

Mar. Gd. 1/15/1984

VEB Kombinat Schiffbau  
R o s t o c k  
Abteilung EEM

F/E-Thema: Untersuchung des Eigen- und Zwangsschwingungs-  
verhaltens von Schiffskonstruktionen

Bericht 5: Vergleich von Meß- und Berechnungsergebnissen  
zur kritischen Analyse dreidimensionaler FEM-  
Modelle am Beispiel Ro 15

Name und Anschrift  
der F/E-Stelle:

VEB Kombinat Schiffbau  
- Stammetrieb -  
Direktorat E  
2500 Rostock 1  
Doberaner Str. 110/111

Für die Gesamtarbeit  
verantwortlicher wiss.-  
techn. Bearbeiter:

Dr. Schmitz

Verantwortliche  
Bearbeiter:

Dr. Schmitz  
Dipl.-Ing. Hersberg

Beginn der Arbeit:

3/83

Abschluß der Arbeit:


2/84

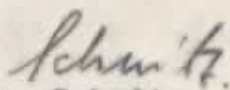
Der Bericht besteht aus:

63 Seiten

Anzahl der angefertigten  
Exemplare:

Nummer dieses Exemplares:

  
Dr. Dallach  
Hauptabteilungsleiter EE

  
Dr. Schmitz  
Verantw. wiss.-techn.  
Bearbeiter

## Inhaltsverzeichnis

## Seite

1. Einleitung
2. Möglichkeiten eines Vergleichs von Meß- und Berechnungsergebnissen
3. Untersuchung des Eigenschwingungsverhaltens
  - 3.1. Schiffskörperschwingungen
  - 3.2. Ladungsdecks und Doppelboden
    - 3.2.1. Oberdeck
    - 3.2.2. 2. Deck
    - 3.2.3. Doppelboden
4. Vergleich des gemessenen und berechneten Zwangsschwingungsverhaltens
5. Kritische Diskussion des verwendeten dreidimensionalen FEM-Modells
6. Aussagekraft der durchgeführten Schwingungsmessungen mit Erregermaschine und bei Schiffsbetrieb und Diskussion der Meßmethodik
7. Literatur

## 1. Einleitung

Die Verminderung der Schiffsschwingungen ist ein wesentlicher Gesichtspunkt beim Schiffsentwurf, da eine wirkungsvolle Schwingungsbekämpfung in der frühen Projektierungsphase beginnen muß. Die dazu erforderlichen Schwingungsberechnungen in der technischen Vorbereitung erfordern experimentell überprüfte Berechnungsverfahren und leistungsfähige Berechnungsprogramme.

Das Schwingungsverhalten von Ro-Ro-Schiffen weist gegenüber anderen Schiffstypen Besonderheiten auf, die sich aus den großen ununterstützten Decksflächen ergeben. Die Eigenfrequenzen dieser Decks sinken mit zunehmender Beladung im Frequenzbereich ab, in denen ausgeprägte Schiffskörperschwingungen auftreten. Deshalb sind Berechnungsmethoden erforderlich, die die Kopplung von vertikalen Schiffkörperschwingungen mit Decks, Doppelboden und Aufbau erfassen. Genaue Ergebnisse sind mit dreidimensionalen FEM-Modellen zu erwarten, da sie eine konstruktionsgerechte Idealisierung des Systems gestatten.

Die aufwendige Modellierung der wesentlichen Schiffskonstruktionen erfolgte unter Ausnutzung der Symmetrie mit einem FEM-Modell. Das gewählte dreidimensionale FEM-Modell hatte 19 Querschnitte, 431 Knoten, 159 Balkenelemente, 576 Schalenelemente und 986 Freiheitsgrade. Bei der Idealisierung erfolgte eine näherungsweise Berücksichtigung der in den Flächentragwerken vorhandenen Versteifungen und der Sickenkonstruktionen durch Schalenelemente mit unterschiedlichen Elastizitätsmatrizen für Scheiben- und Plattendeformationen. Die Berechnung der Verteilung der hydrodynamischen Masse im Spantquerschnitt wurde auf der Grundlage der Singularitätenmethode durchgeführt. Die Zuordnung der Einzelmassen auf die Knotenpunkte des FEM-Modells erfolgte dann durch Integration der Massenverteilung, dabei wurde die für die ebene Spantumströmung ermittelte hydrodynamische Masse einheitlich zur Berücksichtigung der Schwingformabhängigkeit reduziert.

Bei der Modellierung der stahlschiffbaulichen Konstruktion und Bestimmung der hydrodynamischen Massen mußten zwangsläufig erhebliche Vereinfachungen eingeführt werden, die einer experimentellen Überprüfung bedürfen.

Aus diesem Grunde wurden zwischen dem VEB Mathias-Thesen-Werft und dem VEB Kombinat Schiffbau umfangreiche Messungen geplant und gemeinsam auf dem Nullschiff der Ro 15-Serie realisiert. Dadurch sollte das Schwingungsverhalten des ersten Ro-Ro-Schiffes des Industriezweiges eingehend untersucht werden, aber es sollten auch Erfahrungen für den zweckmäßigen Einsatz des servohydraulischen Schwingungserregers des KSR gesammelt werden.

Es erfolgten Erregermessungen auf flachem und tiefem Wasser und Schwingungsmessungen bei Schiffsbetrieb. Die erhaltenen Meßergebnisse sind in den Berichten /1/, /3/ und /4/ dargestellt. Für den Vergleich mit Berechnungsergebnissen werden die Berichte /2/ und /5/ zu Grunde gelegt.

## 2. Möglichkeiten eines Vergleichs der Meß- und Berechnungsergebnisse

Ziel der modernen experimentellen Schwingungsanalyse ist nicht nur die Erfassung und Beschreibung der dynamischen Eigenschaften, sondern auch die Ableitung von Aussagen für die konstruktive Verbesserung von Konstruktionen. Neuere Meßverfahren geben die Möglichkeit, diejenigen Konstruktionselemente näher zu untersuchen, von denen die dynamischen Eigenschaften einer Gesamtstruktur am stärksten beeinflusst werden.

Wesentliche Voraussetzungen für die schwingungstechnische Beurteilung einer Konstruktion ist ein Schwingungsmodell, das die dynamischen Eigenschaften des mechanischen Systems hinreichend genau beschreibt und die Verbindung zwischen experimenteller und analytischer Betrachtungsweise schafft.

Aus den gemessenen Schwingungssignalen müssen möglichst auf rechnergestütztem Wege die für das Schwingungsverhalten des experimentell untersuchten Systems charakteristischen Parameter

- Resonanzfrequenzen
- Dämpfungen
- Verlauf der Resonanzkurven

erhalten werden, mit denen das dynamische Verhalten des Systems bestimmt wird.

Aus diesen an verschiedenen Meßstellen des Systems bestimmten Parametern sollen die modalen Parameter

- Eigenfrequenzen
- Eigenformen
- Modale Dämpfungen

bestimmt werden, um insbesondere die Ergebnisse von Eigenschwingungsberechnungen kritisch überprüfen zu können. Als Modalanalyse wird allgemein die Charakterisierung des dynamischen Verhaltens eines schwingungsfähigen Systems mit Hilfe der Eigenschwingungseigenschaften verstanden.

Für die wichtigsten schiffbaulichen Konstruktionen werden Schwingungsberechnungen durchgeführt. Dieses bezieht sich besonders auf Schiffskörper, Aufbauten und Ladungsdecks, für die es nach Fertigstellung des Schiffes kaum noch möglich ist, die Schwingungseigenschaften durch nachträgliche Umbauten zu verbessern. Für die Berechnung des Eigen- und Zwangsschwingungsverhalten werden verschiedene numerische Verfahren angewendet, in den letzten Jahren zunehmend die Methode der Finiten Elemente. Als Berechnungsergebnisse der Eigenschwingungsrechnung liegen vor die Eigenfrequenzen und Eigenformen in einem bestimmten Frequenzbereich. Zusätzlich werden als Ergebnis der Zwangsschwingungsberechnung die Schwingformen bei interessierenden Erregerfrequenzen erhalten. Eine Zuordnung der berechneten zu den gemessenen Schwingungserscheinungen und eine kritische Analyse des Berechnungsmodells ist mit den konventionellen Auswerteverfahren auf der Grundlage der gemessenen Amplituden-Frequenzgänge, für stark gekoppelte Schwingungssysteme mit Unsicherheiten verbunden bzw. nicht möglich, weil es nicht gelingt, die Eigenformen getrennt anzuregen und zu messen. Wenn die Eigenfrequenzen dicht beieinander liegen und an den Resonanzstellen nicht mehr eine schwach gedämpfte Eigenform dominiert, müssen analytische Verfahren verwendet werden, bei denen die modalen Parameter durch iterative Rechenverfahren aus den gemessenen Frequenzgängen bestimmt werden.

Unter Anwendung der Verfahren der Modalanalyse, die eine digitale Meß- und Auswertetechnik voraussetzen, wird eine weitgehende Objektivierung des Vergleichs von Meß- und Berechnungsergebnissen möglich.

Bei den Schwingungsmeßaufgaben auf Schiffen können unterschieden werden, die Messungen zur Schiffserprobung und Ablieferung und die Messungen zur Bestimmung der modalen Eigenschaften der Systeme (Eigenfrequenzen, Eigenformen und Dämpfungen), die auch als modale Vibrationsteste bezeichnet werden. Messungen zum Nachweis zulässiger Schwingungen entsprechend der Vertragslage zwischen Werft und Reederei sind in der Regel nicht geeignet, um auf die Treffsicherheit der bei der Projektierung angewandten Berechnungsverfahren zu schließen.

Aus den gemessenen Schwingungsamplituden kann jedoch insgesamt auf den Erfolg der Maßnahmen zur aktiven und passiven Schwingungsbekämpfung geschlossen werden. Diese Messungen erfolgen in der Regel mit einfacher analoger Meßtechnik bei der Betriebserregung in der Nenndrehzahl.

Für die experimentelle Überprüfung von FEM-Berechnungen sind wichtiger die modalen Vibrationsteste, auf deren Grundlage die berechneten Eigenfrequenzen, Eigenformen und Schwingungsamplituden direkt mit Messungen verglichen werden können. Solche modalen Vibrationsteste erfolgen in der Regel mit Schwingungserregern, in Sonderfällen wird auch die natürliche Erregung von Motor und Propeller in den verschiedenen Erregerordnungen verwendet.

Eine Hauptschwierigkeit bei der Anregung großer Schwingungssysteme besteht darin, daß reine Eigenformen (normal modes) nur erregt werden können, wenn an jeder Stelle des Kontinuums die Erregungen und Dämpfungen im Gleichgewicht sind. Dieses ist bei gedämpften Systemen mit einer endlichen Erregeranzahl nicht erreichbar. Bei Schwingungsversuchen sind zwangsläufig die dissipativen Kräfte kontinuierlich verteilt, während die Erregungen diskret eingeleitet werden. Es entstehen dadurch auch bei Erregung mit der Eigenfrequenz des gedämpften Systems Phasenverschiebungen. Die sogenannten normal modes, bei denen bei Resonanz die Phasenlage im ganzen System  $\pi/2$  oder  $3\pi/2$  lassen sich nur bei ganz einfachen Konstruktionen experimentell nachweisen. Die gemessenen Formen mit Phasenverschiebung

werden als komplexe Eigenformen bezeichnet. Als Schwingungsbild ergeben sich laufende Wellen im Gegensatz zu den stehenden Wellen bei Normalformen.

Die Auswertung der Erregermessung auf tiefem Wasser erfolgte unter Anwendung der Modalanalyse. Die Bestimmung der modalen Parameter aus Messungen ist für Schwingungssysteme mit einem Freiheitsgrad recht genau möglich und wird bestimmt durch die Meßgenauigkeit des Meßsystems.

Die direkte Bestimmung der modalen Parameter von linearen Systemen mit  $n$ -Freiheitsgraden aus gemessenen Frequenzgängen läßt sich nur noch durchführen für ganz schwach gekoppelte Systeme, bei denen an den Resonanzstellen jeweils nur eine schwach gedämpfte Eigenfrequenz dominiert. Gewöhnlich verursachen die im Frequenzgang enthaltenen Nichtresonanzanteile eine Verfälschung der Ergebnisse.

Grundgedanke der Modalanalyse ist es, die Freiheitsgrade entkoppelt zu untersuchen unter Anwendung der einfachen Lösung für Systeme mit einem Freiheitsgrad /6/.

Durch diese erstmalige Anwendung der Modalanalyse zur Auswertung von Schwingungsmessungen im Industriezweig sollten Möglichkeiten und Grenzen der Schwingungsanalyse komplizierter schiffbaulicher Schwingungssysteme erkannt werden. Die Modalanalyse auf der Grundlage der auf Ro 15 erhaltenen Meßdaten erfolgte im VEB Mikromat Dresden mit dem dort entwickelten Berechnungsprogramm MODAN /6/.

Eine wachsende Anwendung der Modalanalyse zur strukturdynamischen Untersuchung von Schiffskonstruktionen ist als internationale Entwicklungstendenz klar erkennbar.

### 3. Untersuchung des Eigenschwungsverhaltens

#### 3.1. Schiffskörperschwingungen

Eine Zusammenstellung der bei den Erregermessungen und bei Probefahrt eindeutig nachweisbaren Eigenfrequenzen des Schiffskörpers in den unteren Schwingungsgraden wird in Tabelle 1 gegeben.

	I Hz	II Hz	III Hz	IV Hz
Erregermessung flaches Wasser	1,8	2,9	4,2	5,2
Erregermessung tiefes Wasser (Modalanalyse)	(1,8)*	3,6	5,16	6,62
1. Probefahrt (Betriebserrregung)	1,88 1. Ordn. Abtrieb	3,57 1. Ordn. Abtrieb	5,17 1. Ordn. Antrieb	6,6 1. Ordn. Antrieb

\* ) getrennte Auswertung ohne Modalanalyse

Tabelle 1: Eigenfrequenzen vertikaler Schiffskörperschwingungen

Die Übereinstimmung der Eigenfrequenzen, die auf der Grundlage der Modalanalyse bestimmt wurden und der Eigenfrequenzen, die aus Hochfahrvorgängen der Hauptantriebsanlage, ausgehend von den Ergebnissen der Ordnungsanalyse, ermittelt wurden, ist sehr gut.

Die Erregermessung auf flachem Wasser liefert, wie auch theoretisch auf Grund der höheren hydrodynamischen Massen zu erwarten, niedrigere Frequenzen. Das Verhältnis der Frequenzen steigt mit zunehmendem Schwingungsgrad an. (Tabelle 2)

	I	II	III	IV
$\frac{\text{tief}}{\text{flach}}$	1,04	1,24	1,23	1,27

Tabelle 2: Verhältnis der Eigenfrequenzen auf tiefem und flachem Wasser

Ein Vergleich der gemessenen Eigenfrequenzen mit Berechnungsergebnissen ist aus Tabelle 3 zu ersehen, zusätzlich sind die Ergebnisse im Bild 1 dargestellt.

