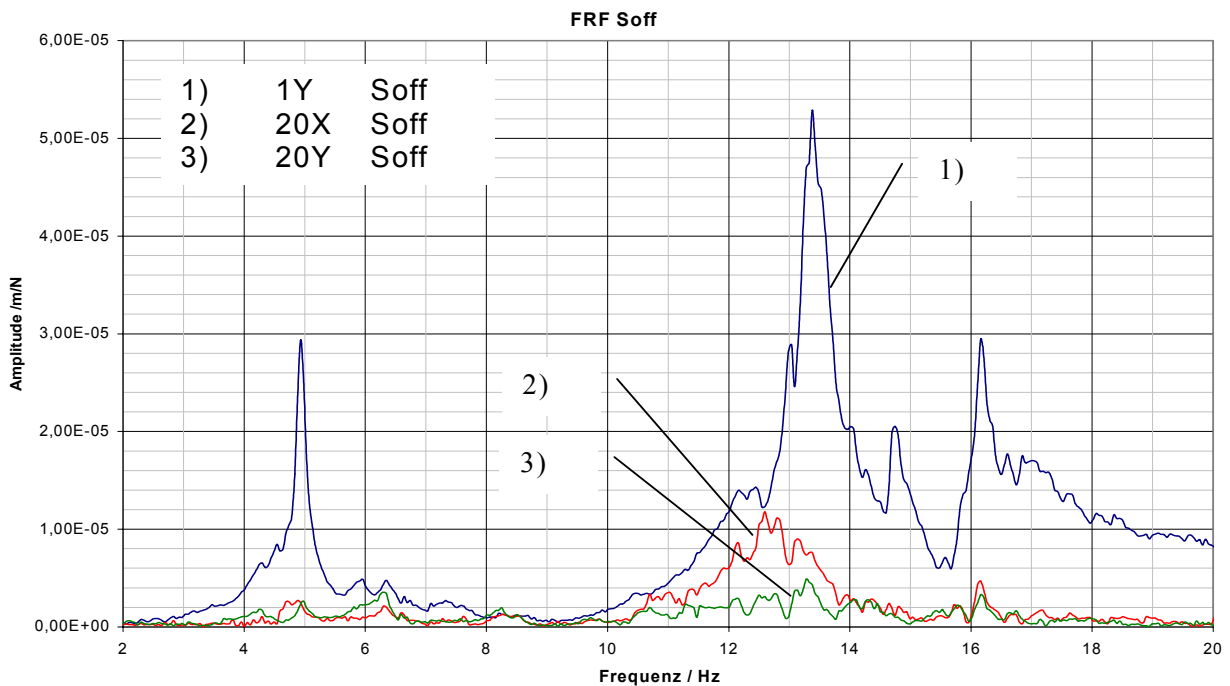


Abbildung 41: *Vergleich der Übertragungsfunktionen am Motor zu den Decksaufbauten ohne Seitenabstützungen*

Für dieselben Messpunkte sind die Übertragungsfunktionen des Motors mit Seitenabstützung in Abbildung 42 dargestellt.

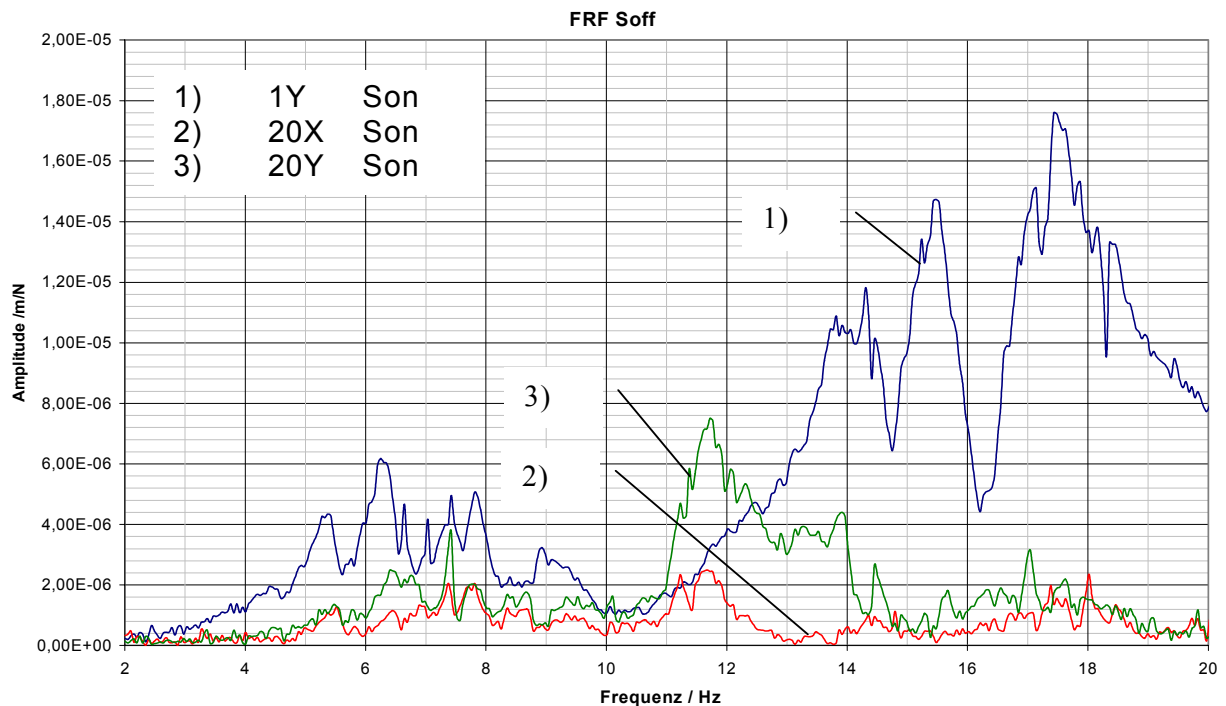


Abbildung 42: Vergleich der Übertragungsfunktionen am Motor zu den Decksaufbauten mit Seitenabstützungen

Die Schwingformen der Decksaufbauten lassen sich für die Resonanzstellen des Motors eindeutig identifizieren. Auffällig ist, dass die Frequenzen, bei denen die Amplituden der Aufbauten maximal sind, nicht immer mit den Resonanzstellen des Motors in Verbindung gebracht werden können. Eine direkte Kopplung der Moden, wie sie im üblichen Sinne definiert wird, kann demzufolge nicht festgestellt werden. Die Resonanzstellen an den Aufbauten sind folglich globalen Schwingformen zuzuordnen. Je nachdem welche Schwingform der Motor ausübt, werden dann die globalen Schwingformen besser oder schlechter angeregt. Dabei wird festgestellt, dass ohne Seitenabstützung im Bereich unterhalb von 9 Hz die Aufbauten vorrangig Torsionsschwingungen um die Hochachse und oberhalb von 9 Hz vorrangig Biegeschwingungen um die Schiffsquerachse ausüben. Mit Seitenabstützungen sind dagegen oberhalb von 9 Hz Biegeschwingungen um die Schiffslängsachse zu erkennen.

Ohne Seitenabstützung wird die Torsionsschwingform nicht nur durch die erste H-Form-Resonanz, sondern auch von der zweiten angeregt. Die Biegeschwingform weist ein Maximum vor der ersten X-Form-Resonanz des Motors auf. Mit Seitenabstützung werden eindeutig andere Schwingformen angeregt. Eine Abweichung der Motorresonanzen von den Deckresonanzen ist dabei sehr deutlich zu erkennen. Es ist deshalb davon auszugehen, dass es sich bei den Deckresonanzen um

Schwingformen handelt, bei denen im Betriebszustand der Motor die erregende Quelle darstellt. Eventuelle Überhöhungen in Deckschwingungen sind demnach nicht zwingend auf ein Resonanzproblem der Motorschwingungen zurückzuführen. Um die Wirkung der Seitenabstützung auf die Amplituden der Schwingformen quantitativ zu erfassen, werden die Schwingungspegel ausgewertet. Da die Übertragungsfunktionen eine Systemantwort auf eine Einheitskraft darstellen, können die Pegel aus den Schwingungsamplituden berechnet werden. Da es sich nicht um reale Schwingungspegel handelt, sondern nur ein quantitativer Vergleich angestrebt ist, wird der Faktor $1/\sqrt{2}$ in der Berechnung der Pegel nicht berücksichtigt (Gl. (54)).

$$\Delta \bar{q} = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^N \hat{q}_i^2_{\text{Soff}}} - \sqrt{\sum_{i=1}^N \hat{q}_i^2_{\text{Son}}}}{\sqrt{\sum_{i=1}^N \hat{q}_i^2_{\text{Soff}}}}$$

$$\Delta \bar{\dot{q}} = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^N \hat{q}_i^2_{\text{Soff}}} - \sqrt{\sum_{i=1}^N \hat{q}_i^2_{\text{Son}}}}{\sqrt{\sum_{i=1}^N \hat{q}_i^2_{\text{Soff}}}} \quad (54)$$

$$\Delta \bar{\ddot{q}} = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^N \hat{q}_i^2_{\text{Soff}}} - \sqrt{\sum_{i=1}^N \hat{q}_i^2_{\text{Son}}}}{\sqrt{\sum_{i=1}^N \hat{q}_i^2_{\text{Soff}}}}$$

In Abbildung 43 sind die aus den Amplituden zwischen 2 und 20 Hz berechneten Änderungen durch die Wirkung der Seitenabstützungen gemäß Gl. (54) dargestellt.

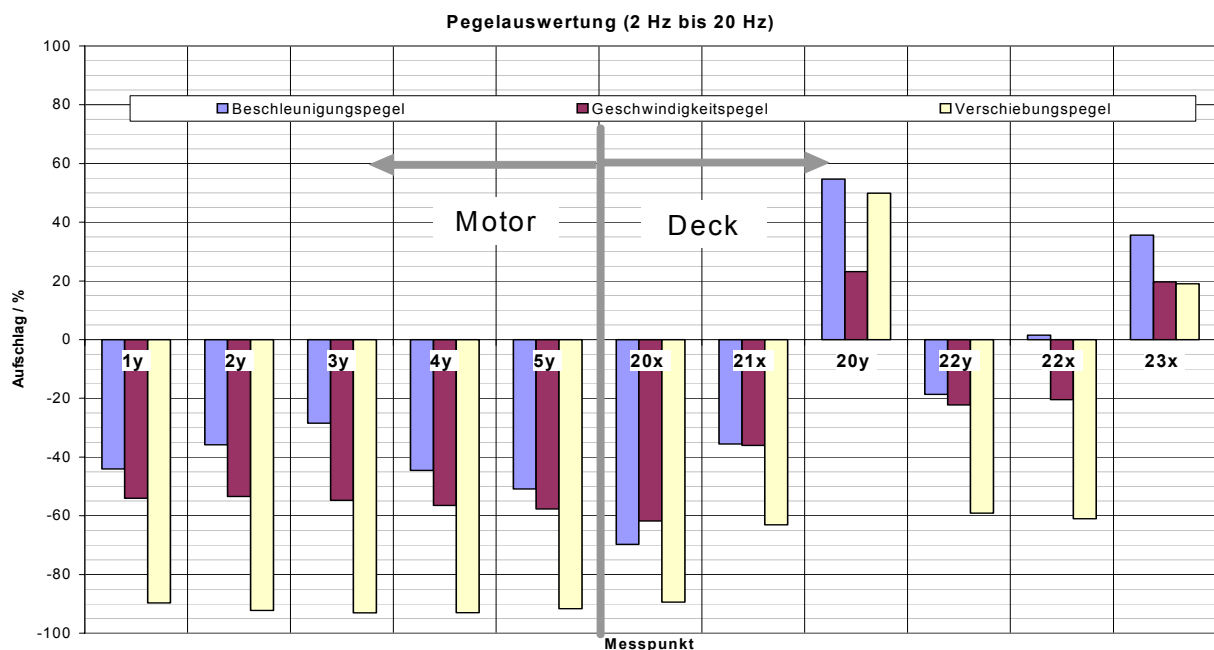


Abbildung 43:
Änderungen der Schwingungspegel durch Hinzunehmen der Seitenabstützungen

Es ist deutlich zu erkennen, dass die Seitenabstützung die Pegel am Motor deutlich verringert. An den Aufbauten ist jedoch eine Reduzierung der Pegel nicht für jede gemessene Richtung zu verzeichnen. Durch die Hinzunahme der Seitenabstützungen werden andere Schwingformen angeregt, so dass z.B. an Messpunkt 20 der Schwingungspegel in seitlicher Richtung erhöht wird. Es wird deutlich, dass die Seitenabstützung nicht zwingend als Maßnahme zur Schwingungsreduzierung in den Aufbauten geeignet ist.

6 Finite Elemente Rechnungen

Das dynamische Verhalten von schiffbaulichen Strukturen wird in der Regel mit Hilfe von Finite-Elemente-Modellen berechnet. Hierbei spielen insbesondere die freien und die erregten Schwingungen eine wichtige Rolle. Für die treffsichere Vorausberechnung von Resonanzfrequenzen ist die realitätsgetreue Modellierung von Steifigkeits- und Masseverteilungen der Struktur erforderlich. Für große Strukturen, wie sie im Schiffbau vorliegen, erfordert dieses einen hohen Modellierungsaufwand. Bei der Zwangsschwingungsrechnung von Schiffsstrukturen stellt insbesondere die fehlerhafte Berechnung von Schwingungsamplituden ein nicht gelöstes Problem dar. Eine treffsichere Vorhersage von Resonanzamplituden lässt sich ohne Messungen nicht bewerkstelligen, da die Dämpfungsmechanismen nicht ausreichend bekannt sind bzw. sich nicht durch einfache Modelle abbilden lassen. Wie im vorangegangenen Kapitel dargestellt, haben beispielsweise vor allem die Seitenabstützungen eine dämpfende Wirkung, weil sie für die Einleitung der Schwingungen des Motors in die Struktur verantwortlich sind und somit bei gleicher eingeleiteter Energie eine Verringerung der Schwingungsamplituden verursacht wird. Ist die reale Dämpfung des Systems bekannt, z.B. in Form modaler Dämpfungsgrade, bleibt die Frage offen, wie diese in die bestehenden FE-Modelle einzubeziehen sind. In dieser Untersuchung wird insbesondere auf die Überführung der gemessenen Dämpfungswirkung der Seitenabstützungen in die FE-Modelle eingegangen.

In den letzten Jahren wird das sogenannte Model-Updating in die Identifikation mechanischer Systeme einbezogen. Während früher modale Modelle auf der Basis von Übertragungsfunktionen gebildet wurden, um Modellberechnungen durchzuführen, werden heute immer öfter FE-Modelle durch Anpassungsalgorithmen so verändert, dass die Ergebnisse von Messung und Rechnung in Einklang gebracht werden. In diesem Kapitel werden auch Ergebnisse numerischer Modellanpassungen präsentiert.

6.1 Eigenfrequenzen in FE-Rechnungen

6.1.1 Eigenfrequenzen der Motormodelle

Die Messungen haben gezeigt, dass bei korrektem Anbau der Seitenabstützungen der Zustand aktiver Seitenabstützungen vorzuziehen ist. Neben der Systemverstimmung bewirkt der Einbau der Seitenabstützungen vorrangig eine Erhöhung der modalen Dämpfung. Für FE-Berechnungen ist dieser Zustand deshalb von besonderem Interesse und wird im Rahmen dieses Kapitels analysiert.

Zur Berechnung der Eigenfrequenzen wurde das Eigenwertproblem direkt gelöst. Ein Nachteil der direkten Lösungsmethode ist die Menge an Eigenwerten, die im

interessierenden Frequenzbereich berechnet werden. Die hohe Anzahl an Eigenfrequenzen und dazugehörigen Eigenformen macht eine Auswertung der Rechnungen schwierig, besonders wenn es darum geht, die lokalen Motoreigenformen von den globalen Schiffskörperschwingungen zu unterscheiden. Nachteilig ist auch, dass es bei dem Vergleich von berechneten Eigenfrequenzen und gemessenen Resonanzstellen zu Fehlinterpretationen kommen kann. In Abbildung 44 sind die als lokale Motorschwingformen identifizierten Eigenfrequenzen der Rechnung (Balken) einer gemessene Übertragungsfunktion des MTW-CV2500 (Messpunkt 2) gegenübergestellt.

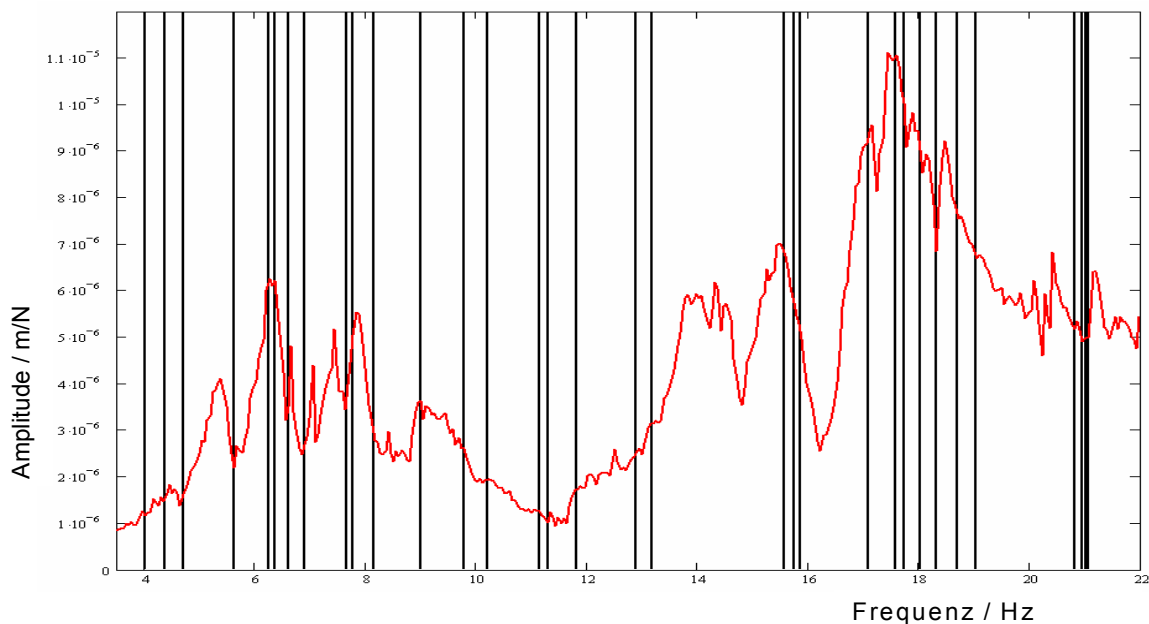


Abbildung 44: Vergleich von berechneten Eigenfrequenzen mit gemessener Übertragungsfunktion (MTW CV2500 mit Motor 7RTA72UB)

Für den Vergleich wurden die MAC-Werte zwischen Messung und Rechnung bestimmt und alle Frequenzen mit MAC-Werten größer als 0,75 mit berücksichtigt. Aus dem Diagramm lässt sich ersehen, dass die berechneten Eigenfrequenzen mit den gemessenen gut übereinstimmen. Wird jedoch die gemessene Übertragungsfunktion einer berechneten Übertragungsfunktion gegenübergestellt, sind deutliche Abweichungen in den Resonanzstellen zu erkennen (Abbildung 45). Die Resonanzüberhöhungen mit maximalen Amplituden stimmen in Messung und Rechnung nicht überein. Insbesondere bei der X-Form sind Abweichungen von bis zu 2 Hz zu verzeichnen. Daraus lässt sich schließen, dass für die korrekte Interpretation der Rechenergebnisse die Übertragungsfunktionen geeigneter sind.