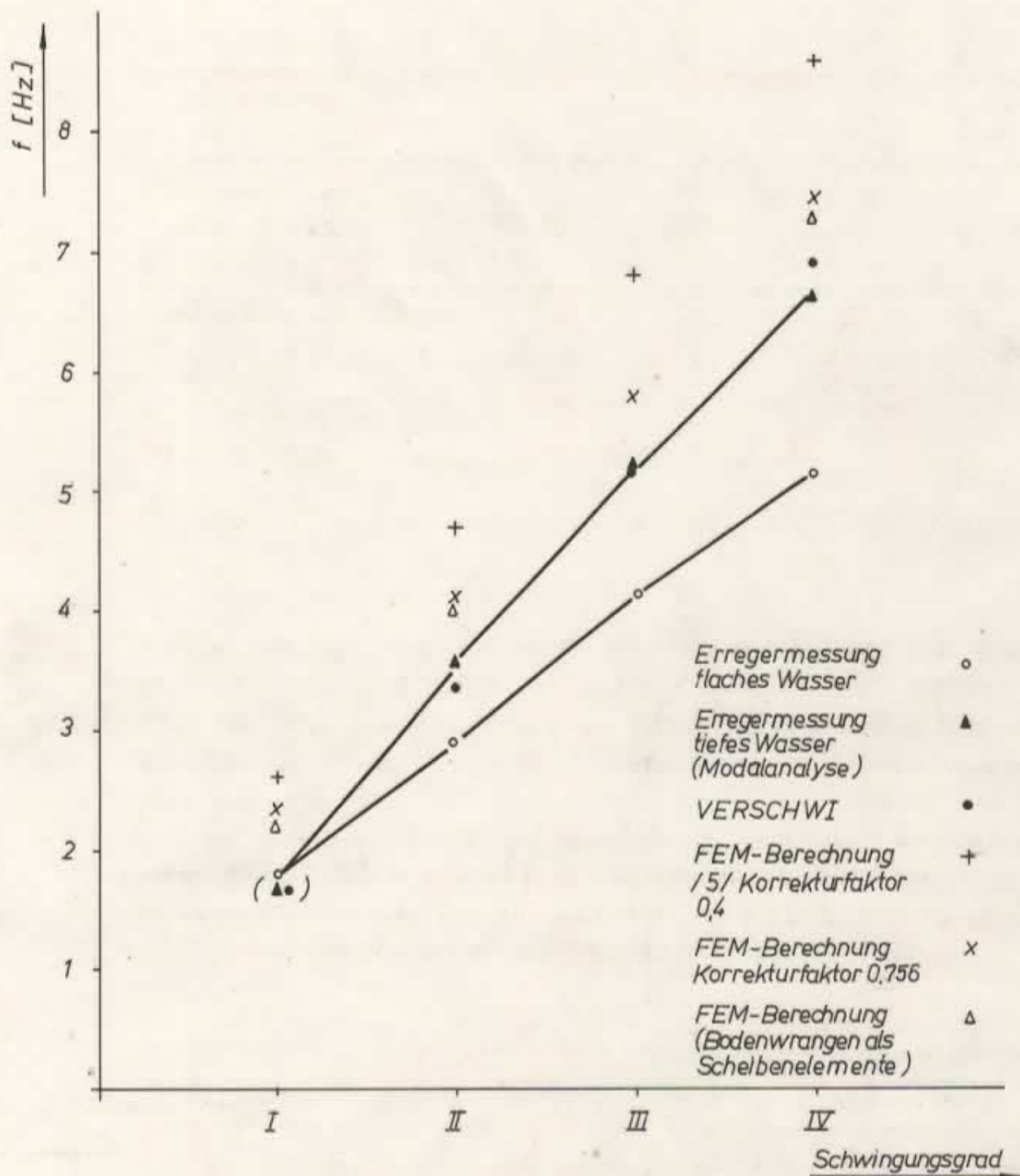


Bild 1: Vergleich der gemessenen und berechneten Eigenfrequenzen

Grad	Messung Erreger- messung tiefes Wasser Modalana- lyse	VERSCHWI	FEM /5/ Korrektur hydrodyn. Korrektur- faktor 0,4	FEM Korrektur II. Grad 0,756	FEM Korrektur II. Grad 0,756 Bodenwrangen als Scheiben- elemente
I	1,8	1,7	2,6	2,3	2,2
II	3,6	3,4	4,7	4,1	4,0
III	5,16	5,1	6,8	5,8	5,8
IV	6,62	6,9	8,6	7,4	7,3
V	7,67	8,8	9,0	8,8	8,7

Tabelle 3: Vergleich gemessene Eigenfrequenzen mit den berechneten Frequenzen

Ein Vergleich der Meßergebnisse mit den berechneten Eigenfrequenzen, Eigenformen der FEM-Berechnung in den unteren Schwingungsgraden /5/ ist nicht möglich. Es erfolgte deshalb eine erneute vollständige FEM-Berechnung, bei der als Korrekturfaktor für die dreidimensionale Umströmung der Wert 0,756 gewählt wurde, ausgehend von der VERSCHWI-Berechnung für den II. Schwingungsgrad. Die Berechnungen zeigen, daß mit dem Balkenmodell (VERSCHWI) die Schiffskörperschwingungen in den unteren Schwingungsgraden auch für Ro-Ro-Schiffe recht genau vorausberechnet werden können. Dieses gilt jedoch nur für die ersten drei Schwingungsgrade. Ab IV. Schwingungsgrad auftretende Abweichungen lassen sich auf Koppelschwingungen der großen Strukturen, insbesondere des Oberdecks zurückführen, die zu einer Verminderung der Eigenfrequenzen gegenüber der Balkentheorie führen. Eine Analyse der Eigenformen der FEM-Berechnung /5/ zeigt, daß bereits ab II. Schwingungsgrad der vertikalen Schiffskörperschwingungen besonders im Oberdeck Überhöhungen in der Schiffsmitte gegenüber dem Schiffskörper (Bordwände) auftreten. (vgl. /5/ Bild 15 und 17)

Die FEM-Berechnung mit dem Korrekturfaktor für den II. Schwingungsgrad zeigt in den unteren Schwingungsgraden eine erhebliche Abweichung zwischen Messung und Berechnung. Deshalb erfolgte eine

weitere Berechnung des Gesamtmodells unter Verwendung von Scheibenelementen zur Modellierung der Bodenwrangen. Es ergab nur eine geringfügige Verbesserung der Ergebnisse.

Die Abweichungen zwischen den Meßergebnissen und den Berechnungsergebnissen können folgende Ursachen haben:

- Die für die Berechnung zu Grunde gelegte Massenbelegung und die Tiefgänge stimmen nicht mit dem Meßzustand bei Probefahrt überein. Die erhaltenen Informationen zu Beladungszustand, Tankfüllungen und Tiefgängen erklären die erhaltenen Abweichungen nicht.

- Die Berechnung der hydrodynamischen Massen für die FEM-Berechnung erfolgte auf der Grundlage der Singularitätenmethode.

Ein Vergleich der berechneten hydrodynamischen Masse für das ganze Schiff unter Berücksichtigung der Korrektur für den II. Schwingungsgrad ergab eine um 384 t geringere hydrodynamische Masse als nach der Theorie von Landweber und de Macagno, die dem Programm VERSCHWI zu Grunde liegt. Zusätzliche Fehler ergeben sich aus der Vernachlässigung des Wulstbugs und der Wellenhosen, die jedoch zahlenmäßig nicht abgeschätzt wurden.

- Durch die Behinderung der Quersfreiheitsgrade ergibt sich ebenfalls eine versteifende Wirkung, die jedoch zur Eingrenzung des numerischen Aufwandes erforderlich ist. Durchgeführte Vergleichsberechnungen mit prismatischen und nicht-prismatischen Kastenträgern zeigen, daß im Frequenzbereich der unteren Schwingungsgrade Frequenzabweichungen von ca. 0,1 Hz zu erwarten sind.

Die Ergebnisse der FEM-Berechnung zeigen, daß oberhalb des IV. Schwingungsgrades keine ausgeprägten Balkenschwingungen des Schiffskörpers mehr auftreten (vgl. /5/ Bild 15) und folglich für die höheren Schwingungsgrade die Balkentheorie nicht mehr anwendbar ist. Besonders in diesem Frequenzbereich des Schiffskörpers ist eine Zuordnung der gerechneten und gemessenen Eigenfrequenzen und Eigenformen schwierig, durch die

enge Kopplung der verschiedenen Schwingungssysteme. Durch die im Meßwert für die Resonanzfrequenzen stets enthaltenen Nichtresonanzanteile wird es mit steigender Frequenz fehlerhaft gemessenen Zwangsschwingformen direkt als Eigenformen zu interpretieren. Deshalb erfolgte die Auswertung unter Anwendung der Modalanalyse /6/.

Die aus den gemessenen Übertragungsfunktionen mit der Modalanalyse identifizierten Eigenfrequenzen und Eigenformen sind in Bild 2 und 3 dargestellt. Da mit der Modalanalyse komplexe Eigenvektoren erhalten werden, ist wegen vorhandener Phasenverschiebungen das Erscheinungsbild der Schwingform zu den unterschiedlichen Zeitpunkten der Schwingungsperioden verschieden (laufende Welle).

Dargestellt werden die Schwingformen zu den Zeitpunkten:

$$t = 0, T/4, T/2, 3/4T$$

Für die unteren Schwingungsgrade treten relativ geringe Phasenverschiebungen zwischen den Meßpunkten auf, so daß die komplexen Eigenformen (komplexe mode) noch als gute Näherung für die ungedämpften Eigenformen (normal mode) angesehen werden können, bei denen in der gesamten Struktur nur Phase und Gegenphase auftritt.

Zum Vergleich der gemessenen Eigenformen mit den berechneten Eigenformen wurden die Phasenverschiebungen zu  $\pi/2$  und  $3\pi/2$  vernachlässigt.

In Bild 4 sind dargestellt die Eigenformen nach der Balkentheorie und nach der FEM-Berechnung bis zur 5-Knoten-Schiffskörperschwingung. Der Vergleich erfolgt mit denen auf der Grundlage der Meßreihe 3S mit der Modalanalyse identifizierten Beiträge der einzelnen Meßpunkte zur Eigenform.

Die vorausberechneten Eigenformen werden bestätigt. Es entsteht jedoch am Einleitungsort der Erregerkraft eine erhebliche Verzerrung der Eigenform. Zusätzlich treten jedoch mit zunehmendem Schwingungsgrad Abweichungen zwischen gemessenen und berechneten Eigenformen auf, die darauf hinweisen, daß auch bei der FEM-Berechnung mit dem räumlichen Modell nicht alle Koppelschwingungen zwischen globalen und lokalen Konstruktionen physikalisch richtig modelliert wurden. Diese Unsicherheiten

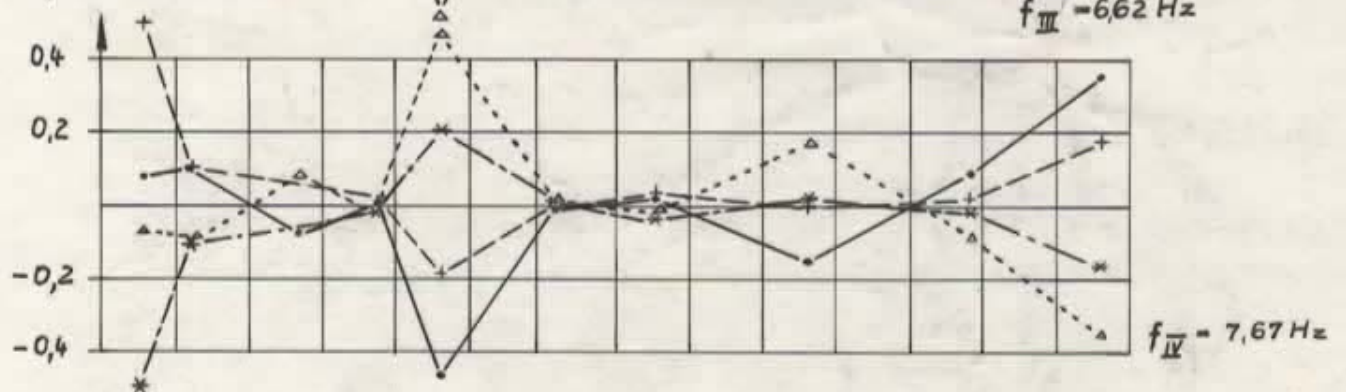
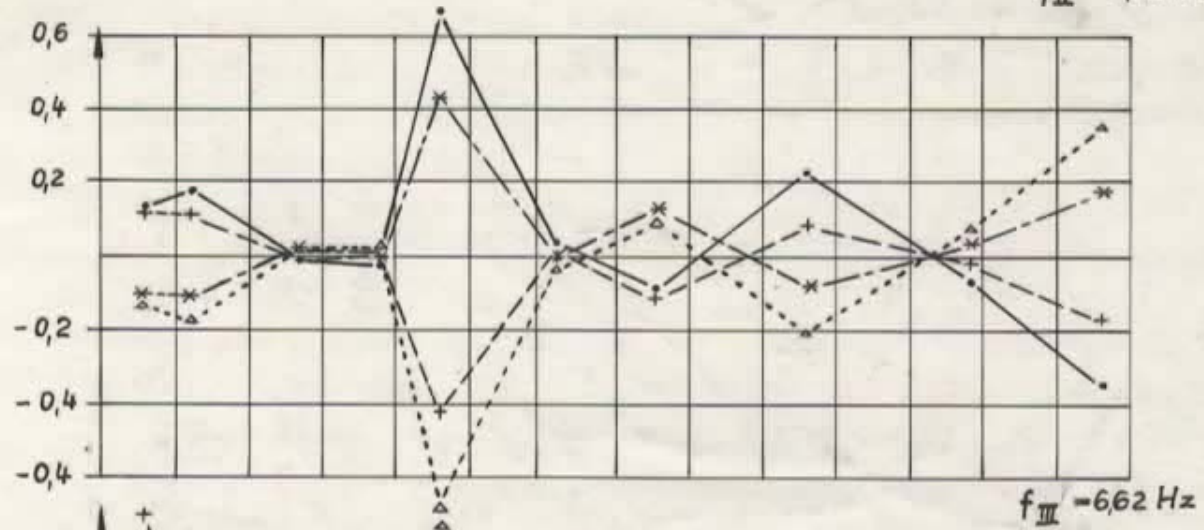
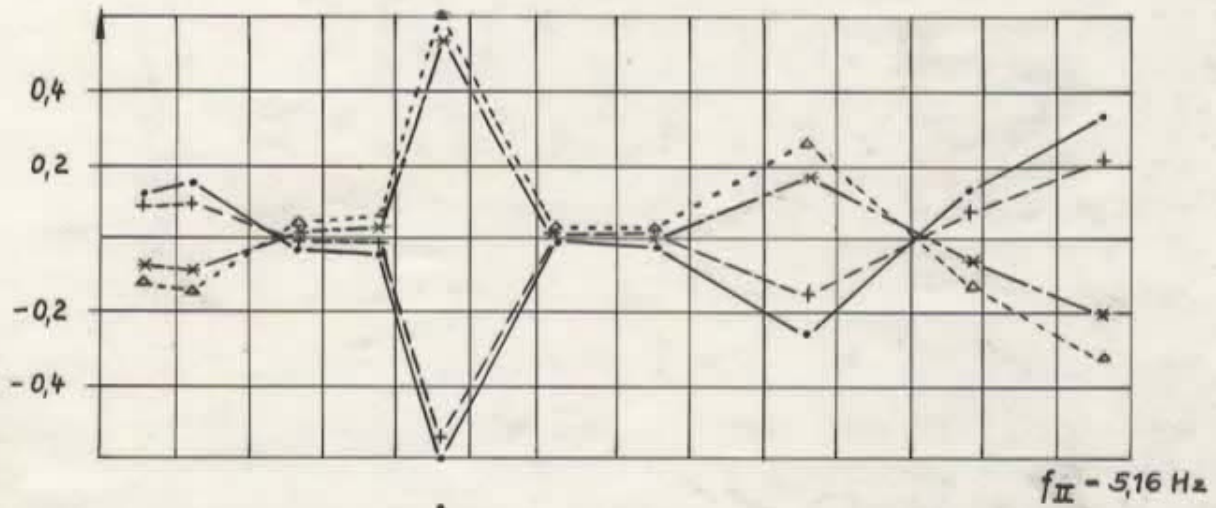
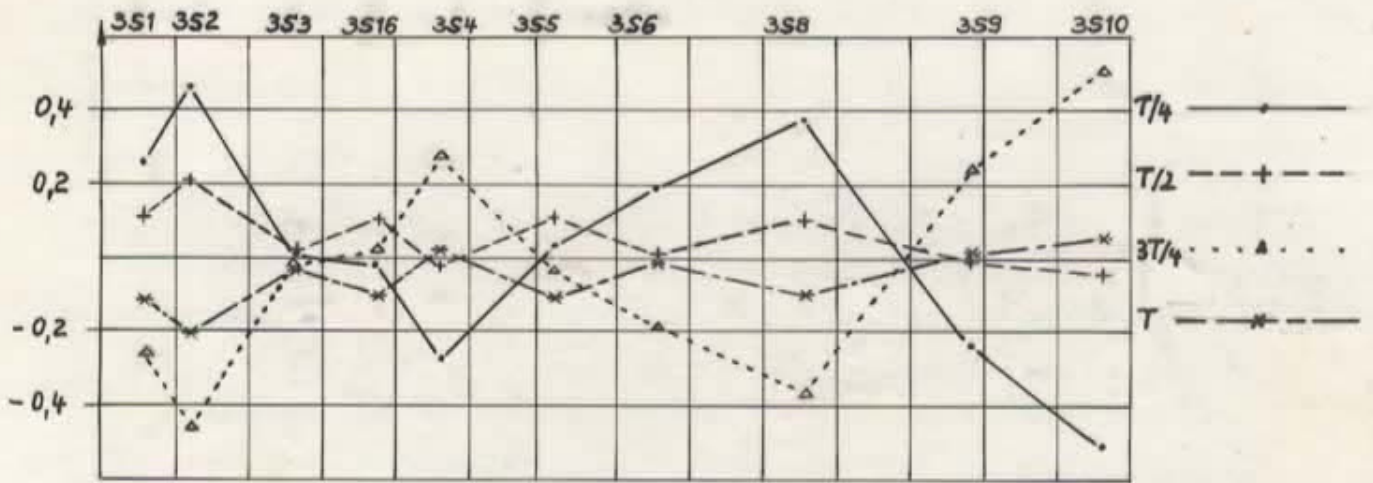
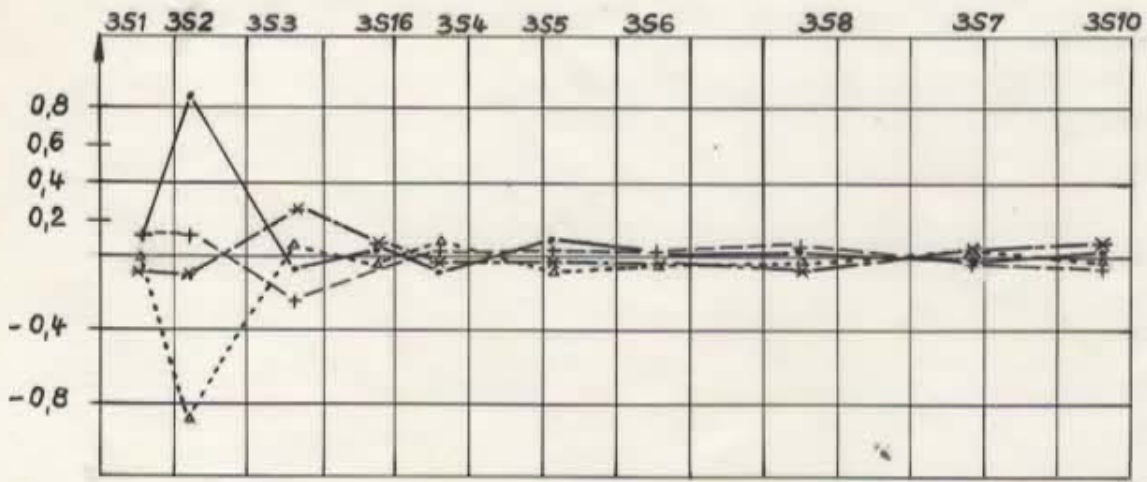
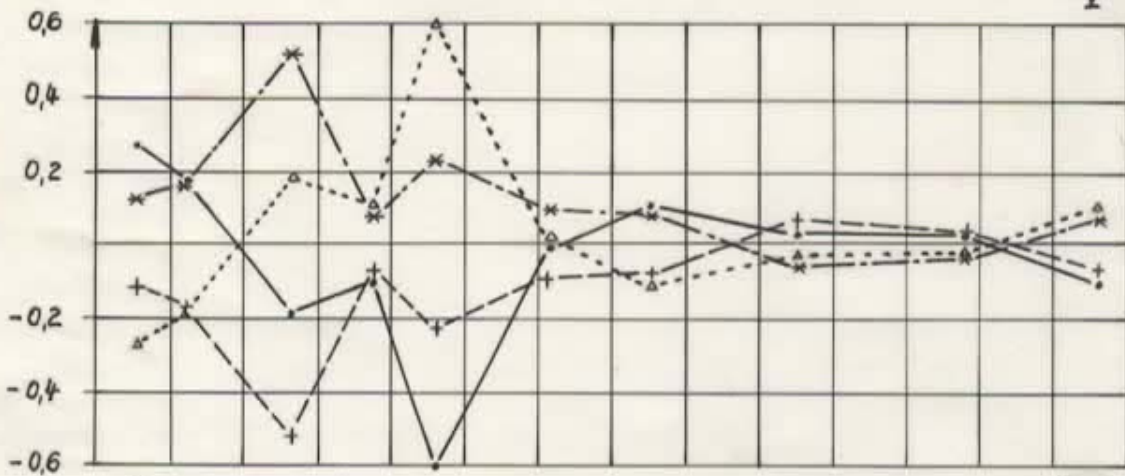


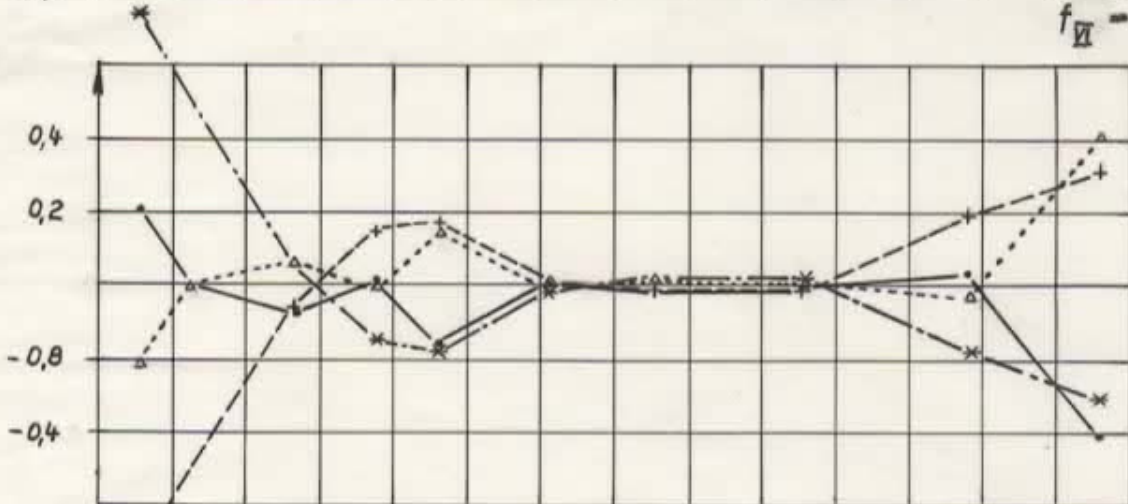
Bild 2: Modalanalyse Schiffskörperschwingungen Bewegungsphasen



$f_{\text{V}} = 10,88 \text{ Hz}$



$f_{\text{VI}} = 13,93 \text{ Hz}$



$f_{\text{VII}} = 16,95 \text{ Hz}$

Bild 3: Modalanalyse Schiffskörperschwingungen Bewegungsphasen

351 352 353 3516 354 355 356 358 359 3510

Modal-  
analyse

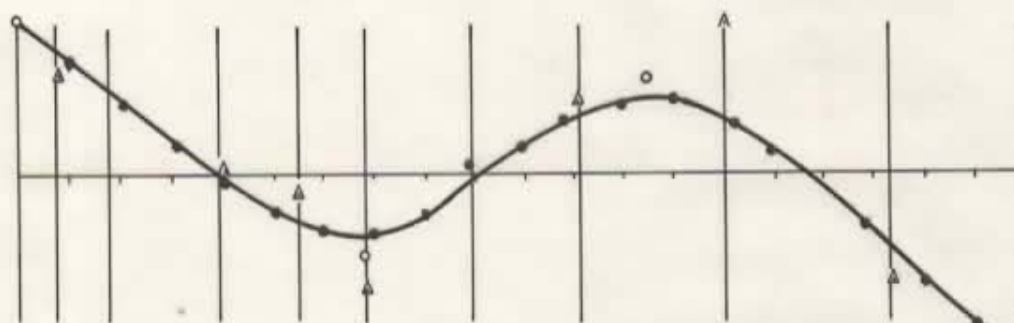
VERSCHWI



I Grad  
 $f = 1.736 \text{ Hz}$

II. Grad  
 $f = 3.6 \text{ Hz}$

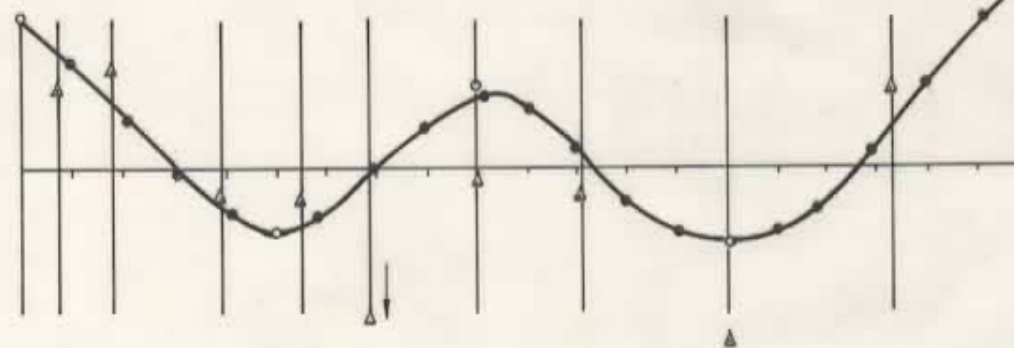
II Grad  
 $f = 3.38$



normiert

III Grad  
 $f = 5.16$

$f = 5.1$



IV Grad  
 $f = 6.62 \text{ Hz}$

$f = 6.92$

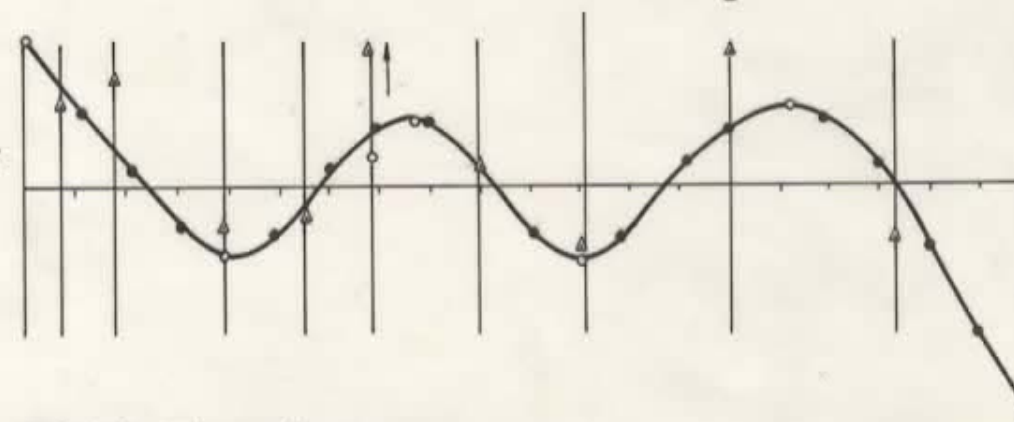


Bild 4: Eigenformen

- VERSCHWI
- FEM
- ▲ Modalanalyse

ergeben sich aus der Kompliziertheit des Schwingungssystems, es kann aber ebenfalls nicht abschließend eingeschätzt werden, inwieweit die methodischen Schwierigkeiten bei der Anwendung der Modalanalyse zu Fehlern bei den identifizierten Schwingformen und damit zu Abweichungen zwischen Messung und Rechnung führen.

### 3.2. Ladungsdecks und Doppelboden

Für die Vergleiche zwischen Meß- und Berechnungsergebnisse werden die mit der Modalanalyse identifizierten Eigenfrequenzen und Eigenformen zu Grunde gelegt. Durch Analyse der Schwingform kann geklärt werden, in welcher Teilstruktur bei einer bestimmten Eigenfrequenz sich die Schwingungen besonders stark ausprägen. Naturgemäß können die entkoppelten Eigenfrequenzen z. B. Grundfrequenz des Oberdecks nicht bestimmt werden. Aus den auftretenden dynamischen Überhöhungen z. B. des Oberdecks in Schiffsmitte gegenüber dem Schiffskörper Seite Schiff kann auf Resonanznähe des Oberdecks geschlossen werden. Streng gesehen stellt diese getrennte Betrachtung der Strukturen und Analyse der Schwingformen lediglich eine Näherung dar, um Aufschlüsse über die Qualität der Modellierung in den Teilstrukturen zu erhalten.

Zusätzlich erfolgten getrennte FEM-Berechnungen für das Oberdeck, II. Deck und den Doppelboden, um auf der Grundlage der für diese Strukturen entkoppelt berechneten Grundfrequenzen eine genauere Analyse des Frequenzspektrums im Frequenzbereich Propellererregung vornehmen zu können.

In der folgenden Tabelle 4 sind die in den Meßserien 3 S und 4 S mit der Modalanalyse identifizierten Modalfrequenzen zusammengestellt.

Grundlage für die in Tabelle 4 getroffene Zuordnung der Eigenfrequenzen zu den Teilstrukturen sind die gemessenen Schwingformen von Schiffskörper, Decks und Doppelboden.

Modalanalyse		Bemerkung
3 S f Hz	4 S f Hz	
1,8	1,8	vertikale Schiffskörperschwingung I. Grad
3,6	3,59	vertikale Schiffskörperschwingung II. Grad
		Überhöhung in Oberdeck Doppelboden. II. Deck wie Schiffskörper
	3,99	gekoppelte Schwingungen der Decks und DB, Schiffskörper nicht aus- geprägt
5,16	5,24	vertikale Schiffskörperschwingung III. Grad in Kopplung mit Decks und DB
6,62	6,6	vertikale Schiffskörperschwingung IV. Grad in Kopplung mit Decks und DB
	7,46	Oberdeck
7,67		Schiffskörper
10,88	10,59	Oberdeck in Kopplung mit Schiffs- körper
13,92	13,82	globale Resonanz im Oberdeck Heck bis Spt. 30
	16,65	Heckschwingungen
16,94		vertikale Schiffskörperschwingung in höheren Graden

Tabelle 4 Zuordnung der Eigenfrequenzen zu den Teilstrukturen

Ein Vergleich der aus den Übertragungsfunktionen für die einzelnen Meßstellen mit der Modalanalyse bestimmten Modalfrequenzen und der den direkt aus den Übertragungsfunktionen bestimmten Resonanzstellen zeigt recht gute Übereinstimmung und weist auf eine befriedigende Approximation der gemessenen Übertragungsfunktion durch die modalen Parameter hin.

Durch Klassierung und Mittlung der durch Approximation ermittelten Eigenfrequenzen werden dominante Eigenfrequenzen als globale Größen sämtlicher Meßpunkte der Serie bestimmt. Durch diese Vorgehensweise werden insbesondere lokal ausgeprägte Resonanzen bestimmter Teilstrukturen ~~überdeckt~~. Dies wirkt sich zunehmend nachteilig aus im höherfrequenten Bereich, in dem lokale Schwingungen nur an einzelnen Meßpunkten der synchronen Meßreihe nachweisbar sind.

In Tabelle 4 sind lediglich die durch Klassierung und Mittlung bestimmten globalen Eigenfrequenzen der Meßserie enthalten.

In den folgenden Abschnitten werden zusätzlich die für die in den jeweiligen Strukturen liegenden Meßpunkte durch Modalanalyse bestimmten Eigenfrequenzen analysiert.

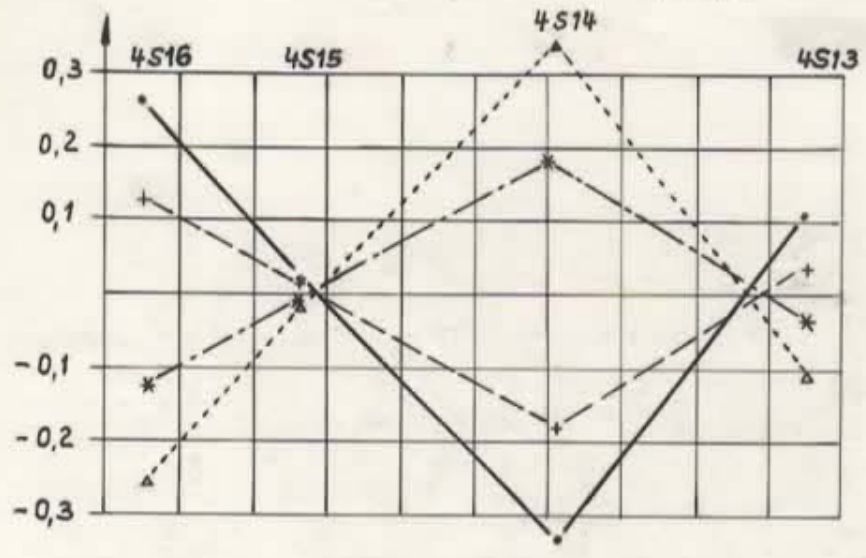
### 3.2.1. Oberdeck

Für die im Oberdeck liegenden Meßpunkte sind für die identifizierten Eigenfrequenzen die Eigenformen in Bild 5 und 6 dargestellt für die Bewegungsphasen bei

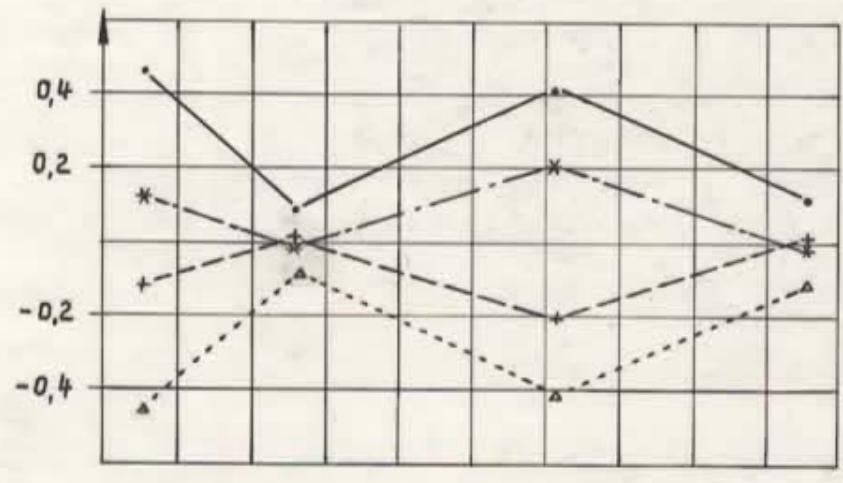
$$t = 0, T/4, T/2 \text{ und } 3/4 T.$$

In Tabelle 5 erfolgt ein Vergleich der für die gesamte Meßreihe durch Klassierung bestimmten globalen Modalfrequenzen mit den an den einzelnen Meßstellen im Oberdeck durch Approximation erhaltenen Modalfrequenzen. Zusätzlich sind in der Tabelle 5 die aus den Übertragungsfunktionen der einzelnen Meßstellen direkt entnommenen Resonanzfrequenzen enthalten. Problematisch ist die Interpretation der Abweichungen zwischen den globalen Modalfrequenzen und den Modalfrequenzen der einzelnen Meßstellen. Es kann nicht abschließend erkannt werden, ob die Abweichungen auf dicht beieinander liegenden