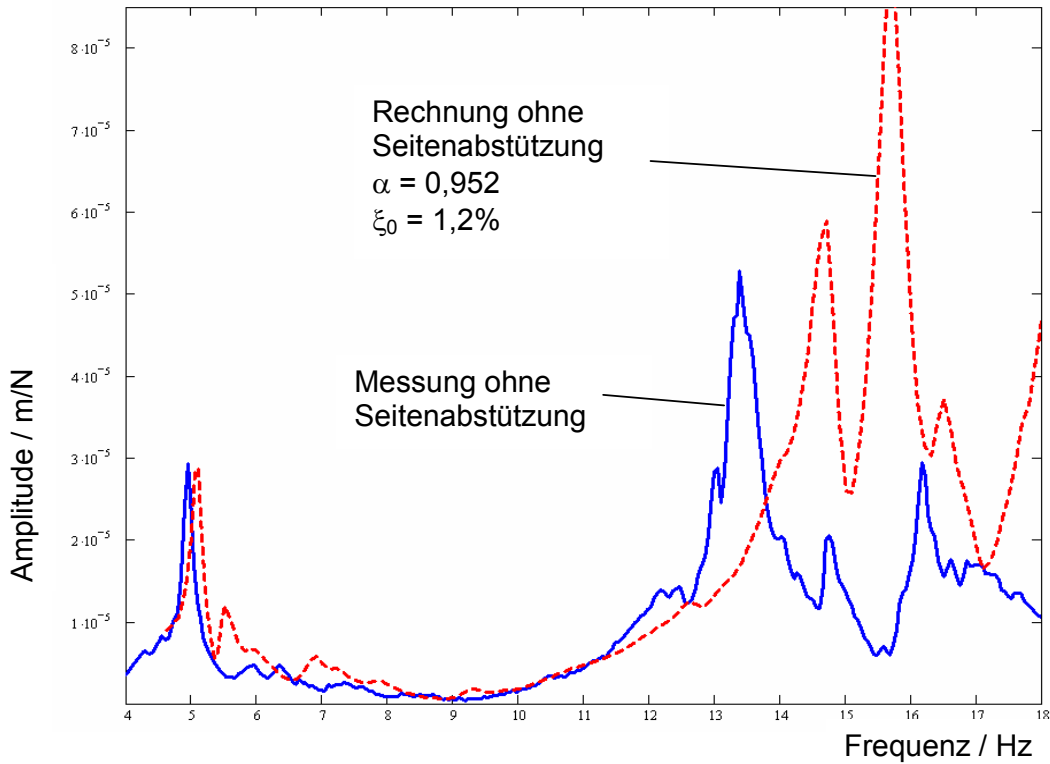


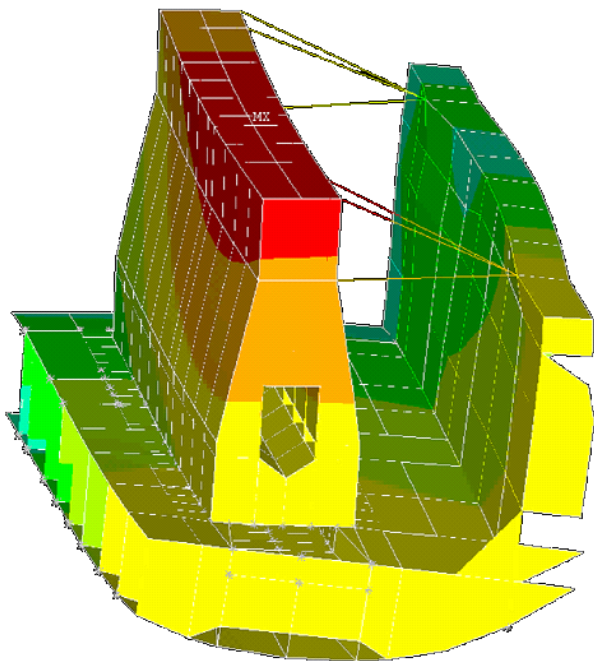
Abbildung 45: Vergleich von gemessener und berechneter Übertragungsfunktionen (MTW CV2500 mit Motor 7RTA72UB)

Im folgenden werden die berechneten Eigenfrequenzen aus der Übertragungsfunktion der harmonischen Analyse gewonnen. Die Ergebnisse der FE-Rechnungen sind in Tabelle 14 den Ergebnissen der Messungen gegenübergestellt.

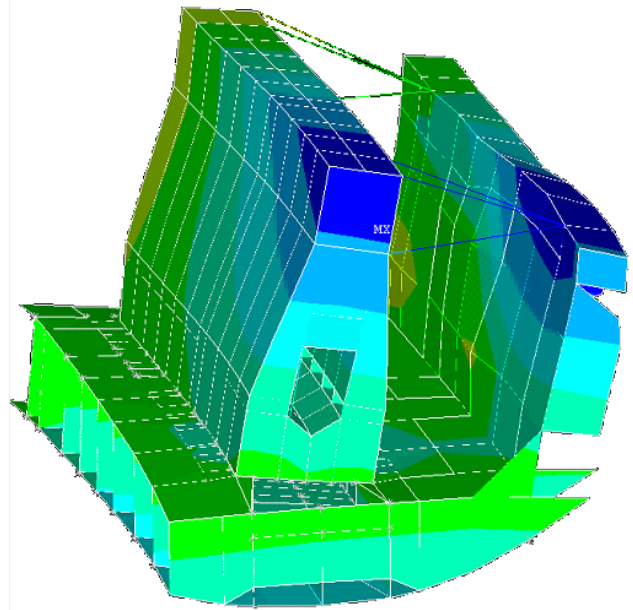
Tabelle 14: Gerechnete und gemessene Eigenfrequenzen mit Seitenabstützung

Eigenfrequenzen mit Seitenabstützung	Eigenform	Eigenfrequenz / Hz		Abweichung [%]
		Messung	Rechnung	
WARNOW CV5500	H-Form	7,3	5,3	38
	X-Form	10,5	12,7	-17
	C-Form	22,2	23,4	-5
WARNOW CV2500	H-Form	7,9	6,2	27
	X-Form	14,9	16,0	-7
MTW CV2500	H-Form	5,4	5,1	-9
	X-Form	14,5	15,7	-8

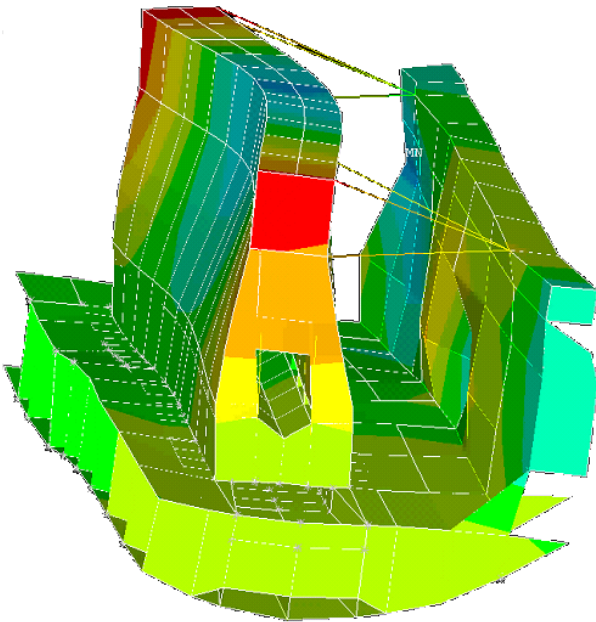
Die Eigenschwingformen stimmen mit den gemessenen Eigenschwingformen überein (Abbildungen 46 und 47), aber die Resonanzstellen weichen von den gemessenen Resonanzfrequenzen ab.



H-Form



X-Form



C-Form

Abbildung 46: Berechnete Eigenformen WARNOW CV5500 mit Motor 10RTA96C

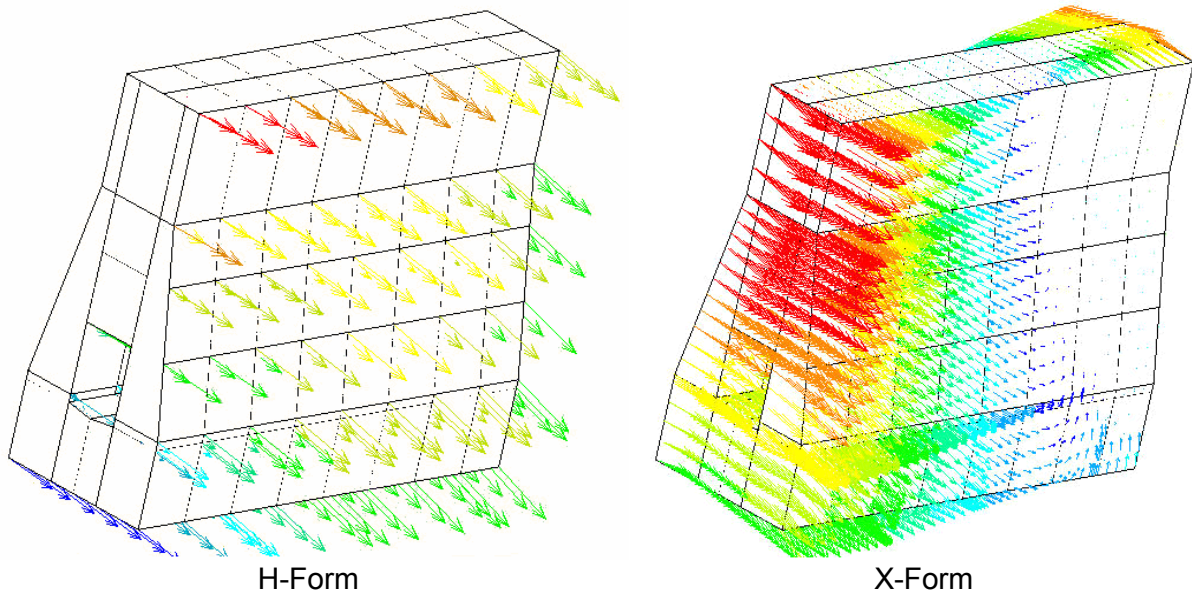


Abbildung 47: Berechnete Eigenformen MTW CV2500 mit Motor 7RTA72UB

6.1.2 Einfluss der Modellkorrektur auf die Eigenfrequenzen

Im vorangehenden Abschnitt wurde gezeigt, dass die Abweichungen der berechneten Eigenfrequenzen von den gemessenen zum Teil erheblich sein können. Durch eine numerische Anpassung des Motormodells auf der Basis der Messung des frei hängenden Motors wird der Einfluss der Modellgüte des Motors auf die Eigenfrequenzen der Gesamtstruktur untersucht. Stehen gemessene Eigenfrequenzen zur Verfügung, so lässt sich im allgemeinen ein FE-Modell an die Messdaten anpassen, indem ausgewählte Parameter des Modells iterativ verändert werden. Zu einer genauen Herleitung der Methoden zur Modellanpassung wird an dieser Stelle auf die einschlägige Literatur und Arbeiten zu diesem Thema, die am Institut für Technische Mechanik entstanden sind [25], [26], [27], verwiesen.