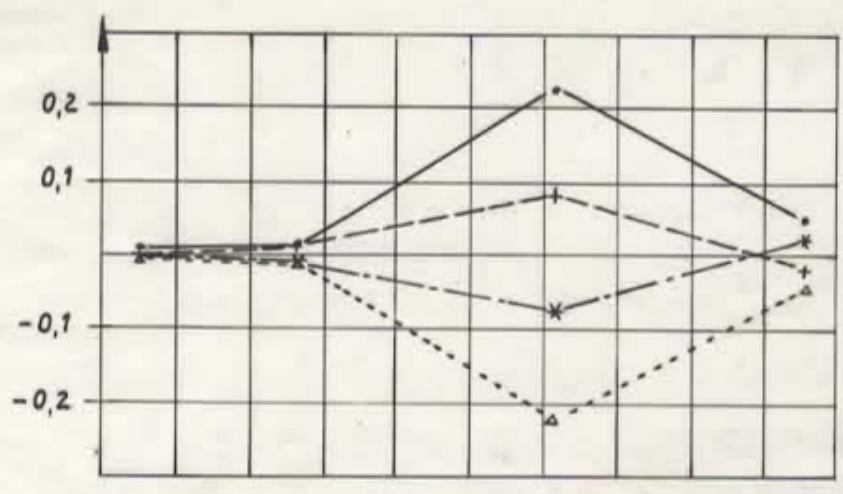
unterdrückt



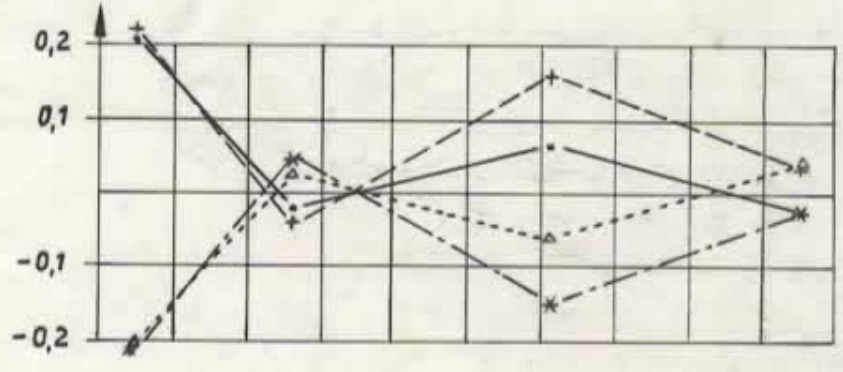
$f_I = 3,59 \text{ Hz}$



$f_{II} = 3,99 \text{ Hz}$



$f_{III} = 5,24 \text{ Hz}$



$f_{IV} = 6,66 \text{ Hz}$

Bild 5: Modalanalyse Oberdeck, Bewegungsphasen

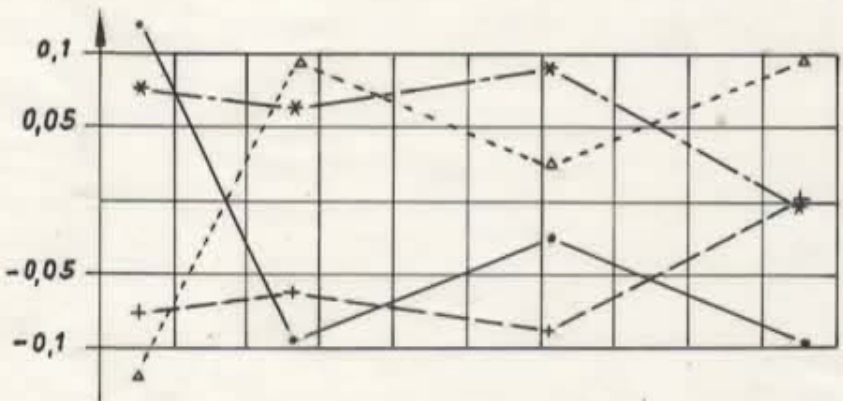
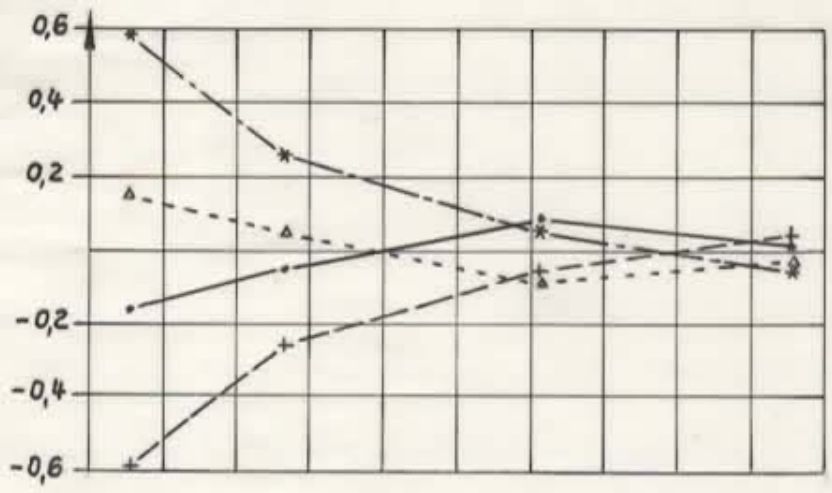
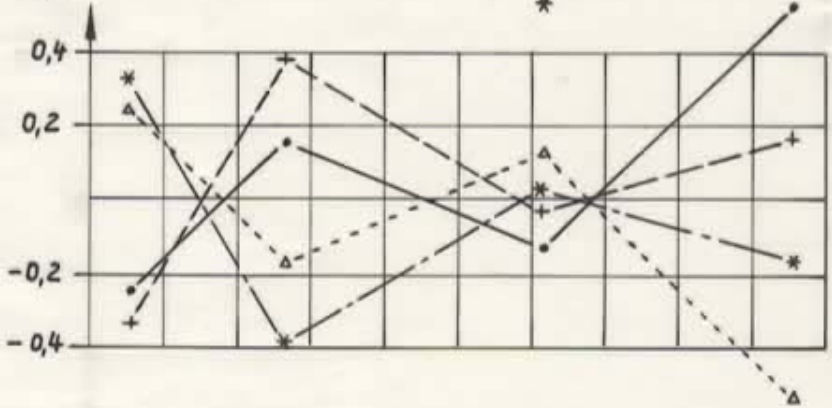
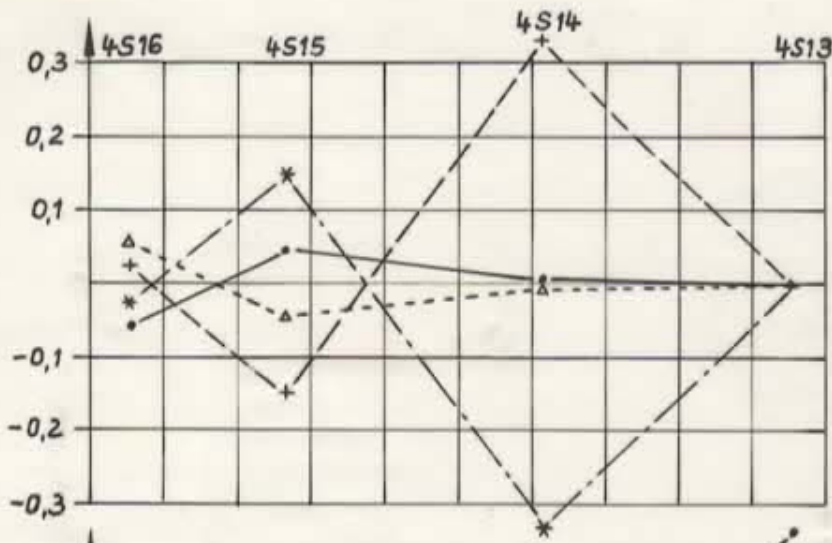


Bild 6: Modalanalyse Oberdeck, Bewegungsphasen

Eigenfrequenzen des Systems oder auf numerische Ungenauigkeiten der Methode zurückzuführen. sind.

Ein Vergleich der Schwingformen der FEM-Rechnung am Schiffskörper (Seite Schiff) und im Oberdeck (Schiffsmitte) zeigt, daß bereits ab III. Schwingungsgrad der vertikalen Schiffskörperschwingungen starke dynamische Überhöhungen im Oberdeck auftreten.

Die Auswertung mit Modalanalyse liefert eine Eigenform, die sich besonders im Oberdeck ausprägt bei einer Modalfrequenz von  $f = 7,46$  Hz (vgl. Tabelle 5 und Bild 6).

Aus Tabelle 5 ist ersichtlich, daß die Modalanalyse für alle Meßstellen im Oberdeck relativ geringe Abweichungen zwischen den globalen Modalfrequenzen und den Modalfrequenzen der Meßstellen liefert.

Die Eigenschwingungsrechnung des FEM-Modells /5/ liefert weitgehend im Oberdeck entkoppelt auftretende Eigenformen bei 8,7 Hz, 8,9 Hz und 9,45 Hz. Die zugehörige Eigenform prägt sich im Oberdeck aus, während Schiffskörper, 2. Deck und Doppelboden weitgehend in Ruhe sind. (vgl. Bild 7, 8, 9) Eine eindeutige Zuordnung zur gemessenen Modalfrequenz 7,46 Hz ist jedoch nicht möglich.

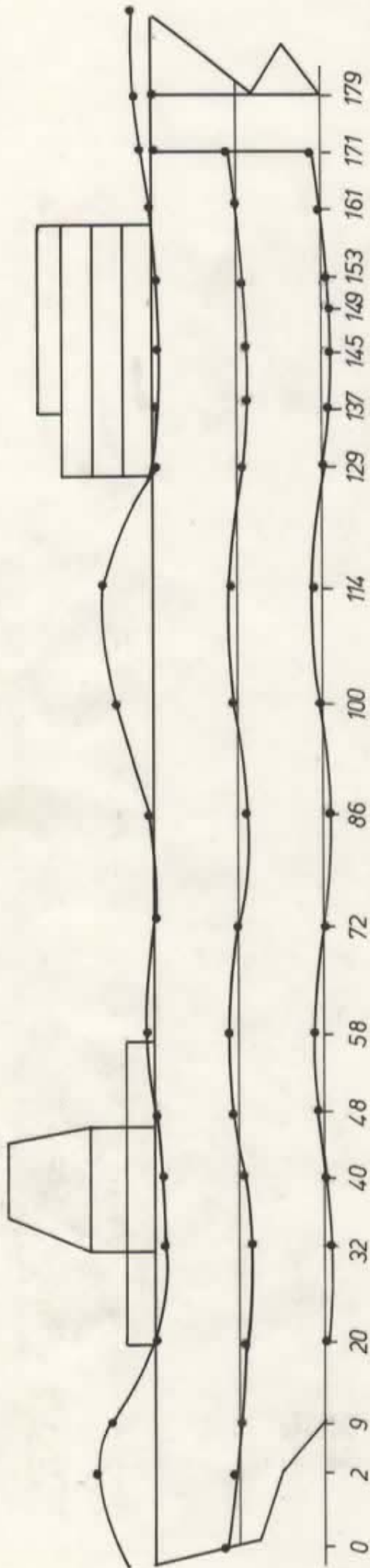
Für das Oberdeck wurden zur näheren Untersuchung unter Verwendung der unveränderten Eingabeparameter getrennte Eigenschwingungsberechnungen bei frei drehbar gelagertem und eingespanntem Rand durchgeführt. Die berechneten Eigenfrequenzen sind in Tabelle 6 zusammengestellt.

Globale Modal- frequenz f Hz	4S13		4S14		4S15		4S16	
	Modal- frequenz Hz	Resonanz- frequenz Hz	Modal- frequenz Hz	Resonanz- frequenz Hz	Modal- frequenz Hz	Resonanz- frequenz Hz	Modal- frequenz Hz	Resonanz- frequenz Hz
3,59	3,59	3,6	3,64	3,6	3,97	4,0	3,61	3,6
3,99	3,98	4,0	4,03	4,0	4,52		3,97	4,0
5,24	5,66	5,3	5,18	5,3	4,89		5,27	5,3
6,66	7,01		6,68	6,7	6,55		6,67	6,7
7,46	-	7,46	7,43	7,46	7,47	7,46	7,48	7,46
10,58	10,43	10,98	10,88	10,85	10,86	10,85	10,15	10,1
13,82	13,16	13,1	14,14	13,8	13,85	13,8	13,86	13,8
16,65	15,59		16,75		17,99		17,33	
	3,13 4,5 6,7			4,5 8,22 10,1 12,55 14,66		10,8		3,13 10,85

Tabelle 5: Oberdeck  
Vergleich Modalfrequenzen und Resonanzfrequenzen

aus der Über-  
trengungsf.  
ohne Modal-  
analyse zu-  
sätzl. best.  
Resonanzfrequ

Eigenformen Oberdeck, 2 Deck, Doppelboden

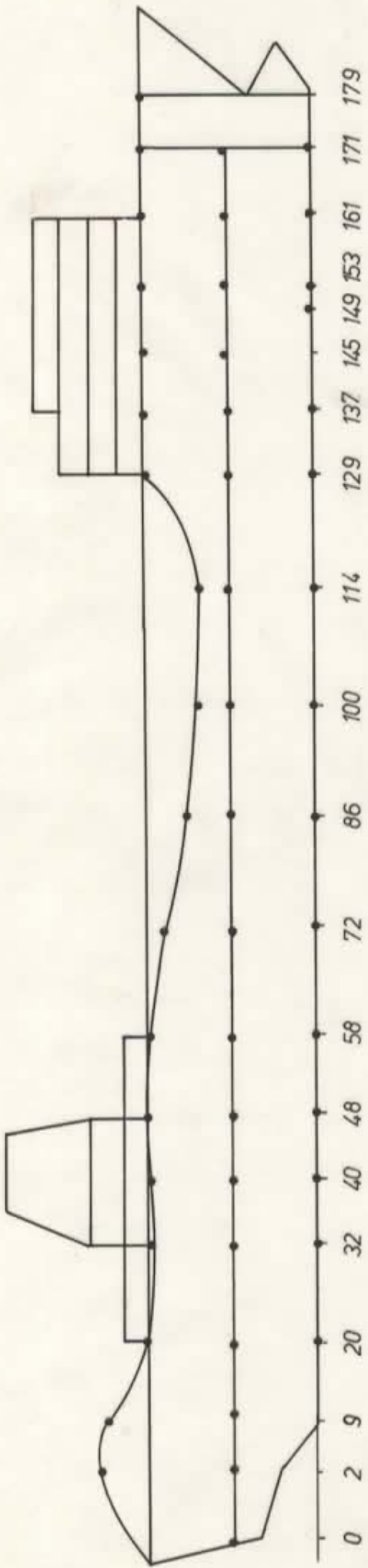


Eigenform Schiffskörper



Bild 7: Eigenformen bei 8,7 Hz

Eigenformen Oberdeck, 2. Deck, Doppelboden

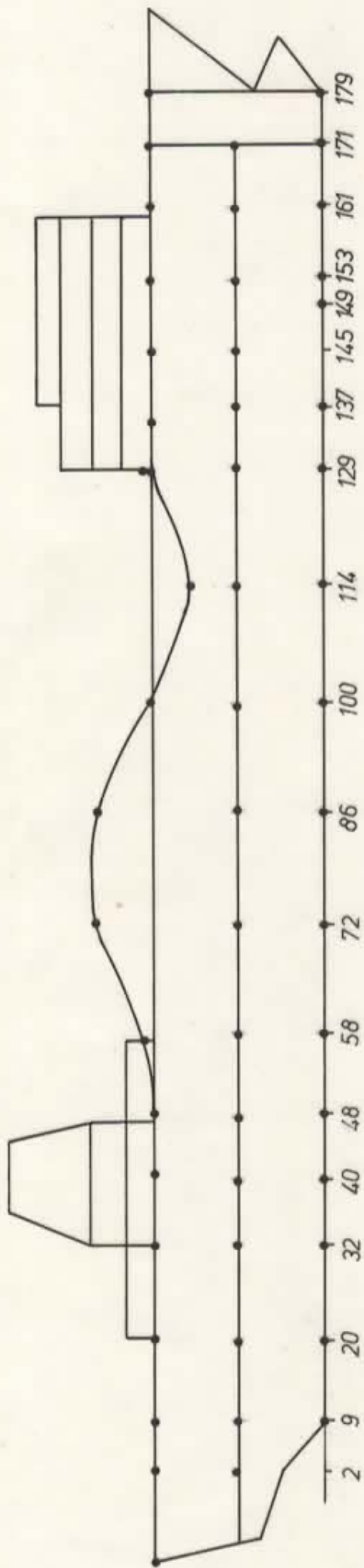


Eigenform Schiffskörper



Bild 8 : Eigenformen bei 8,9 Hz

Eigenformen Oberdeck, 2. Deck, Doppelboden



Eigenform Schiffskörper



Bild 9: Eigenformen bei 9.45 Hz

Schwingungsgrad	Rand drehbar belagert f Hz	Rand eingespannt f Hz
1	4,2	9,2
2	4,8	10,4
3	5,2	10,6
4	5,8	11,0
5	6,9	12,0
6	7,9	12,3
7	9,0	13,9

Tabelle 6: getrenntes Oberdeckmodell  
Eigenfrequenzen

Wegen der hochstegigen Rahmenspannte im Bereich der Außenhaut kann davon ausgegangen werden, daß eine weitgehende Randein-  
spannung des Oberdecks vorliegt. Deshalb kann für das ent-  
koppelt gerechnete Oberdeck bei drehelastischer Einspannung  
am Rand eine Grundfrequenz im Bereich von 7 - 8 Hz angenommen  
werden.

Zusätzlich kann verglichen werden die Erregermessung auf  
flachem Wasser, die als Resonanzfrequenz 7,2 Hz liefert. Wird  
auch noch die Erregermessung der MTW bei Einzelkrafteerregung  
im Oberdeck herangezogen, die 6,8 Hz erbrachte, so kann von  
einer Grundfrequenz des Oberdecks von 7 - 8 Hz ausgegangen  
werden. Bei schiffseigener Erregung mit der 1. Ordnung der  
Antriebsdrehzahl ergibt sich eine Resonanzfrequenz von 7,6 Hz  
im Oberdeck.

Eine weitere Eigenform mit ausgeprägten Amplituden im Oberdeck  
ergibt sich aus der Modalanalyse bei 13,82 Hz. Bei dieser  
Schwingform kommt es zu ausgeprägten Schwingungen des achter-  
lichen Bereichs des Oberdecks bis ca. Spant 30. (vgl. Bild 6)  
Ein Vergleich mit den berechneten Eigenformen (/5/, Bild 19)  
liefert als berechnete Frequenz  $f_{23} = 15,91$  Hz.

Zusätzlich läßt sich die gemessene Frequenz 10,59 Hz als  
Schwingung des Oberdecks in schwacher Kopplung mit dem Schiffs-  
körper identifizieren. Eine eindeutige Zuordnung zu den be-  
rechneten Eigenformen ist nicht möglich, da in unmittelbarer

Nähe der gemessenen Frequenz mehrere Eigenfrequenzen mit der Messung ähnlicher Schwingformen liegen.

Die zusätzlich aus der Übertragungsfunktion ohne Modalanalyse direkt entnommenen Resonanzfrequenzen 8,22 Hz, 10,1 Hz, 12,55 Hz und 14.66 Hz weisen auf die Dichte des Frequenzspektrums hin. Bei der Modalanalyse wurden diese Frequenzen nicht gefunden, was auf eine subjektive Festlegung der Modalbereiche zurückzuführen ist.

### 3.2.2. 2. Deck

Für die im 2. Deck liegenden Meßpunkte sind die Eigenformen bei den Modalfrequenzen in Bild 10 und 11 dargestellt.

Tabelle 7 zeigt die Modalfrequenzen und die Resonanzfrequenzen. Insgesamt sind durch die Messungen keine im ganzen 2. Deck ausgeprägte Modalfrequenzen und Modalformen identifiziert. Das 2. Deck ist offensichtlich sehr steif und verhält sich im wesentlichen wie der Schiffskörper.

Dieses wird auch bestätigt durch die getrennte FEM-Berechnung für das 2. Deck. Die erhaltenen Eigenfrequenzen für das 2. Deck bei frei drehbarer Lagerung an der Außenhaut und an der Doppelhülle zwischen 2. Deck und Doppelboden sind in Tabelle 8 zusammengestellt.

	I	II	III	IV	V	VI
f Hz	12,9	13,3	17,1	17,5	19,2	24,1

Tabelle 8: Getrenntes Modell für das 2. Deck  
Eigenfrequenzen

Bei zusätzlicher Berücksichtigung der drehelastischen Einspannung an den Decksrändern ergibt sich eine weitere Frequenzerhöhung. Dies erklärt, daß im 2. Deck sowohl bei Rechnung des Gesamtverbandes und Messung sich die Schwingform weitgehend wie der Schiffskörper verhält.

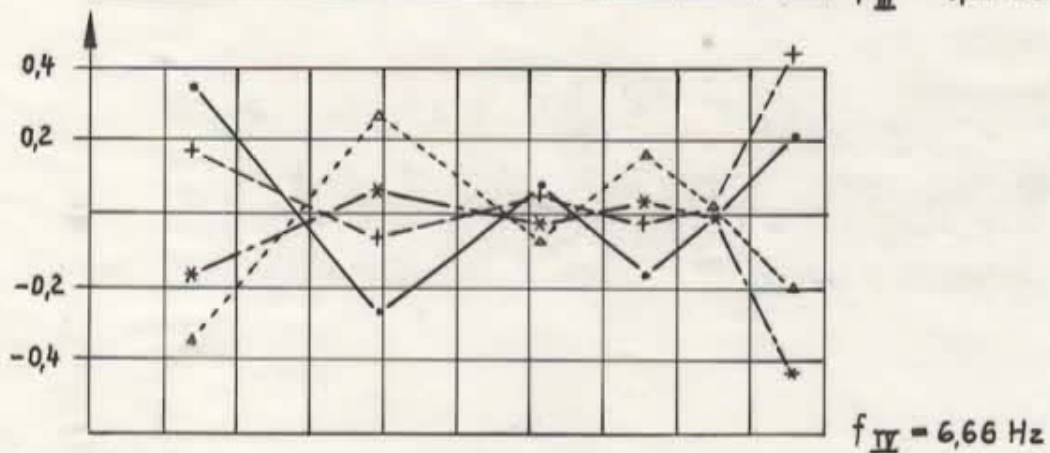
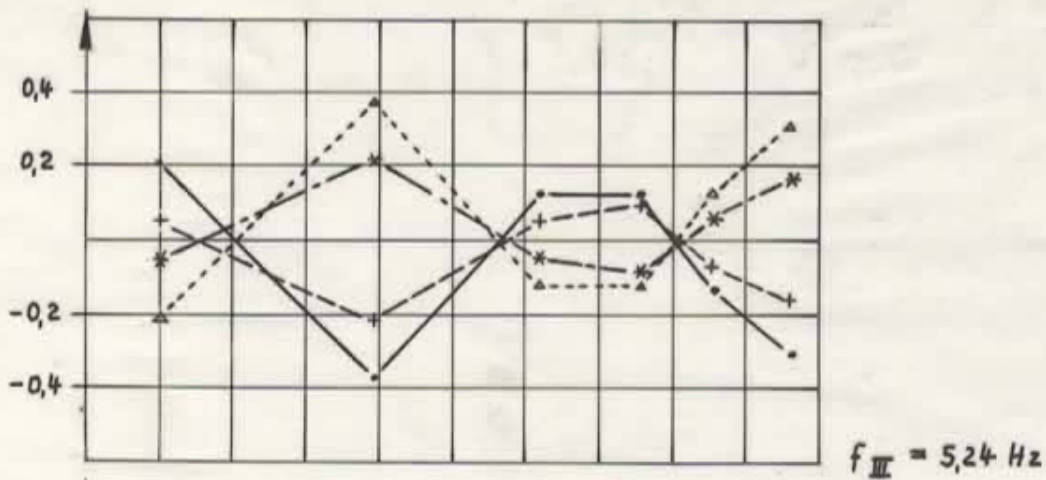
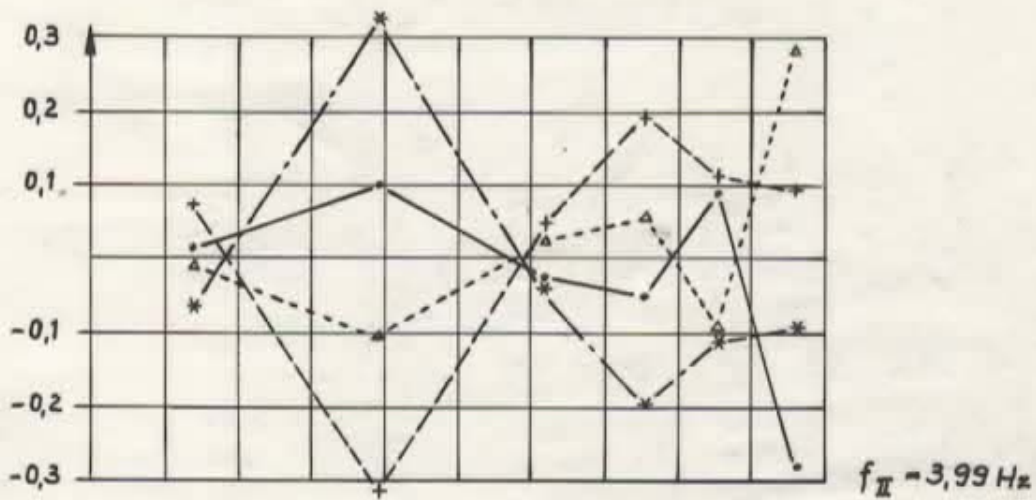
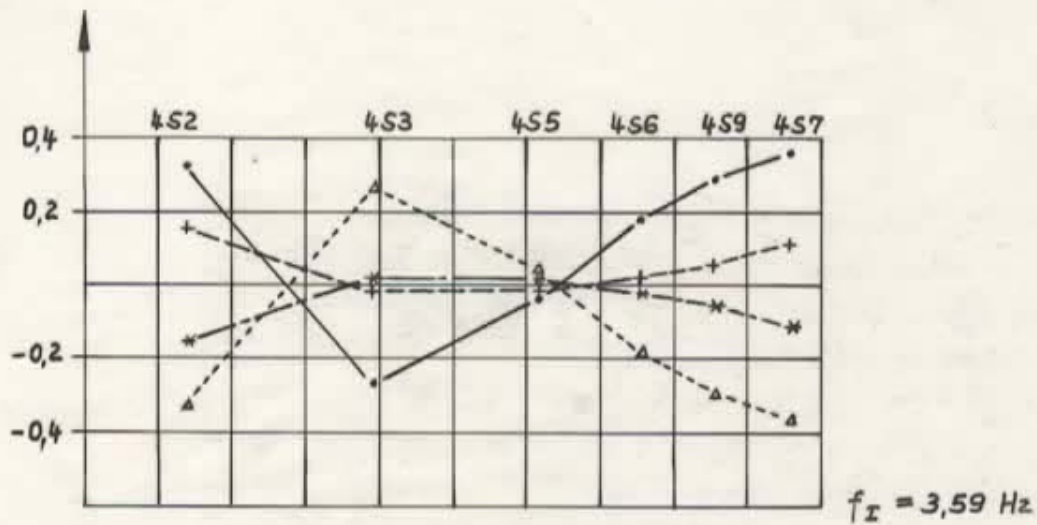


Bild 10: Modalanalysen 2. Deck Bewegungsphasen

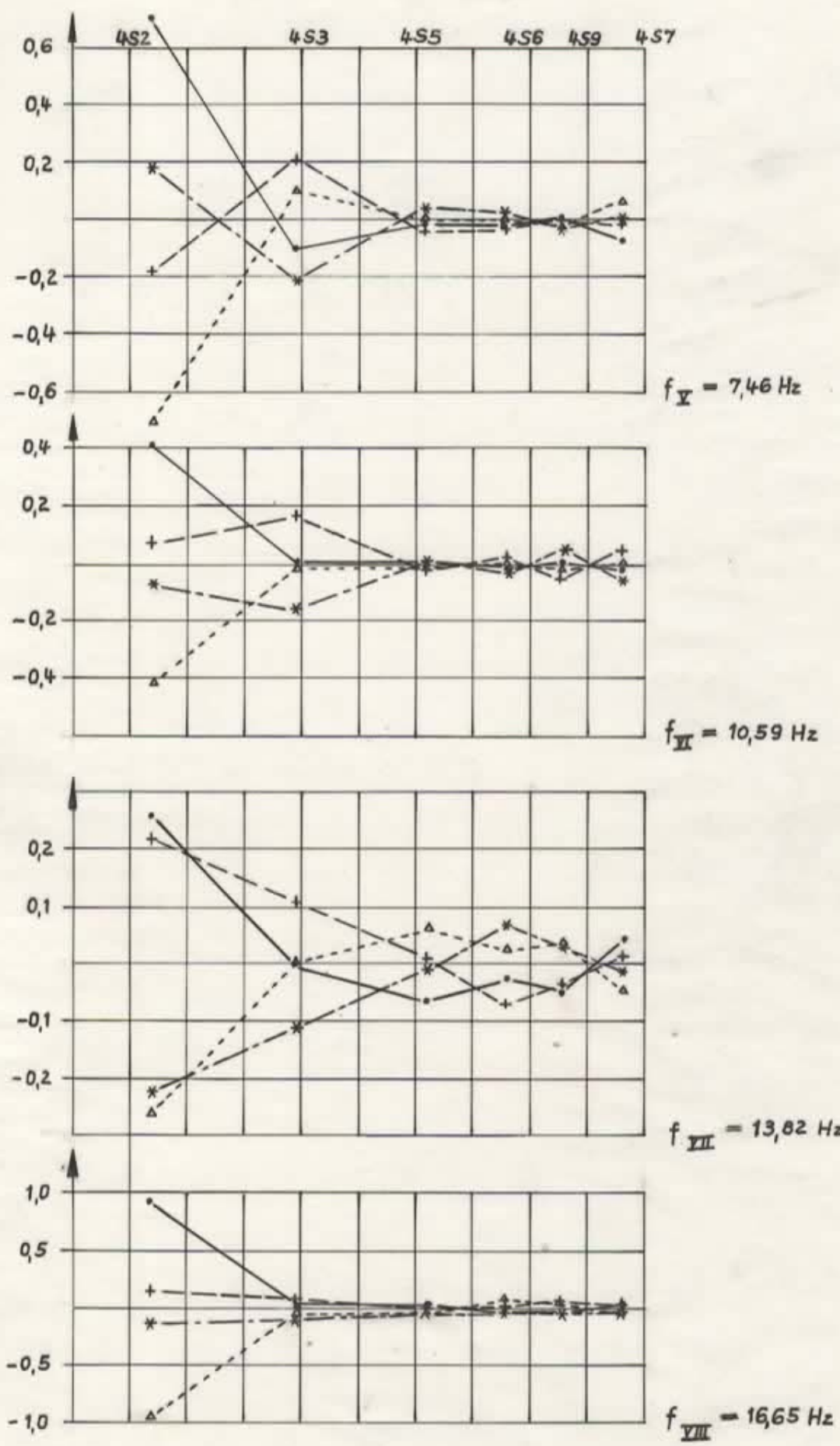


Bild 11: Modalanalyse 2. Deck Bewegungsphasen

Globale Modal- frequenz f Hz	4S2		4S3		4S5		4S6		4S7		4S9	
	Mod.- frequ. Hz	Reso. frequ. Hz	Mod.- frequ. Hz	Reso. frequ. Hz	Mod.- frequ. Hz	Reso. frequ. Hz	Mod.- frequ. Hz	Reso. frequ. Hz	Mod.- frequ. Hz	Reso. frequ. Hz	Mod.- frequ. Hz	Reso. frequ. Hz
3,59	3,61	3,6	3,57	3,6	3,58	3,6	3,58	3,6	3,6	3,6	3,58	3,6
3,99	3,99	4,0	4,02	4,0	3,99	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	3,89	4,0
5,24	5,18	5,3	5,19	5,3	5,2	5,3	5,2	5,3	5,19	5,3	5,19	5,3
6,66	6,6	6,7	6,63	6,7	6,66	6,7	6,67	6,7	6,67	6,7	6,71	6,7
7,46	7,18	7,46	7,51	7,46	7,47		7,57		7,36		7,47	7,46
10,58	9,96	10,1	10,81	10,8	10,18	10,1	10,98	10,98	10,93	10,98	10,18	10,1
13,82	13,68	13,8	13,83	13,8	14,14	14,1	13,73	13,8	13,76	13,8	13,71	13,8
16,65	15,62		18,53	16,56	16,51		16,1	16,1	17,19	17,03	16,16	16,1
	3,13 10,8		3,13 20,12		3,13 20,5 22,85		3,1 10,1 12,9 14,9 17,6		2,5 3,1 10,1 20,1		3,1 8,22 8,87 12,5 14,9	

Aus der Über-  
tragungsfunkt.  
ohne Modal-  
analyse zu-  
sätzl. best.  
Resonanzfrequ.

Tabelle 7: 2. Deck  
Vergleich Modalfrequenzen und Resonanzfrequenzen

### 3.2.3. Doppelboden

Die mit Hilfe der Modalanalyse identifizierten Meßergebnisse sind in Bild 12, 13 und Tabelle 9 zusammengestellt. Aus den Schwingformen ist zu ersehen, daß bereits bei den niederfrequenten vertikalen Schiffskörperschwingungen ab II. Schwingungsgrad eine dynamische Überhöhung im Doppelboden gegenüber dem Schiffskörper auftritt.

Wegen der dichten Kopplung der Doppelbodenschwingungen mit den Schiffskörperschwingungen ist eine entkoppelte Betrachtungsweise des Doppelbodens noch weniger berechtigt als für die Decks.

Die FEM-Rechnung zeigt, daß im Gegensatz zur Messung für den Doppelboden keine wesentlichen dynamischen Überhöhungen gegenüber dem Schiffskörper auftreten. Die Ergebnisse lassen vermuten, daß der Doppelboden zu steif modelliert wurde.

Es erfolgte deshalb eine erneute Berechnung des Gesamtmodells, bei dem die Schalenelemente für die Bodenwrangenmodellierung durch Scheibenelemente ersetzt wurden. Durch diese Veränderung des Modells wurde die offensichtlich zu steife Modellierung des Doppelbodens, die sich aus den eingesetzten Schalenelementtypen in Verbindung mit den gewählten Freiheitsgraden im Doppelbodenbereich ergibt. Ein Vergleich der Frequenzen und Schwingformen im Doppelboden ergab jedoch nur eine geringfügige Verringerung der Steifigkeit (Bild 14).