Im Fall einer Modellanpassung hinsichtlich minimaler Abweichung der Eigenfrequenzen lautet die Zielfunktion für den k-ten Iterationsschritt:

$$\Delta z_{ki} = \omega_{FEMki} - \omega_{reali} \quad (55)$$

Als nächstes werden die zu verändernden Parameter p (z.B. Steifigkeiten und Dichten) gewählt. Eine Änderung unterschiedlicher Parameter hat im allgemeinen einen unterschiedlichen Einfluss auf die Zielfunktion. Es wird davon gesprochen, wie sensitiv die Zielfunktion bezüglich einer Parameteränderung ist. Mathematisch lässt sich dieses durch die sogenannte Sensitivitätsmatrix ausdrücken. Die Ableitungen lassen sich durch Differenzenquotienten annähern, wenn eine Änderung der Parameter Δp eingesetzt wird:

$$S_{k\ ij} = \frac{\partial \omega_{kj}}{\partial p_{ki}} \approx \frac{\omega_{kj}(p_{ki} + \Delta p_i) - \omega_{kj}(p_{ki})}{\Delta p_i} \quad (56)$$

Eine erforderliche Änderung der gewählten Parameter Δp für den Iterationsschritt k+1 lässt sich dann wie folgt berechnen:

$$p_{k+1} = p_k + \Delta p_k \quad (57)$$

$$\Delta p_k = - (S^T W S)^{-1} S^T W \Delta z_k \quad (58)$$

Für einen Zustand k werden die Ableitungen nach den Parametern p berechnet und anschließend durch Einsetzen in (58) die erforderliche Parameteränderungen ermittelt. Durch Einsetzen der neuen Parameter in das FE-Modell wird der neue Zustand k+1 ausgewertet, indem die Abweichungen Δz_{k+1} ermittelt werden. Die Prozedur wird wiederholt, bis die Abweichungen klein genug sind. Das Ergebnis ist dann ein FE-Modell, welches dieselben Resonanzstellen aufweist wie die gemessenen. Dieses Modell kann dann für weitere Berechnungen verwendet werden, wobei bessere Ergebnisse zu erwarten sind.

Zur Modellanpassung des Motors werden die Ergebnisse der Messung am frei hängenden Motor mit Eigenschwingungsrechnungen verglichen. In Tabelle 15 sind die Ergebnisse der Messung und der Rechnung vor der Anpassung gegenübergestellt.

Tabelle 15: Gemessene und gerechnete Parameter des frei hängenden Motors

Eigenform	Frequenz aus Rechnung [Hz]	Frequenz aus Messung [Hz]	Dämpfung aus Messung [%]
Verwindung	15,1	19,4	0,2
Biegung	28,5	>30 ²	-

Die ersten elastischen Eigenformen der Rechnung und Messung entsprechen den aus Plattenschwingungen bekannten Schwingformen. Die FE-Rechnung des Originalmodells weist jedoch geringere Eigenfrequenzen auf. Der erste Mode weist eine um 4 Hz niedrigere Eigenfrequenz auf (22 % Abweichung). In Abbildung 48 sind die Eigenformen der Rechnung dargestellt.

² Das erzeugte Spektrum des Erregers weist bei Frequenzen oberhalb von 25 Hz sehr geringe Kraftamplituden auf. Wegen der zu geringen Anregung konnten die Übertragungsfunktionen oberhalb dieser Grenze nicht genau bestimmt werden. Die Übertragungsfunktionen zeigen eine Überhöhung oberhalb von ca. 30 Hz an.

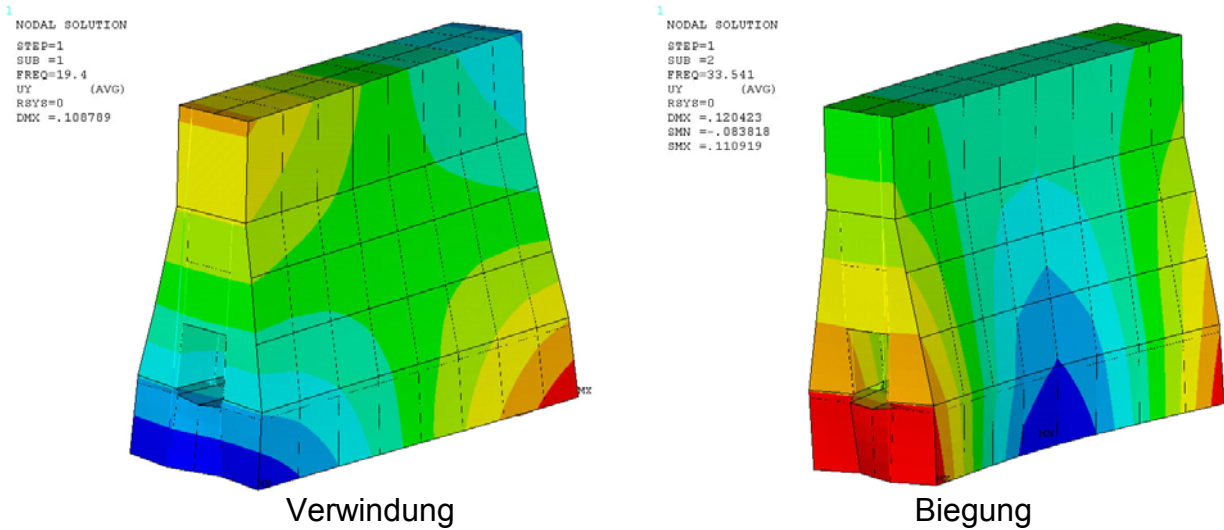


Abbildung 48: Eigenformen des frei hängenden Motors 7RTA72UB

Das Modell der Antriebsanlage lässt sich in soweit anpassen, dass die erste Resonanzfrequenz der Rechnung und der Messung übereinstimmt. Bei der Modellanpassung ist jedoch die korrekte Wahl der Anpassungsparameter von großer Bedeutung. Die Plattendicke und die Werkstoffdichte sind für die Gesamtmasse des Modells verantwortlich. Da das Motormodell jedoch anschließend in das Schiffsmodell eingebaut werden soll, ist eine Modifizierung dieser Parameter schwierig. Als Parameter werden deshalb die E-Module gewählt. Das Motormodell besitzt zwölf Materialmodelle mit zum Teil unterschiedlichen Werkstoffparametern. Nach der Anpassung beträgt die Abweichung der ersten Resonanzfrequenz nur noch 0,01Hz. Die prozentuale Änderung der E-Module gegenüber dem Ausgangsmodell ist in Abbildung 49 dargestellt.

Es ist zu erkennen, dass insbesondere drei der Werkstoffparameter eine sehr hohe Sensitivität gegenüber der ersten Resonanzfrequenz aufweisen. Die Elemente mit den hohen Sensitivitäten sind in Abbildung 50 dargestellt. Es lässt sich daraus schließen, dass insbesondere die Steifigkeit der inneren Motorstruktur für eine korrekte Wiedergabe der Eigenfrequenz verantwortlich ist.

Nach Einbau der veränderten Motorstruktur in das Schiffsmodell zeigte sich jedoch keine nennenswerte Veränderung der Eigenfrequenzen des Gesamtmodells. In Abbildung 51 sind die Änderungen der Eigenfrequenzen des Schiffes über der Frequenz dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der Einfluss der angepassten Motorsteifigkeiten vernachlässigbar klein ist. Die größte Verschiebung erfährt eine H-Form bei ca. 10 Hz, sie bleibt jedoch mit 0,6 % vernachlässigbar.