Als Hauptursache für die zu steife Modellierung des Doppelbodens hat sich die Behinderung der Querfreiheitsgrade im Doppelboden herausgestellt, die zu einer unzulässigen Versteifung der Bodenwrangen führt wie Vergleichsberechnungen zeigen.

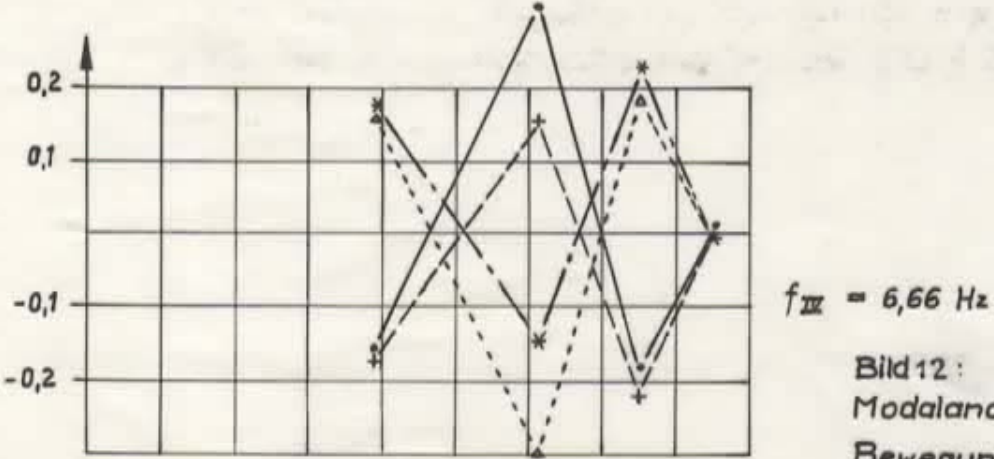
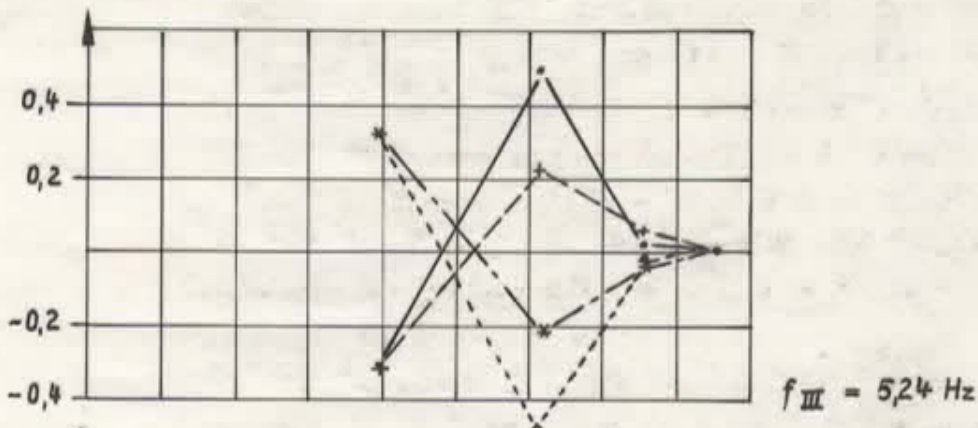
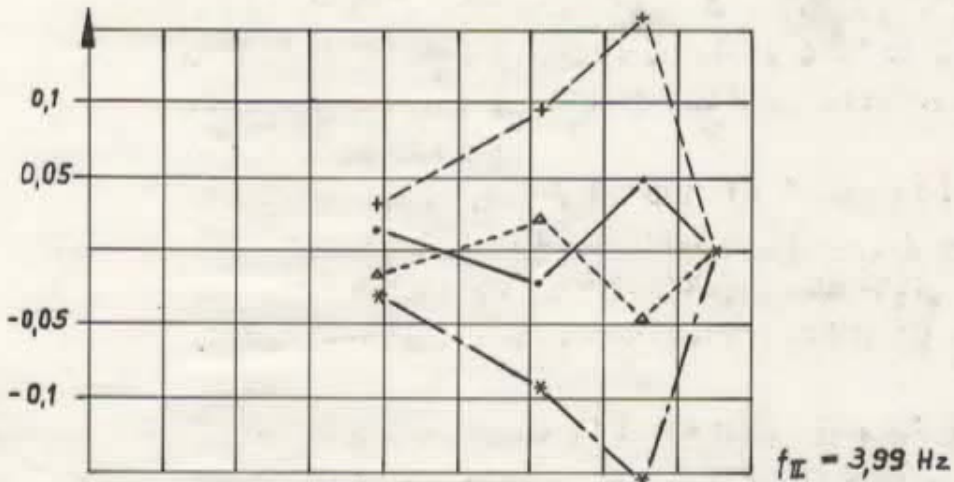
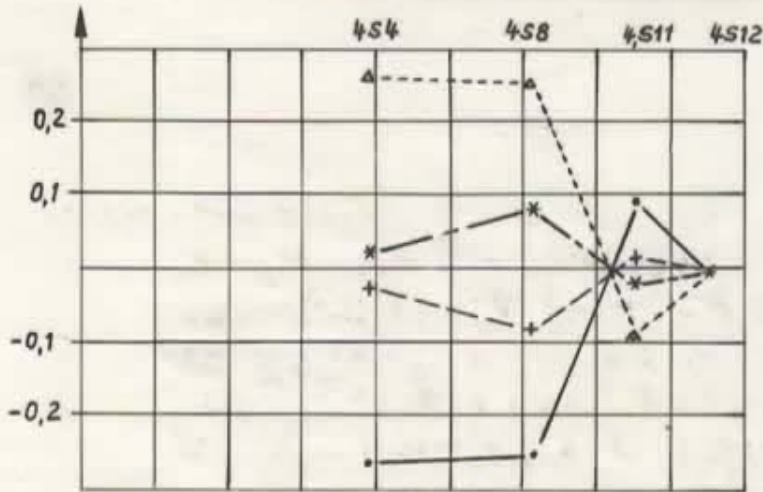
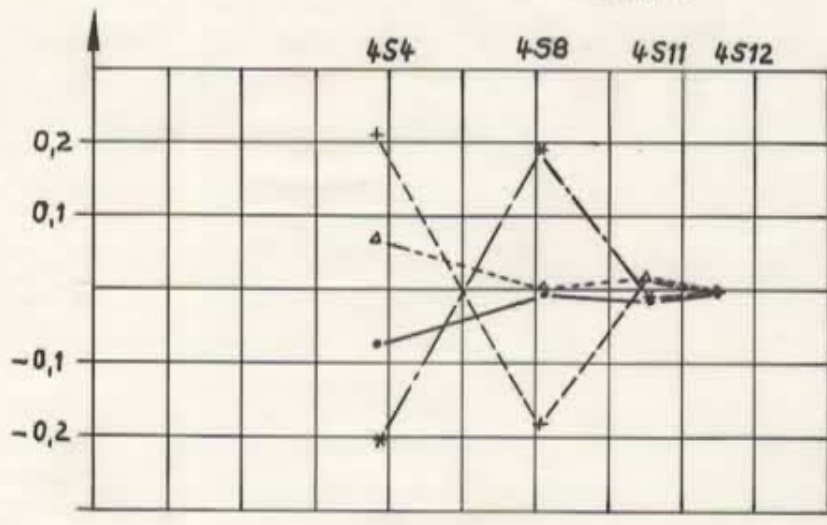
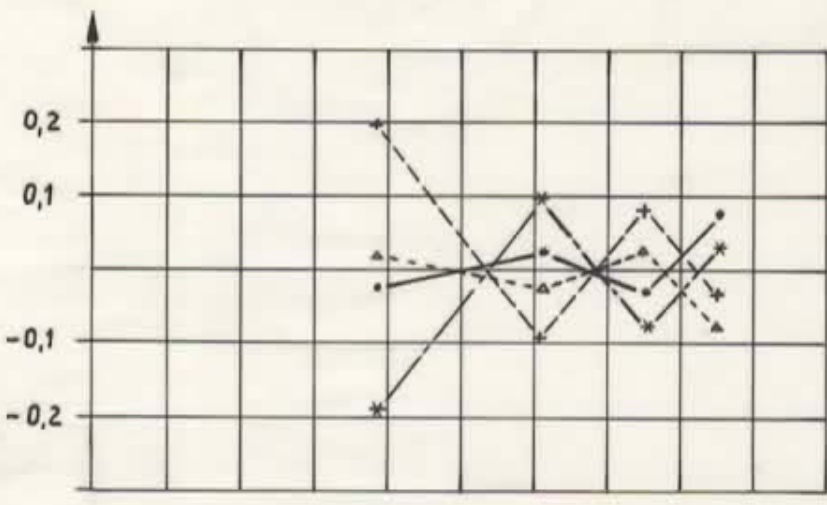


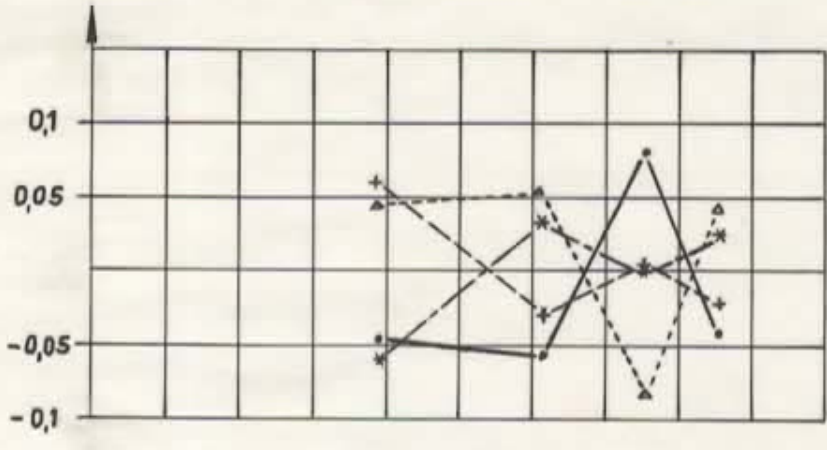
Bild 12:  
 Modalanalyse Doppelboden  
 Bewegungsphasen



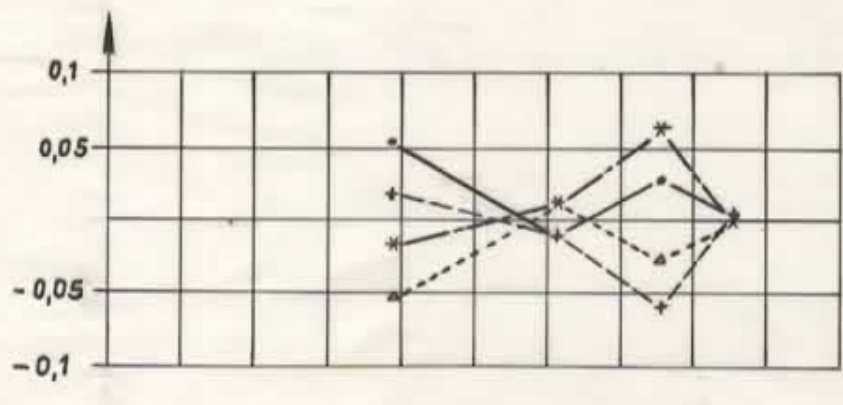
$f_V = 7,46 \text{ Hz}$



$f_{VI} = 10,59 \text{ Hz}$



$f_{VII} = 13,82 \text{ Hz}$



$f_{VIII} = 16,65 \text{ Hz}$

Bild: 13: Modalanalyse Doppelboden, Bewegungsphasen

globale Modal- frequenz Hz	4S4		4S8		4S11	
	Modal- frequenz Hz	Resonanz- frequenz Hz	Modal- frequenz Hz	Resonanz- frequenz Hz	Modal- frequenz Hz	Resonanz- frequenz Hz
3,59	3,58	3,61	3,6	3,6	3,59	3,6
3,99	3,99	3,99	4,0	4,0	3,98	4,0
5,24	5,2	5,19	5,3	5,3	5,2	5,3
6,66	6,66	6,65	6,7	6,7	6,65	6,7
7,46	7,48	7,47	7,46	7,46	7,54	10,11
10,58	10,83	10,21	10,11	10,11	10,19	12,9
13,82	13,89	14,35	14,5	14,5	13,62	13,8
16,65	17,52	16,97	17,03	17,03	17,35	17,03

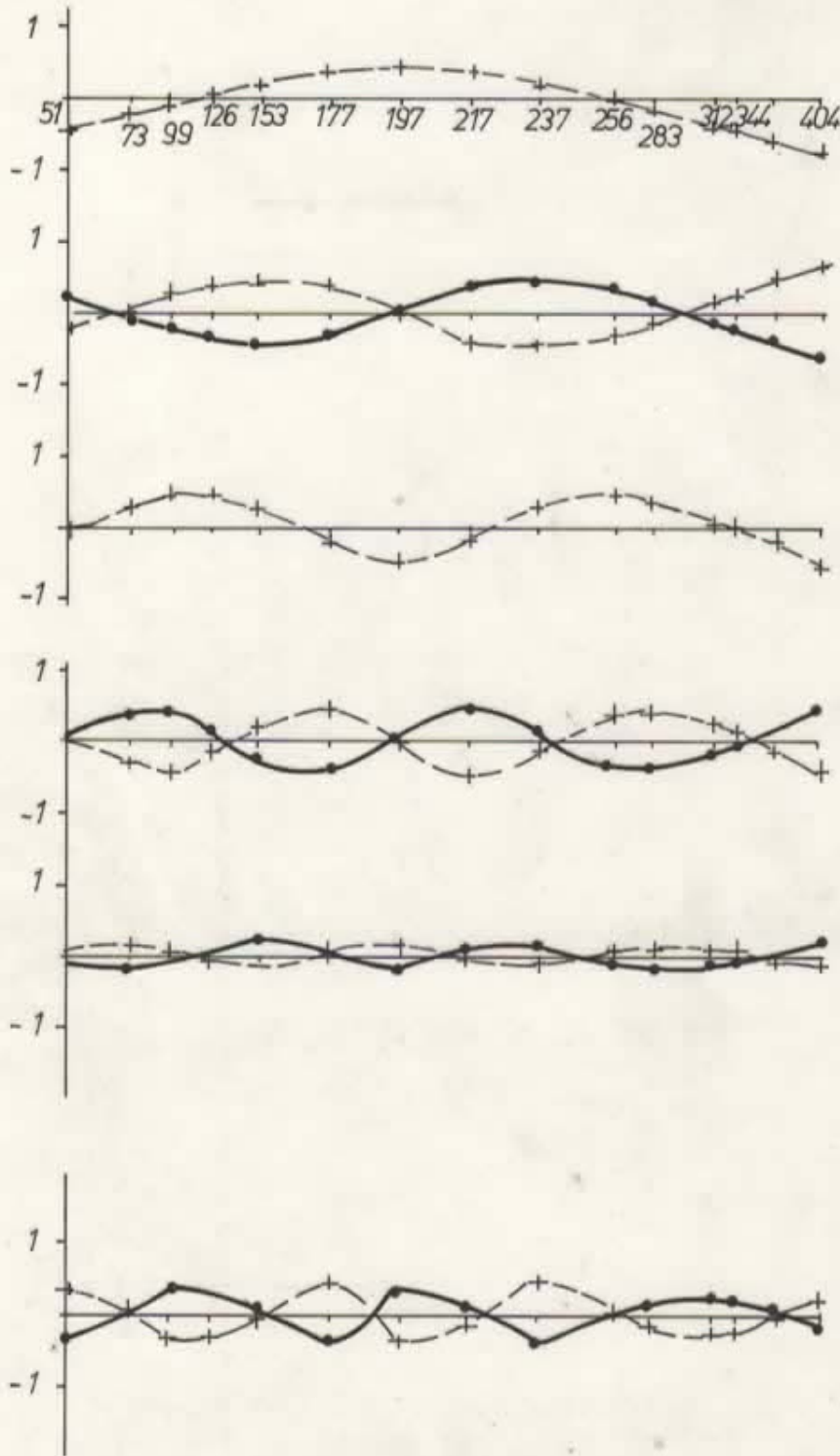
aus der Übertragungsfunktion  
ohne Modalanalyse zusätzlich  
bestimmte Resonanzfrequenzen

2,5  
4,5  
8,22  
11,31  
12,55  
20,7

Tabelle 9: Doppelboden  
Vergleich Modalfrequenzen und Resonanzfrequenzen

Doppelboden MS

Bodenwangen  $\left\{ \begin{array}{l} \bullet \text{ mit Typ 3 Elemente} \\ - \text{ mit Typ 6 Elemente} \end{array} \right.$



$f_5^\bullet = 2,24 \text{ Hz}$

$f_5^+ = 2,28 \text{ Hz}$

$f_6^\bullet = 4,067 \text{ Hz}$

$f_6^+ = 4,11 \text{ Hz}$

$f_7^\bullet = 5,802 \text{ Hz}$

$f_7^+ = 5,86 \text{ Hz}$

$f_8^\bullet = 7,376 \text{ Hz}$

$f_8^+ = 7,44 \text{ Hz}$

$f_9^\bullet = 8,704 \text{ Hz}$

$f_9^+ = 8,75 \text{ Hz}$

$f_{10} \cdot f_{11} \cdot f_{12}$

über den gesamten Doppelboden sehr kleine Amplituden

$f_{13}^\bullet = 9,834 \text{ Hz}$

$f_{13}^+ = 9,88 \text{ Hz}$

---+--- FEM-Rechnung - Bodenwangen mit Typ 6 Elemente

—•— FEM-Rechnung - Bodenwangen mit Typ 3 Elemente

**Bild 14: Vergleich - unterschiedliche Modellierung der Bodenwangen (Typ 6 und Typ 3 Elemente) FEM-Rechnung Kastenträger**

4. Vergleich des gemessenen und berechneten Zwangsschwingungsverhaltens

Die Zwangsschwingungsberechnungen erfolgten mit einer konstanten kritischen Dämpfung für alle Eigenformen von 3,5 %. Dieser Wert für die kritische Dämpfung wird u.a. auch von DNV empfohlen zur Berechnung der propellererregten Schwingungen.