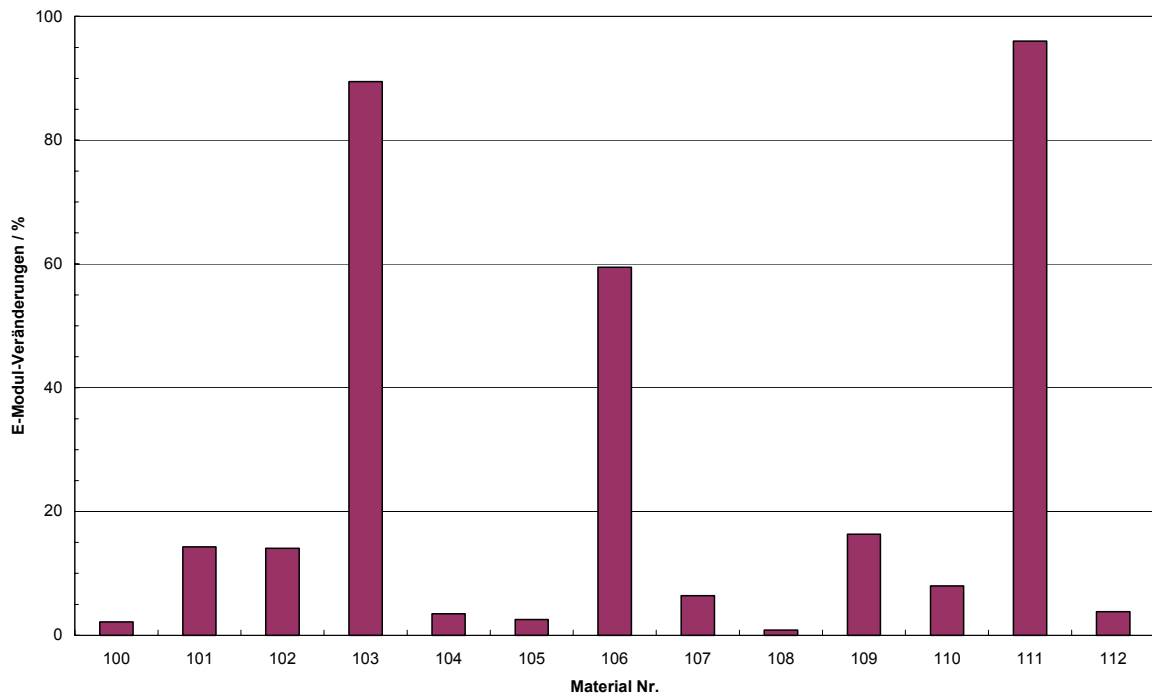


Abbildung 49: Änderungen der E-Module infolge der Motor-Modellanpassung

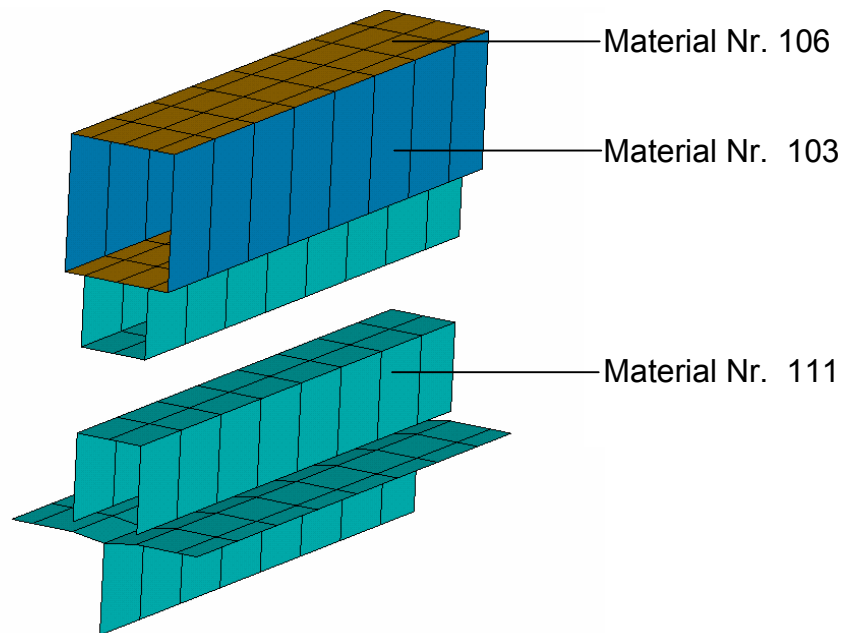


Abbildung 50: Veränderte Motorelemente infolge der Motor-Modellanpassung

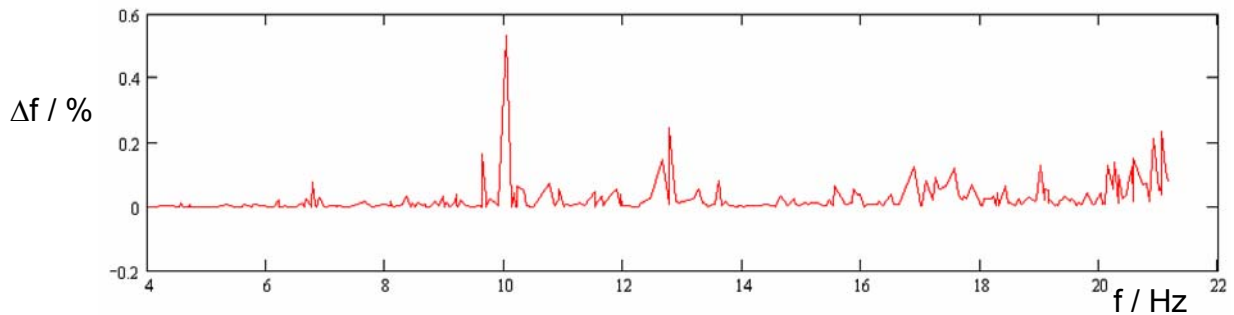


Abbildung 51: Veränderung der Eigenfrequenzen des Gesamtmodells infolge der Motor-Modellanpassung

Die Anpassung der Motorstruktur ergibt demzufolge keine Verbesserung hinsichtlich der Eigenfrequenzen des Systems. Modelländerungen sind also an der Schiffsstruktur und bei den hydrodynamischen Massen durchzuführen. Eine Anpassung der Schiffsmodelle an gemessene Übertragungsfunktionen ist denkbar. Es bedarf jedoch genauer Kenntnis der zugrunde gelegten Idealisierungen und kann im Rahmen dieses Forschungsvorhabens nicht weiter untersucht werden.

6.2 Dämpfung in FE-Rechnungen

In Finite-Elemente-Systemen steht eine begrenzte Anzahl von Dämpfungsmodellen zur Verfügung (siehe Abschnitt 4.2). In den Berechnungen kann die Dämpfung des Systems im allgemeinen in Form modaler Dämpfung, proportionaler Dämpfung, Strukturdämpfung und Dämpfungskonstanten beschrieben werden.

Bei Anwendung der modalen Dämpfung entspricht das Modell genau dem physikalischen Modell der experimentellen Modalanalyse und ermöglicht somit eine direkte Überführung gemessener Dämpfungen auf das Finite Elemente Modell. Dieses setzt jedoch voraus, dass für alle Moden die zugehörigen Dämpfungen ermittelt werden und das FE-Modell dieselben Eigenfrequenzen aufweist.

Im Fall proportionaler Dämpfungsmodelle kann zwischen steifigkeitsproportionaler, massenproportionaler und der Rayleigh Dämpfung unterschieden werden. Die Proportionalitätskoeffizienten lassen sich z.B. durch die Fehlerquadratmethode ermitteln und ermöglichen eine angenäherte Wiedergabe der Dämpfung. Der Verlauf der Dämpfung ist jedoch eingeschränkt, da sich nicht beliebige Verläufe einstellen lassen. Vor allem Schwankungen der Dämpfungsgrade von Mode zu Mode lassen sich hierdurch nicht modellieren.

Die Strukturdämpfung ist frequenzunabhängig und lässt sich für schwach gedämpfte Systeme aus der modalen Dämpfung ermitteln. Sie ermöglicht es, über Frequenzbereiche konstante Dämpfungsgrade zu definieren. Vor allem in Kombination mit der

Rayleigh Dämpfung wird eine verbesserte Dämpfungsmodellierung ermöglicht, weil dadurch eine Verschiebung des Dämpfungsverlaufes in Ordinatenrichtung ermöglicht wird.

Dämpfungsmodelle auf Elementniveau beschränken sich auf eine steifigkeitsproportionale Dämpfung für mehrdimensionale Elemente und Dämpfungskonstanten in Feder-Dämpfer-Elementen. Die entstehenden Dämpfungsmatrizen lassen sich im allgemeinen nicht durch massenorthogonale Eigenvektoren entkoppeln. Die Bewegungsgleichung muss direkt gelöst werden, so dass der Rechenaufwand erhöht wird. Dieses ist jedoch durch die ständig steigenden Leistungen moderner Rechner kein bedeutender Nachteil mehr, zumal im Schiffbau immer nur bestimmte Frequenzen entsprechend den Ordnungen des Motors oder des Propellers von Interesse sind. Ein entscheidender Nachteil ist, dass diese Art der Dämpfung mit dem physikalischen Modell der experimentellen Modalanalyse nicht kompatibel ist, so dass die Ermittlung der Dämpfungskonstanten erschwert wird. Die Überführung gemessener modaler Dämpfungen auf solche FE-Modelle ist nicht direkt möglich. Die benötigten Dämpfungskonstanten lassen sich nicht näherungsweise aus dem Versuch ermitteln, sondern müssen durch Anpassung von FE-Rechnungen auf Basis der Übertragungsfunktionen ermittelt werden.

Im Rahmen dieses Vorhabens werden beispielhaft die unterschiedlichen Dämpfungsmodelle auf das Schiff WARNOW CV2500 angewendet.

6.2.1 Modellierung modaler Dämpfung

Um die modalen Dämpfungsgrade auf das Schiffsmodell direkt zu überführen, ist eine Übereinstimmung der Eigenfrequenzen notwendig. Da das verwendete Rechenmodell nicht die gleichen Eigenfrequenzen aufweist, müssen die Dämpfungsgrade so gewählt werden, dass die modale Dämpfungskraft im jeweiligen Mode übereinstimmt:

$$\begin{aligned}
 2\xi_{k \text{ Messung}} \omega_{0k \text{ Messung}} \dot{x}_{k \text{ Messung}} &= 2\xi_{k \text{ Rechnung}} \omega_{0k \text{ Rechnung}} \dot{x}_{k \text{ Rechnung}} \\
 \rightarrow \xi_{k \text{ Rechnung}} &= \frac{\xi_{k \text{ Messung}} \omega_{0k \text{ Messung}} \dot{x}_{k \text{ Messung}}}{\omega_{0k \text{ Rechnung}} \dot{x}_{k \text{ Rechnung}}} \\
 \rightarrow \xi_{k \text{ Rechnung}} &\approx \xi_{k \text{ Messung}} \frac{\omega_{0k \text{ Messung}}}{\omega_{0k \text{ Rechnung}}}
 \end{aligned} \tag{59}$$

In Tabelle 16 sind die ermittelten Dämpfungen für MTW CV2500 ohne Seitenabstützungen aufgelistet. Dabei wurden für Eigenfrequenz und Dämpfung jeweils die Werte maximaler Dämpfung verwendet. Die ermittelten Dämpfungen lassen sich mit Hilfe des konstanten Dämpfungsgrades in das FE-Modell implementieren.

Tabelle 16: Gemessene und gerechnete modale Parameter des Motors 7RTA72UB ohne Seitenabstützung

Messung		Rechnung	
Frequenz [Hz]	Dämpfung [%]	Frequenz [Hz]	Dämpfung [%]
6,3	1,64	5,1	2,02
12,39	2,25	15,7	1,78

In Abbildung 52 sind die Rechenergebnisse der gemessenen Übertragungsfunktion gegenübergestellt.

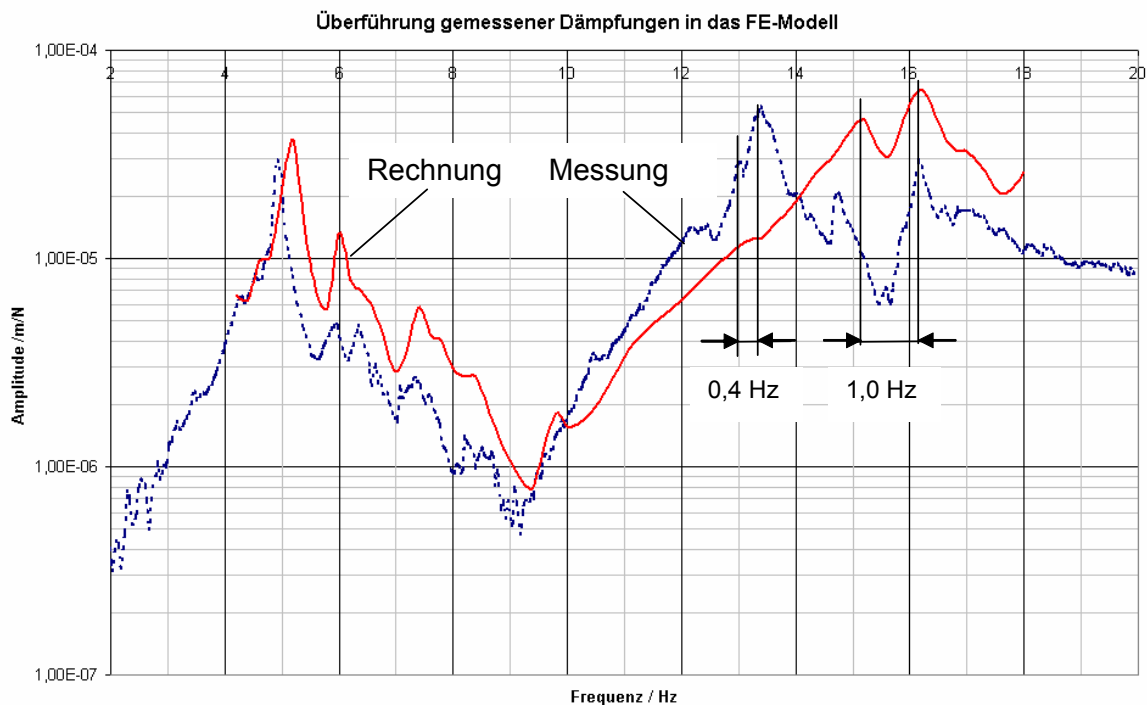


Abbildung 52: Übertragungsfunktion bei direkt überführten Dämpfungsgraden

Es lässt sich gute Übereinstimmung der Kurvenverläufe erkennen. Die Abweichungen bei den Amplituden betragen bei der H-Form ca. -22 % und bei der X-Form ca. -19 %. Dieses lässt sich damit begründen, dass die Dämpfungsgrade zu niedrig und Moden des FE-Modells nicht so stark gekoppelt sind, wie es die Messung zeigt. Dieses wird insbesondere bei der X-Form deutlich. Während bei der Messung die zwei höchsten Peaks der X-Form einen Frequenzabstand von ca. 0,4 Hz aufweisen, ergibt die Rechnung einen Abstand von ca. 1 Hz.

6.2.2 Anpassung der Dämpfung

Da die direkte Überführung der Dämpfungen auf das FE-Modell keine zufriedenstellenden Ergebnisse liefert, werden im folgenden die Übertragungsfunktionen

angepasst, indem die Dämpfung verändert wird. Problematisch bei der Formulierung eines sinnvollen Minimierungsalgorithmus sind in diesem Fall die Abweichungen zwischen den Resonanzstellen des FE-Modells und der Messung. Um die Problematik zu umgehen, wird bei der Formulierung der Zielfunktion die Abweichung berücksichtigt, indem die gemessene Übertragungsfunktion verschoben wird. Die Verschiebung wird so gewählt, dass die Resonanzstellen der H-Form übereinstimmen. Es zeigte sich jedoch, dass die Abweichung der Verläufe der Übertragungsfunktionen an verschiedenen Frequenzstützstellen zu einer hohen Anzahl von Iterationsschritten und zum Teil zu nicht invertierbare Matrizen führt. Aus diesem Grund wurde im Rahmen dieses Vorhabens die Zielfunktion so definiert, dass die Mittelung der Stützstellenabweichungen vor der Sensitivitätsberechnung durchgeführt wurde. Die Zielfunktion wird somit als die Summe der Beträge der Abweichungen zwischen realer und gemessener Übertragungsfunktion an einem Messpunkt i (dem Driving Point) definiert. Als Zielfunktion ergibt sich so eine einzige Größe, die einem Restwert für jeden Iterationsschritt entspricht. Für M Frequenzstützstellen ergibt sich für den k -ten Iterationsschritt:

$$\Delta z_k = \sum_{m=1}^M \left| H_i(f_m)_{\text{Messung}} - H_i(f_m)_{k \text{ FEM}} \right| \quad (60)$$

Die Sensitivitätsmatrix hat dann für den k -ten Iterationsschritt eine Spalte mit der Form

$$S_{kj} = \frac{\sum_{m=1}^M \left| H_i(f_m)_{\text{Messung}} - H_i(f_m, p_{kj} + dp_j)_{k \text{ FEM}} \right| - \sum_{m=1}^M \left| H_i(f_m)_{\text{Messung}} - H_i(f_m, p_{kj})_{k \text{ FEM}} \right|}{dp_j} \quad (61)$$

Es werden zwei Varianten von Anpassungen durchgeführt. Als erstes werden, in Anlehnung an den vorhergehenden Abschnitt, konstante Dämpfungsgrade in den zwei Teilintervallen für die H- und die X-Form definiert und iterativ verändert. Als zweites wird die Dämpfung in Form von massenproportionaler Dämpfung und konstanter Dämpfung angepasst. Damit soll eine Dämpfungsanpassung über den gesamten Frequenzbereich erreicht werden.

Für die Anpassung der konstanten Dämpfungsgrade werden für den Motor ohne Seitenabstützung vier Iterationsschritte benötigt. Hier zeigen die Amplituden der H-Form und der X-Form gute Übereinstimmungen mit den Messergebnissen. Für die H-Form wird eine Abweichung von ca. 1 % und für die X-Form eine Abweichung von ca. 3 % erzielt.

Für die zweite Variante werden als Anfangsparameter die Proportionalitätskoeffizienten aus den gemessenen modalen Dämpfungen ermittelt. Nach neun Iterationsschritten können die Proportionalitätskoeffizienten angepasst werden. Hier wird eine gute Übereinstimmung in der Amplitude der H-Form erreicht. Für die

H-Form wird eine Abweichung von ca. 1 % und für die X-Form eine Abweichung von ca. 18 % erreicht. In Tabelle 17 sind die konstanten Dämpfungsgrade und die Proportionalitätskoeffizienten der Anfangszustandes und der letzten Iteration aufgelistet. Abbildung 53 zeigt die berechneten Übertragungsfunktionen und die gemessene Übertragungsfunktion an Messpunkt 1. Es zeigt sich, dass die Anpassung der Dämpfungskonstanten die besseren Ergebnisse liefert.

Tabelle 17: Angepasste Dämpfungsparameter ohne Seitenabstützung des Motors

	Parameter	Anfangswert	Endwert
Variante 1	$\xi_{0\ H-Form}$ [%]	2,02	2,69
	$\xi_{0\ X-Form}$ [%]	1,78	2,50
Variante 2	α	0,122	1,032
	ξ_0 [%]	1,3	1,2

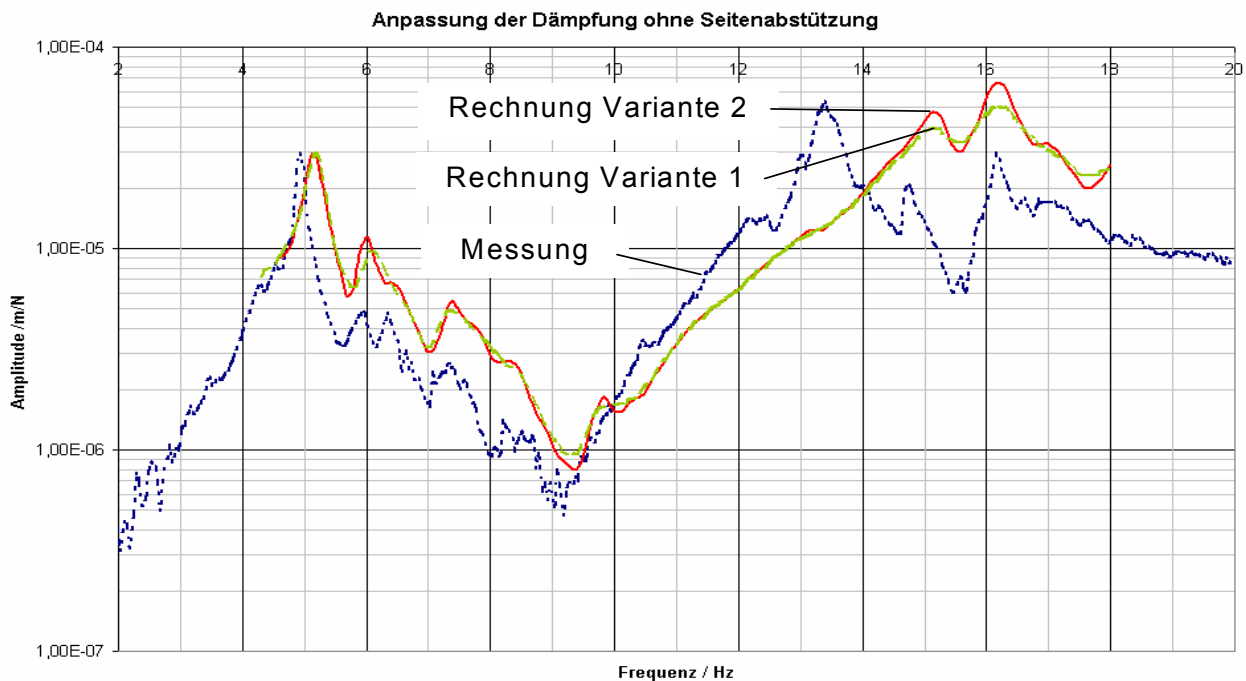


Abbildung 53: Übertragungsfunktion nach Anpassung der Dämpfung **ohne** Seitenabstützung des Motors

Für den Motor mit Seitenabstützungen wurde der besseren Ergebnisse wegen die Anpassung nach Variante 1 gewählt. In Abbildung 54 ist die angepasste Übertragungsfunktion der gemessenen Übertragungsfunktion gegenübergestellt. Dabei wurde der untere Frequenzbereich in zwei Bereiche angepasst, so dass der Kurvenverlauf sehr gut angenähert wird. Auf diese Weise gelingt es, die für das FE-Modell benötigten Dämpfungswerte zu gewinnen, die zu einer sehr guten Übereinstimmung der Systemantworten führen. Für die H-Form gelingt es nicht, die Amplituden zu

verbessern. Hier führt eine Erhöhung der Dämpfung zu einer Glättung des Verlaufs. In Abbildung 54 ist dazu beispielhaft ein Verlauf mit 5 % Dämpfung hinterlegt.