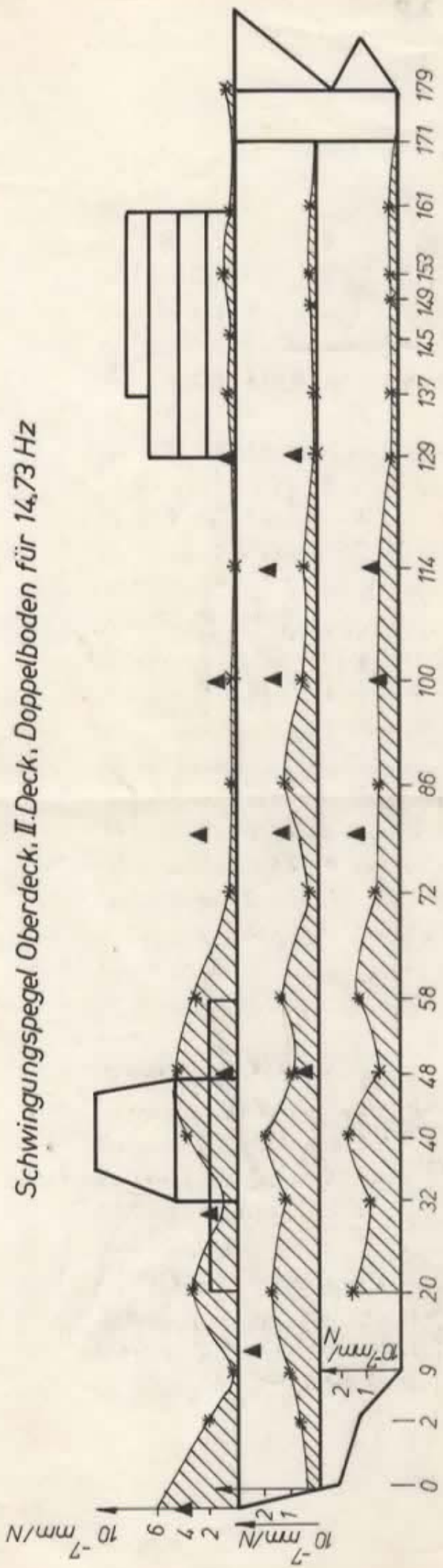
In der FEM-Berechnung /5/ erfolgten die Zwangsschwingungsberechnungen für eine Einheitskraft von 10 KN, die zur Simulation der Propellererregung in unmittelbarer Propellernähe angesetzt wurde. Zusätzlich erfolgte eine Zwangsschwingungsberechnung mit dieser Einheitskraft angesetzt am Ort des Schwingungserregers.

Durch die steife Achterschiffskonstruktion, insbesondere durch das Mittellängsschott unterhalb des Erregerfundamentes, ergeben sich praktisch kaum Abweichungen zwischen diesen beiden Berechnungen.

Für die Projektierung besonders bedeutsam ist die Berechnung der Vibrationspegel bei einer bestimmten Betriebsdrehzahl. In Bild 15 wird ein Vergleich der gemessenen und berechneten Schwingungsamplituden (Absolutwerte) in Schiffskörper, Oberdeck, 2. Deck und Doppelboden bei Schwingungserregung mit 14,7 Hz (1. Blattfrequenz) gegeben. Wegen der unterschiedlichen Phasenwinkel, die sich im gesamten System sowohl bei der Messung als auch bei der Rechnung ergeben, würde die Darstellung von Schwingformen lediglich eine Momentaufnahme des Schwingungssystems zu einem willkürlichen Zeitpunkt darstellen. Deshalb werden die Absolutbeträge dargestellt. Bei der Bewertung einer solchen Darstellung für eine bestimmte Erregerfrequenz ist für die einzelnen Schiffspunkte der Amplitudenfrequenzgang in der Nähe dieser Frequenz mit einzubeziehen. Grundlage für die Einschätzung der Berechnungsgenauigkeit ist ein Vergleich der gemessenen und berechneten Amplitudenfrequenzgänge im Frequenzbereich der Gültigkeit des hydrodynamischen Reduktionsfaktors für die propellererregten Schwingungen.

Bild 15

Schwingungspegel Oberdeck, II. Deck, Doppelboden für 14,73 Hz



Schwingungspegel Schiffskörper (I. Deck)



\* FEM - Rechnung  
 ▲ Erregermessung Tiefes Wasser

Bild 15 : Vergleich gemessener und berechneter Schwingungsamplituden (Absolutwerte)

Es wurden jeweils zwei Meßstellen für den Schiffskörper, Oberdeck, 2. Deck und Doppelboden ausgewählt, für die ebenfalls Zwangsschwingungsberechnungen vorlagen.

Die folgenden Bilder 16 bis 23 zeigen einen Vergleich der gerechneten und gemessenen Amplitudenfrequenzgänge. Es zeigt sich, daß die Größenordnung des mittleren Schwingungsniveaus gut übereinstimmen, während die Resonanzfrequenzen in der Regel etwas höher liegen als die gemessenen. Im Frequenzbereich der Propellererregung (14 Hz) mit der einfachen Blattfrequenz beträgt die Abweichung etwa 1 - 2 Hz. Diese Abweichung ergibt sich zwangsläufig aus der bereits bei der Diskussion des Eigenschwingungsverhaltens diskutierten zu steifen Modellierung des Schiffskörpers und insbesondere des Doppelbodens, die eine Verschiebung des Spektrums zu höheren Frequenzen bewirkt.

Für Spitzenwerte und mittlere Vibrationspegel werden mit gewisser Einschränkung die vom ISSC /7/ in einer Übersicht zusammengestellten Fehlerschranken für FEM-Berechnungen eingehalten. Die Hauptursache für die Abweichungen zwischen Messung und Berechnung ergeben sich aus den Ungenauigkeiten der für die Zwangsschwingungsrechnung verwendeten Eigenlösung, die wiederum in der Modellierung begründet ist. Die gewählte kritische Dämpfung erscheint geeignet.

In den Bildern 24 und 25 sind die auf der Grundlage der Modalanalyse bestimmten kritischen Dämpfungen an den verschiedenen Meßstellen für die identifizierten Modalfrequenzen der Meßserie 3S und 4S dargestellt. Die Ergebnisse können als Grundlage für weitere Zwangsschwingungsberechnungen Verwendung finden.

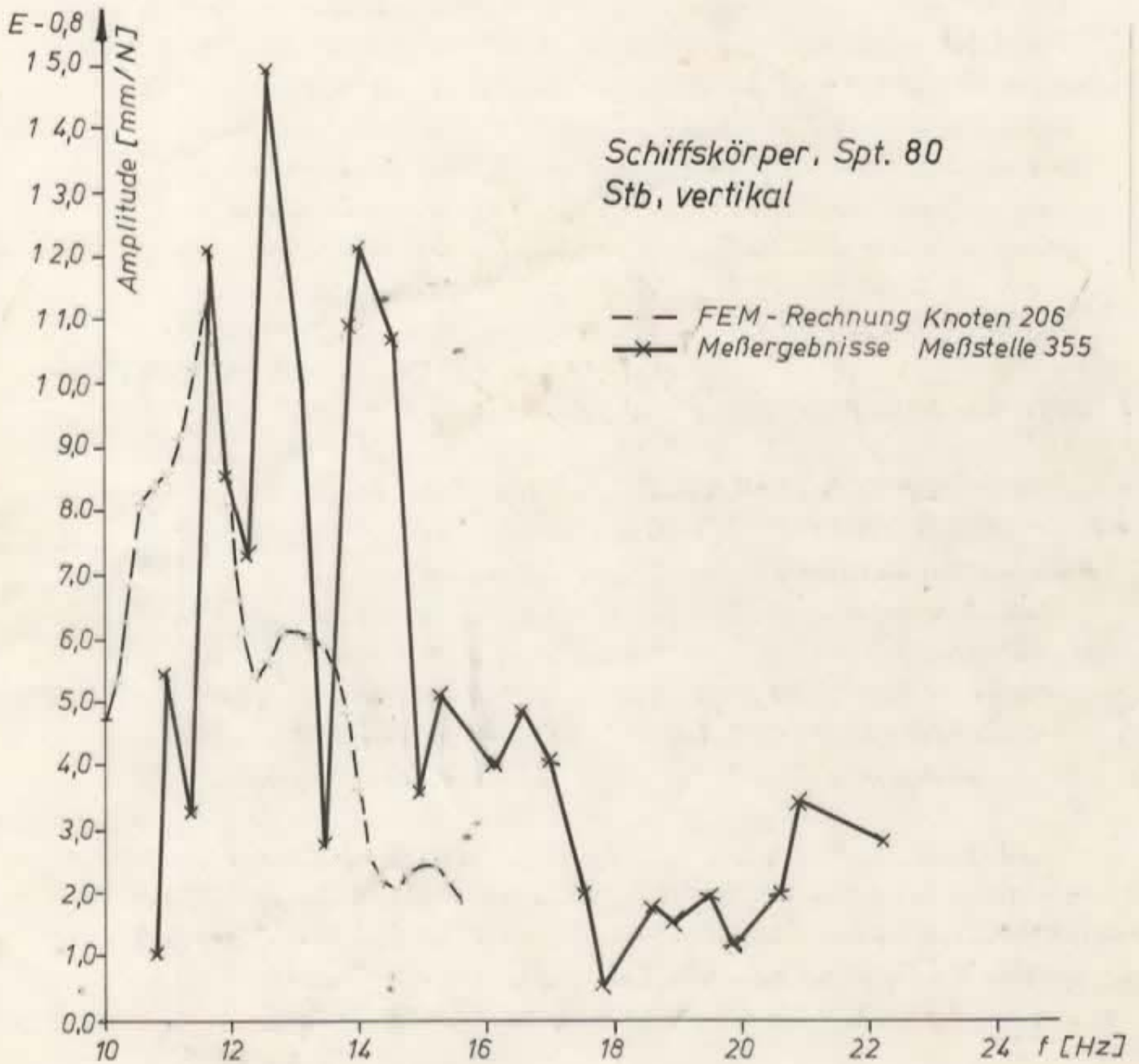
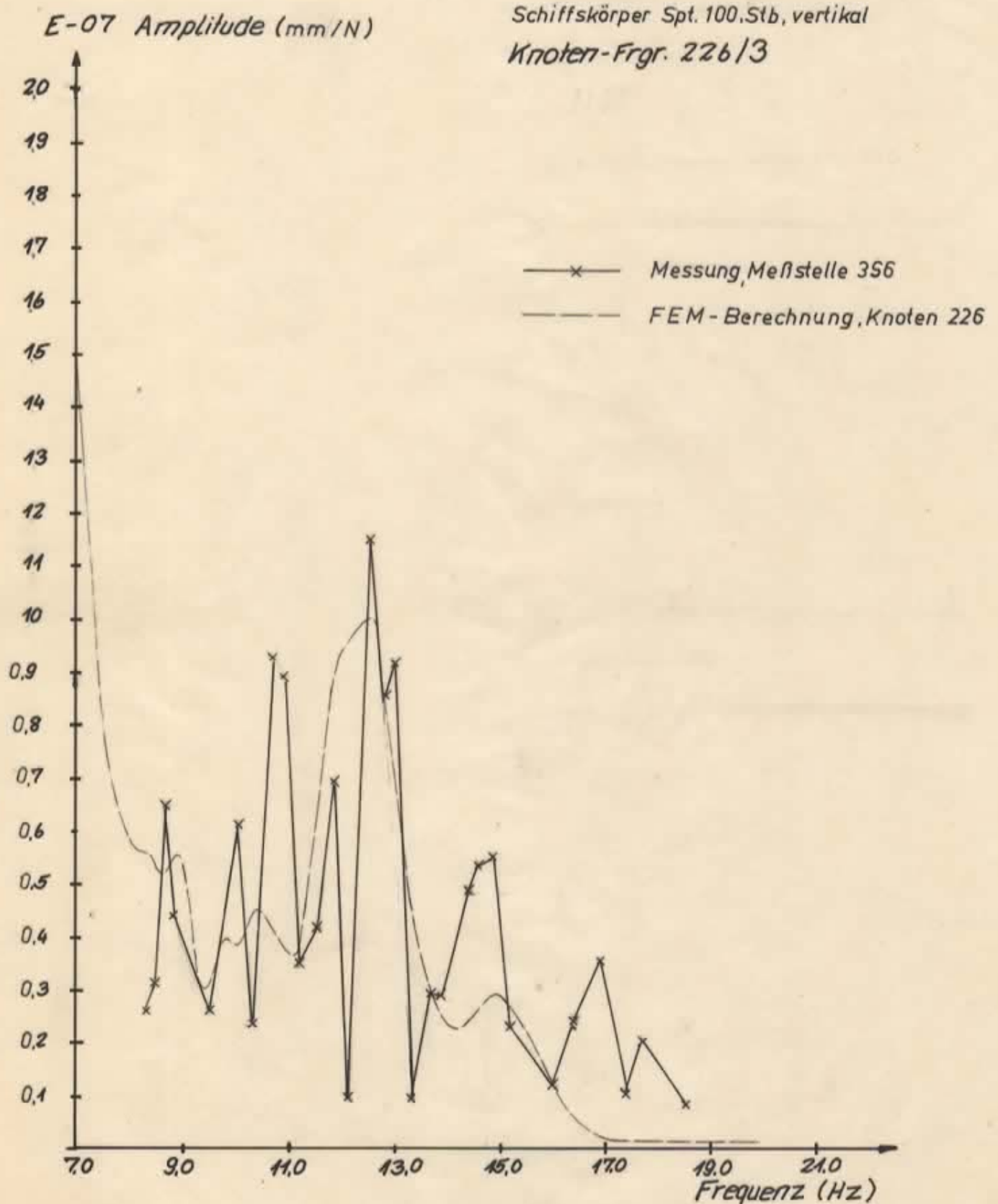