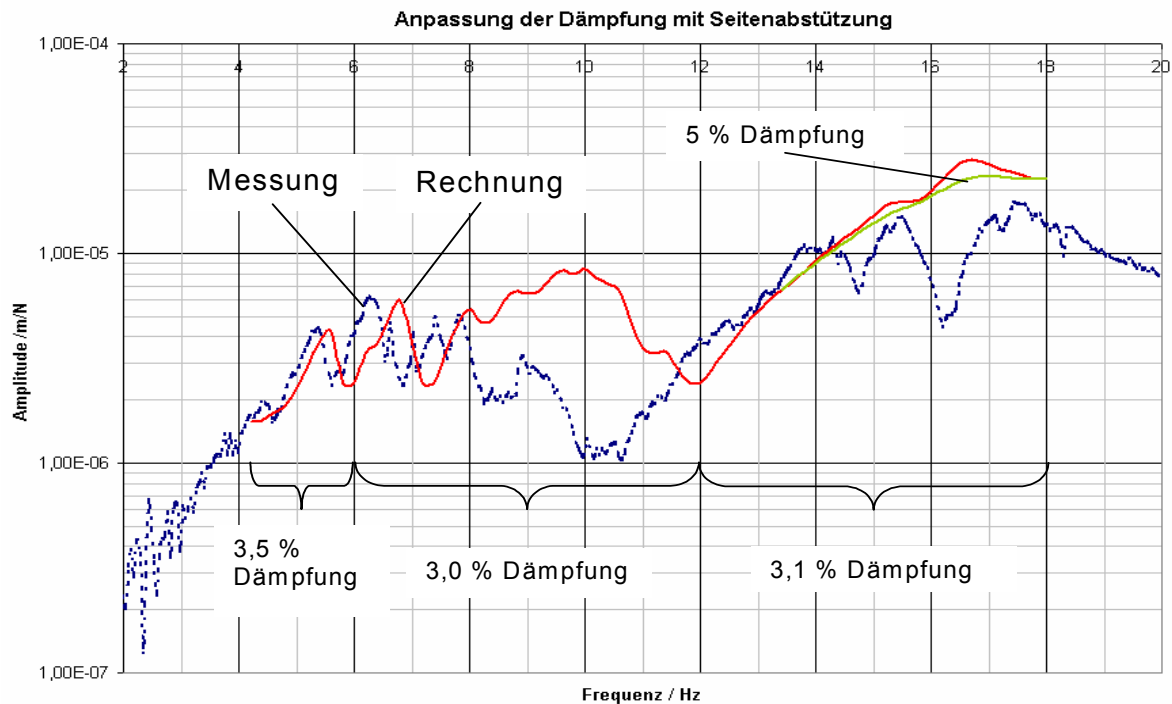


Abbildung 54: Übertragungsfunktion nach Anpassung der Dämpfung mit Seitenabstützung des Motors

6.3 Einfluss der Seitenabstützungen auf die Resonanzamplituden im FE-Modell

Um die Problematik zur Modellierung der Seitenabstützungen zu verdeutlichen, wird der Einfluss der Veränderung lokaler Modellparameter untersucht. Dazu werden die Seitenabstützungen als masselose Feder-Dämpfer-Elemente modelliert, wobei ein Element verwendet wird, das es ermöglicht, die Kopplungswirkung der Seitenabstützungen unabhängig von der geometrischen Lage der Elementknotenpunkte zu definieren (Combin 14). In diesem Fall verbindet das Element die Kopplungspunkte nur in horizontaler Richtung.

In Abbildung 55 sind berechnete Übertragungsfunktionen dargestellt, bei denen jeweils die Steifigkeit der Seitenabstützung variiert wurde. Es wird deutlich, dass die Seitenabstützungen keine eindeutig verstimmende Wirkung haben. Die Resonanzüberhöhungen verschieben sich nicht nennenswert. Es wird eher eine Veränderung der Resonanzamplituden verursacht und damit auch gleichzeitig der Lage des Maximalwertes auf der Frequenzachse. Bei niedriger Steifigkeit wird beispielsweise die erste H-Form und bei höherer Steifigkeit die zweite H-Form zum Mode maximaler Amplitude. Es wird auch deutlich, dass die Kopplung globaler Moden mit den

Motoreigenformen durch eine Erhöhung der Steifigkeit verstärkt wird. Mit zunehmender Steifigkeit nehmen die Amplituden zwischen 8 Hz und 12 Hz zu.

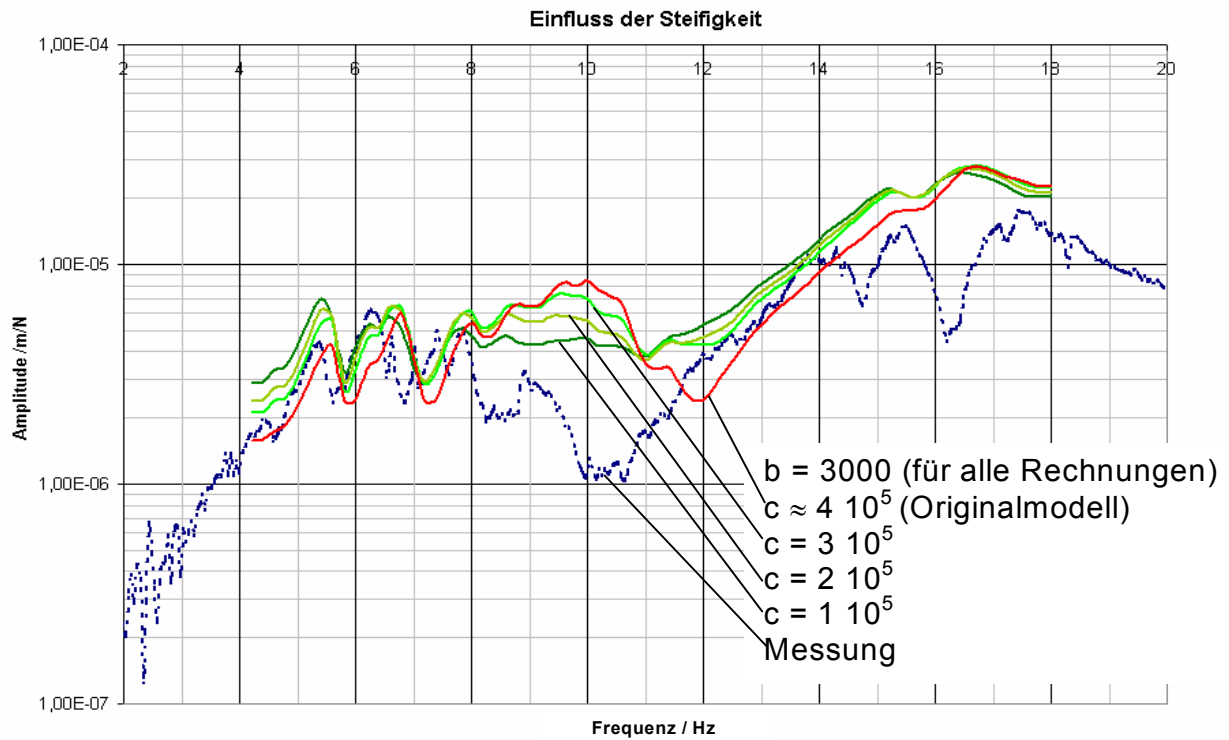


Abbildung 55: Einfluss der lokalen Steifigkeit der Seitenabstützung auf die Übertragungsfunktionen

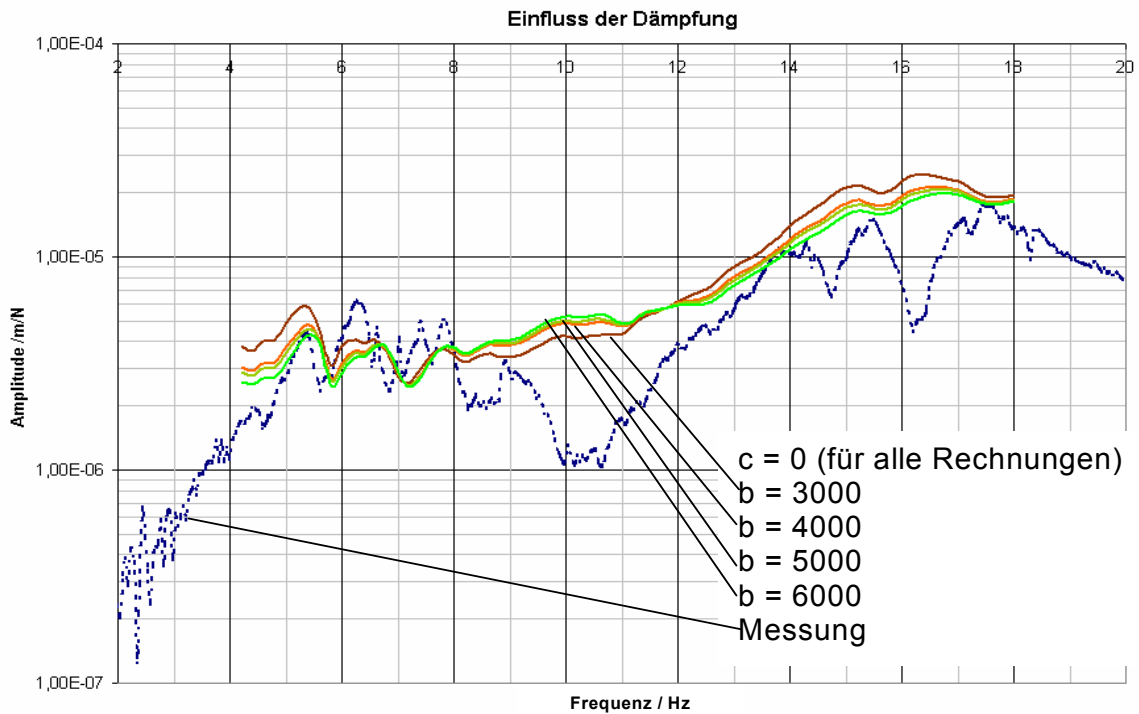


Abbildung 56: Einfluss der lokalen Dämpfung der Seitenabstützung auf die Übertragungsfunktionen

Abbildung 56 verdeutlicht den Einfluss der lokalen Dämpfung der Seitenabstützung. Es wird deutlich, dass die lokale Dämpfung die Amplituden verringert, aber die Resonanzstellen nicht verschiebt. Es wird auch deutlich, dass die geschwindigkeitsproportionale Kraft auch einen Einfluss auf die Kopplung globaler Moden und der Motorschwingformen verursacht.

7 Zusammenfassung und Abschlussbemerkungen

In dem hier beschriebenen Forschungsvorhaben sollten die modalen Parameter der Antriebsanlagen großer Containerschiffe identifiziert werden, und der Einfluss von Seitenabstützungen auf das Schwingungsverhalten der Motoren sollte ermittelt sowie mit FE-Rechnungen verglichen werden. Im Ergebnis kann eingeschätzt werden, dass die Ziele des Vorhabens erreicht worden sind.

Die experimentellen Untersuchungen wurden an einem 5500 TEU mit Motor 10RTA96C und zwei 2500 TEU jeweils mit 7L70MC und 7RTA72UB Motoren, die dem Stand der Technik entsprechen, durchgeführt. Diese Großmotoren sind mit unterschiedlichen Seitenabstützungen (hydraulische- bzw. Reibschlussabstützungen) mit der Schiffsstruktur verbunden. Für alle Anlagen wurden die ersten Eigenformen (H- und X-Form) und für die größere Zehn-Zylinder-Maschine auch eine weitere Eigenform, die C-Form, identifiziert. Für letztere Anlage liegen auch Betriebschwingungsmessungen vor, welche die Ergebnisse der Modalanalyse bestätigen, so dass diese als zulässiges Verfahren zur Modenidentifikation der Antriebsanlage einzuschätzen ist. Da die Messungen unter unterschiedlichen Bedingungen durchgeführt wurden (im Hafen bei Be- und Entladen, in der Bauphase in den Werften und bei wenig Störung über Nacht) kann bestätigt werden, dass die Erregung durch Kraftstoß ausreichend ist, um die Moden zu identifizieren. Durch Glättung der gemessenen Daten können störende Einflüsse zum größten Teil eliminiert werden, um eine ausreichende Genauigkeit der Ergebnisse zu gewährleisten. Die Messmethode erweist sich als so empfindlich, dass zum Vergleich der Eigenmoden mit und ohne Seitenabstützungen der Motoren die mechanischen Seitenabstützungen nur gelöst werden müssen und ein Abmontieren nicht erforderlich ist. Damit wird gezeigt, dass das Verfahren soweit erprobt ist, dass es auf den Werften angewendet werden kann.

Bezüglich der Seitenabstützungen wird gezeigt, dass eine Zunahme der Dämpfung vor allem durch die hydraulischen Seitenabstützungen erreicht wird. Es wird auch gezeigt, dass eine große Anzahl von Reibschlussabstützungen eine stärkere Verstimmung des Systems verursachen kann. Die Systemverstimmung durch die Seitenabstützungen wirkt sich durch eine Verschiebung der maximalen Resonanzamplituden auf der Frequenzachse aus sowie durch eine Dämpfung der Motorschwingformen. Vergleiche mit Rechenergebnissen zeigen, dass durch die Verstimmung die Eigenfrequenzen wenig verschoben werden aber durch die Kopplung globale Schwingformen zum Vorschein kommen, die ohne Seitenabstützungen kleine Amplituden aufweisen. Die Kopplung der Motorschwingformen mit den globalen Moden bewirkt somit eine stärkere Dämpfung der Motoreigenfrequenzen. Insbesondere durch die Messungen am MTW-CV2500, die ohne störende Einflüsse durchgeführt wurden, konnte dieser Effekt nachgewiesen werden. Die Messungen zeigen folglich, dass die elastischen Moden des Motors im Verbund mit der Schiffsstruktur nicht nur einfach vorkommen. Dieser Effekt wird durch die Finite Elemente Rechnungen bestätigt. Eine qualitative Analyse

des Einflusses der Steifigkeit und der lokalen Dämpfung der Seitenabstützungen bestätigt diese Ergebnisse. Hiernach werden mit zunehmender Steifigkeit weniger die Resonanzstellen verschoben, sondern lediglich Wichtungen der Eigenfrequenzen entsprechend den Schwingungsamplituden verändert. Dieser Sachverhalt erschwert die Auswahl des Betriebszustandes (ob mit oder ohne Seitenabstützungen), da der Einbau der Seitenabstützungen von der Schiffsbauform abhängt und die Entscheidung für jedes neue Schiff getroffen werden muss. Hier kann durch Einsatz der Modalanalyse Abhilfe geschaffen werden. Sie ermöglicht es dem Konstrukteur, die Schwingformen während der Bauphase zu identifizieren, damit gegebenenfalls Änderungen vorgenommen werden können, um Resonanzerscheinungen bereits vor der Ablieferung des Schiffes zu vermeiden.

Die Finite-Elemente-Berechnungen zeigen, dass die Implementierung gemessener Dämpfungsgrade in die FE-Modelle ausreicht, um die Schwingungsamplituden mit geringem Fehler zu berechnen. Noch bessere Ergebnisse werden durch eine Modellanpassung erreicht. Hierbei gelingt es, die Amplituden der Zwangsschwingungsrechnung mit den gemessenen Amplituden der Übertragungsfunktionen in Übereinstimmung zu bringen. Die Differenzen zwischen gemessenen und nach der Modellanpassung berechneten Dämpfungsgraden liegen darin begründet, dass die Schiffsmodelle nicht mit ausreichender Genauigkeit die Resonanzfrequenzen der Schiffs-Motor-Verbindung nachbilden. Insbesondere die modale Kopplung, die nach dem Prinzip der modalen Überlagerung maßgebend bei der Berechnung von Amplituden sind, wird mit Defiziten durch die Rechenmodelle wiedergegeben. Die Abweichungen der Resonanzfrequenzen sind in den Messumständen begründet (z.B. durch höhere hydrodynamische Massen im Flachwasser). Die Kopplung der Moden kann jedoch unter Umständen durch bessere Modellierungen der Fundamentierung erreicht werden. In diesem Zusammenhang wird durch die Anpassung des Motormodells an die Messergebnisse eines frei hängenden Motors gezeigt, dass das Motormodell nicht für die ungenauen Rechenergebnisse verantwortlich ist.

8 Literaturverzeichnis

- [1] Schlottmann, G., Winkelmann, J., Weihert, J., Sideris, D.: Programmpaket zur Berechnung des dynamischen Verhaltens elastisch gelagerter Maschinen. FDS-Bericht Nr. 277/1997
- [2] Müller, A.: Untersuchung über das Schwingungsverhalten des Systems Motor/elastisches Schiffsfundament auf Schiffen mit mittelschnellaufenden Viertaktmotoren. Diplomarbeit, Universität Rostock, 1992
- [3] Asmussen, I., Müller-Schmerl, A.: Berücksichtigung mittelschnellaufender Viertaktmotoren bei der Beurteilung von Schiffsschwingungen. FDS-Bericht Nr. 257/1994
- [4] Obwald, R., Meinke, K.D.: Zur Berechnung der Schwingungen von Schiffsdieselmotoren um die Längsachse. Schiffbauforschung 25 (1986) 4, S. 250 - 253
- [5] Meinke, K.D.: Qualitative Analyse der gekoppelten Schwingungen des Dieselmotors und des Schiffskörpers. Schiffbauforschung 26 (1987) 1, S. 42 - 48
- [6] Meinke, K.D., Obwald, R.: Zur Berechnung der Schwingungen von Schiffsdieselmotoren. Schiffbauforschung 28 (1989) 4, S. 153 - 216
- [7] Mumm, H.: Einleitung motorerregter Kräfte in den Schiffverband. BMFT- Statusseminar; Rostock, 1992
- [8] Asmussen, I., Mumm, H.: Effektive Erregerlasten langsamlaufender Zweitakt-Schiffsmotoren aus den Gaskräften. FDS-Bericht Nr. 215/1990
- [9] Zehn, M., Schmidt, G.: Berechnung, Messung und Updating des dynamischen FEM-Modells für den Motorblock eines Pkw-Motors. VDI Berichte 1285, 1996, S. 375 – 394
- [10] Homepage des Verband für Schiffbau und Meerestechnik e.V.: <http://www.vsm.de>
- [11] Homepage der Kvaerner Warnow Werft GmbH (heute: Aker Warnow Werft GmbH): <http://www.warnowwerft.de>
- [12] Homepage der Aker MTW Warnow Werft GmbH: <http://www.warnowwerft.de>
- [13] Lazan, B. J.: Damping of Materials and Members. In Structural Mechanics, Pergamon Press, London 1965
- [14] Nashif, A. D., Jones, D.I.G., Henderson, J.P.: Vibration Damping. J. Wiley, New York, 1985

- [15] Willich, K. G.: Beitrag zur Bestimmung der Dämpfung von Schiffsschwingungen. Dissertation, RWTH Aachen, 1988
- [16] Cabos, Ch., Ihlenburg, F., Mumm, H.: Verbesserung der Dämpfungsansätze für die Berechnung von Schiffsschwingungen. Germanischer Lloyd Hamburg, Report No. FI991.39, 1999
- [17] Asmussen, I., Menzel, W., Mumm, H.: Ship vibration. GL-Technology, Issue No. 5, Germanischer Lloyd, Hamburg 2001
- [18] N.N.: Hydrodynamic hull damping. Ship Structure Comitee, Tech. Report, 1991
- [19] Peleg, K.: Impact and vibration testing of shipping containers. Journal of Sound and Vibration 93, 1984
- [20] Schmitz, K. P., Schlottmann, G.: Beitrag zur Vorausberechnung des Schwingungsverhaltens von Schiffsaufbauten. Schiffbauforschung 19, 1980
- [21] Thorbeck, H., Langecker, E.: Ermittlung der Dämpfungseigenschaften von Schiffskonstruktionen. Schiffbauforschung 39, 2000
- [22] Schlottmann, G., Winkelmann, J., Rosenow, S.-E.: Dynamisches Verhalten von Flächentragwerken in Schiffsaufbauten. FDS-Bericht Nr. 300/2003
- [23] Vold, H., Kundrat, J., Rocklin, G.T., Russel, R.: A Multi-input Modal Estimation Method for Mini-Computers. SEA Paper, 1982
- [24] Vold, H., Rocklin, G.T.: Numerical implementation in a Multi-input Modal Estimation Method for Mini-Computers. International Modal Analysis Conference Proceedings, 1982
- [25] Schäfer, F.: Anpassung von modalen Dämpfungsparametern in Finite-Elemente-Rechenmodellen auf Grundlage gemessener Übertragungsfunktionen. Diplomarbeit, Uni Rostock ITM, 2003
- [26] Schäfer, F.: Anpassung von Finite-Elemente-Rechenmodellen unter Verwendung experimentell ermittelter Modaldaten. Projektarbeit, Uni Rostock ITM, 2002
- [27] Hanke, A.: Untersuchungen zur Möglichkeit der Modellanpassung von Eigenspannungen. Diplomarbeit, Uni Rostock ITM, 2003
- [28] Fischer, Stephan U., W.: Mechanische Schwingungen. Fachbuchverlag 1993
- [29] Holzweißig, F., Dresig, H.: Lehrbuch der Maschinendynamik. Fachbuchverlag 1992

- [30] Natke, H.G.: Einführung in Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse. Vieweg 1992
- [31] Krämer, E.: Maschinendynamik. Springer Verlag 1984
- [32] Ewins, D. J.: Modal Testing: Theory, Practice and Applications. Research Studies Press 2000
- [33] MAN B&W Research Projects: Introduction to Vibration, Vibration Characteristics of Two-stroke Low Speed Diesel Engines
- [34] MAN B&W Engine Selection Guide
- [35] Demmerle, R.: Sulzer RTA84C and RTA96C engines: The reliable driving forces for large, fast containerships. Wärtsilia NSD 1997