Bild 16: Vergleich der gemessenen und gerechneten Amplitudenfrequenzgänge

Schiffskörper Spt. 80 Stb. vertikal



*Bild 17: Vergleich der gerechneten und gemessenen Amplitudenfrequenzgänge*

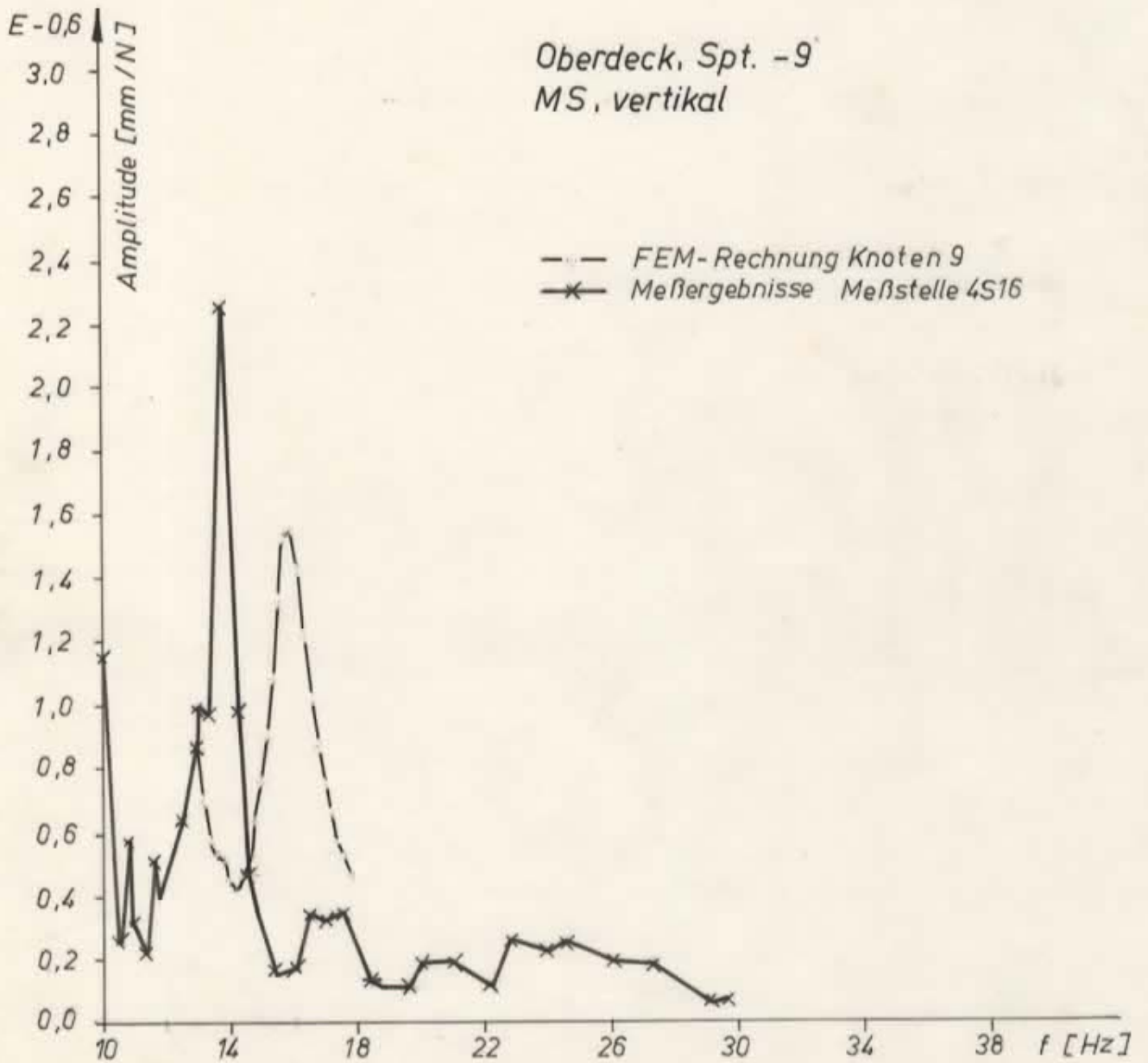


Bild 18: Vergleich der gemessenen und gerechneten Amplitudenfrequenzgänge

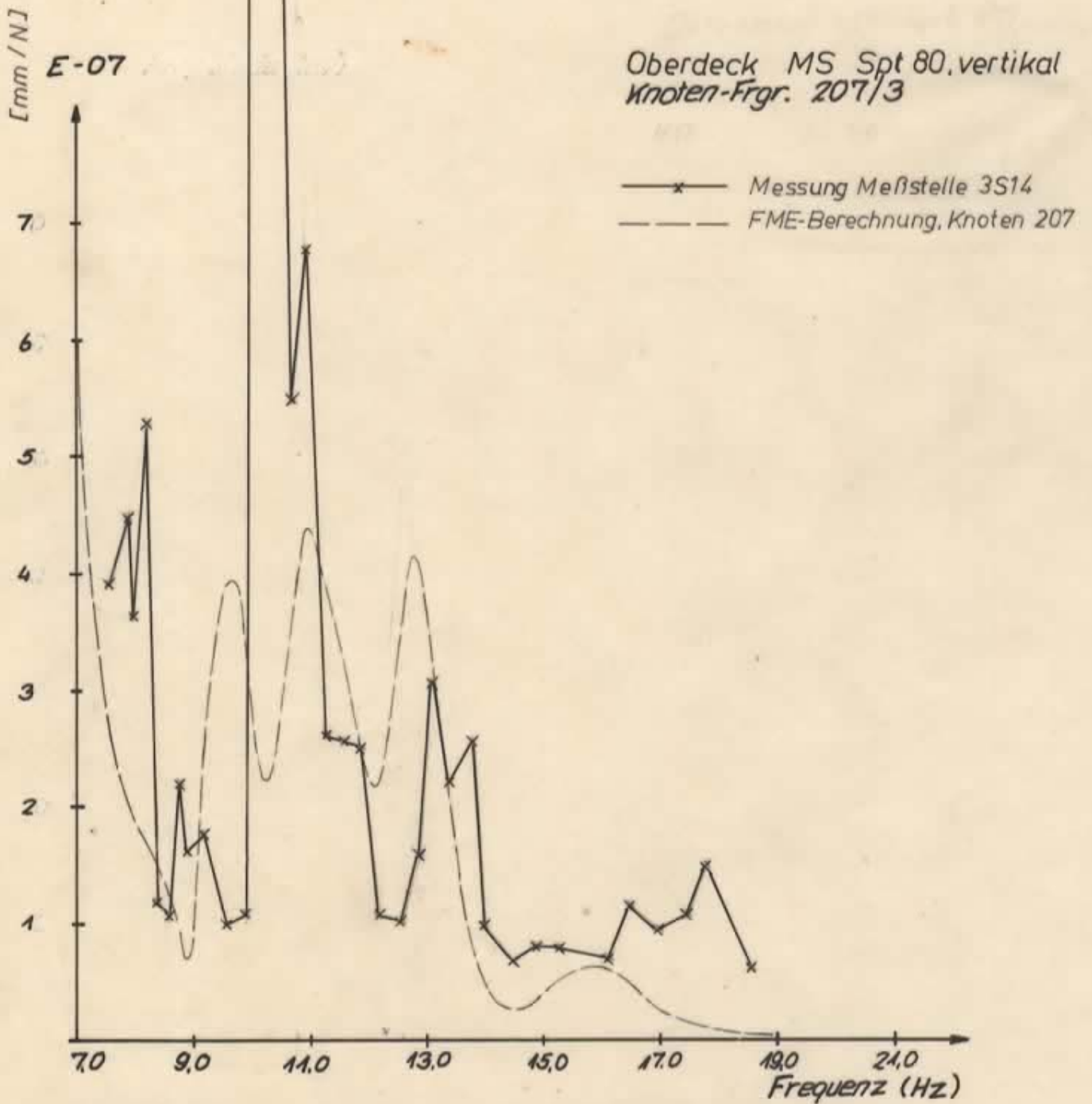
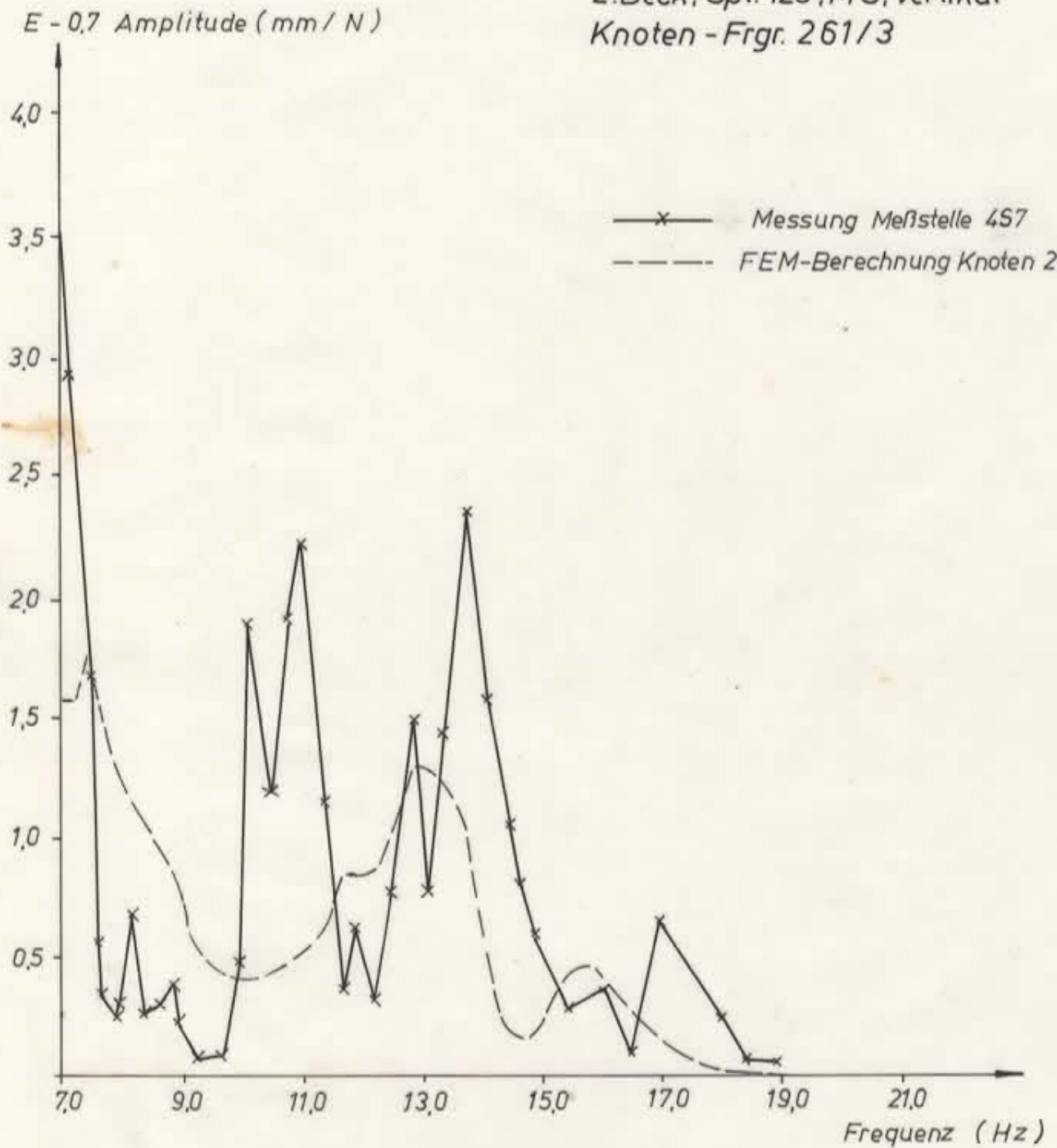


Bild 19: Vergleich der gemessenen und gerechneten Amplitudenfrequenzgänge

2.Deck, Spt. 129, MS, vertikal  
Knoten - Frgr. 261/3



**Bild 20: Vergleich der gemessenen und gerechneten Amplitudenfrequenzgänge**

E-07 Amplitude (mm/N)

2. Deck Spt. 80, MS, vertikal  
Knoten-Frgr. 203 / 3

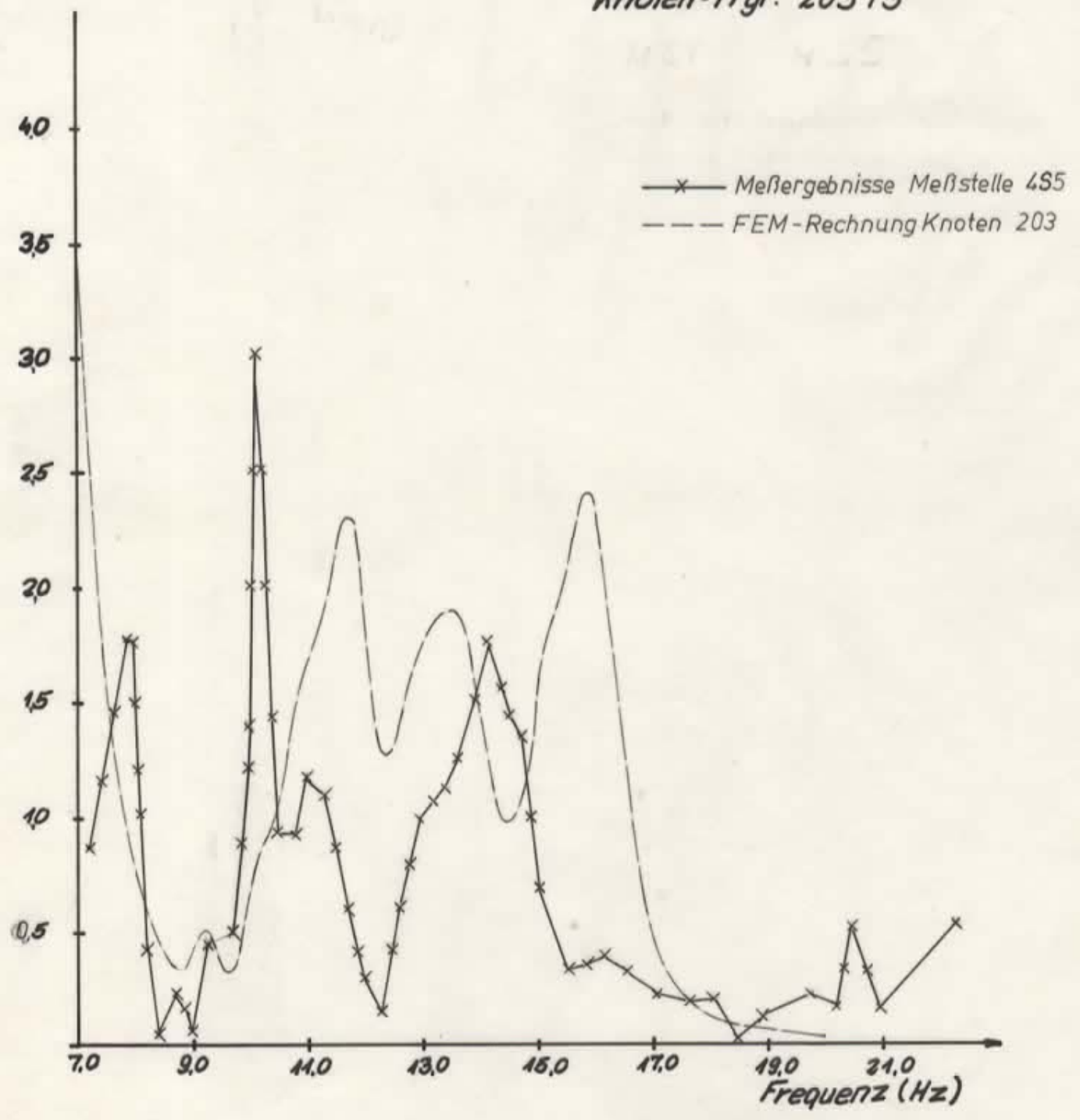
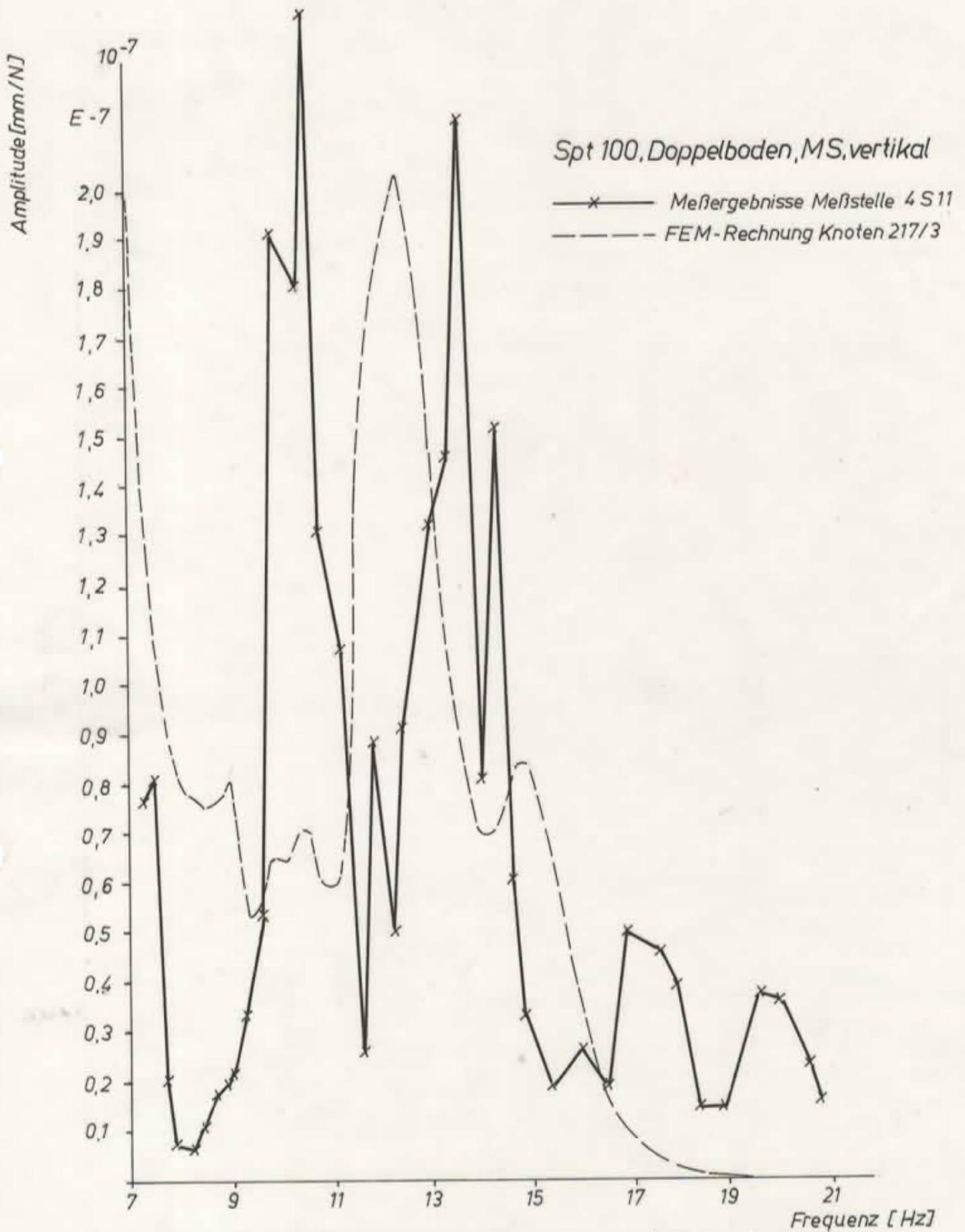


Bild 21: Vergleich der gemessenen und gerechneten Amplitudenfrequenzgänge



**Bild 22: Vergleich der gemessenen und gerechneten Amplitudenfrequenzen**

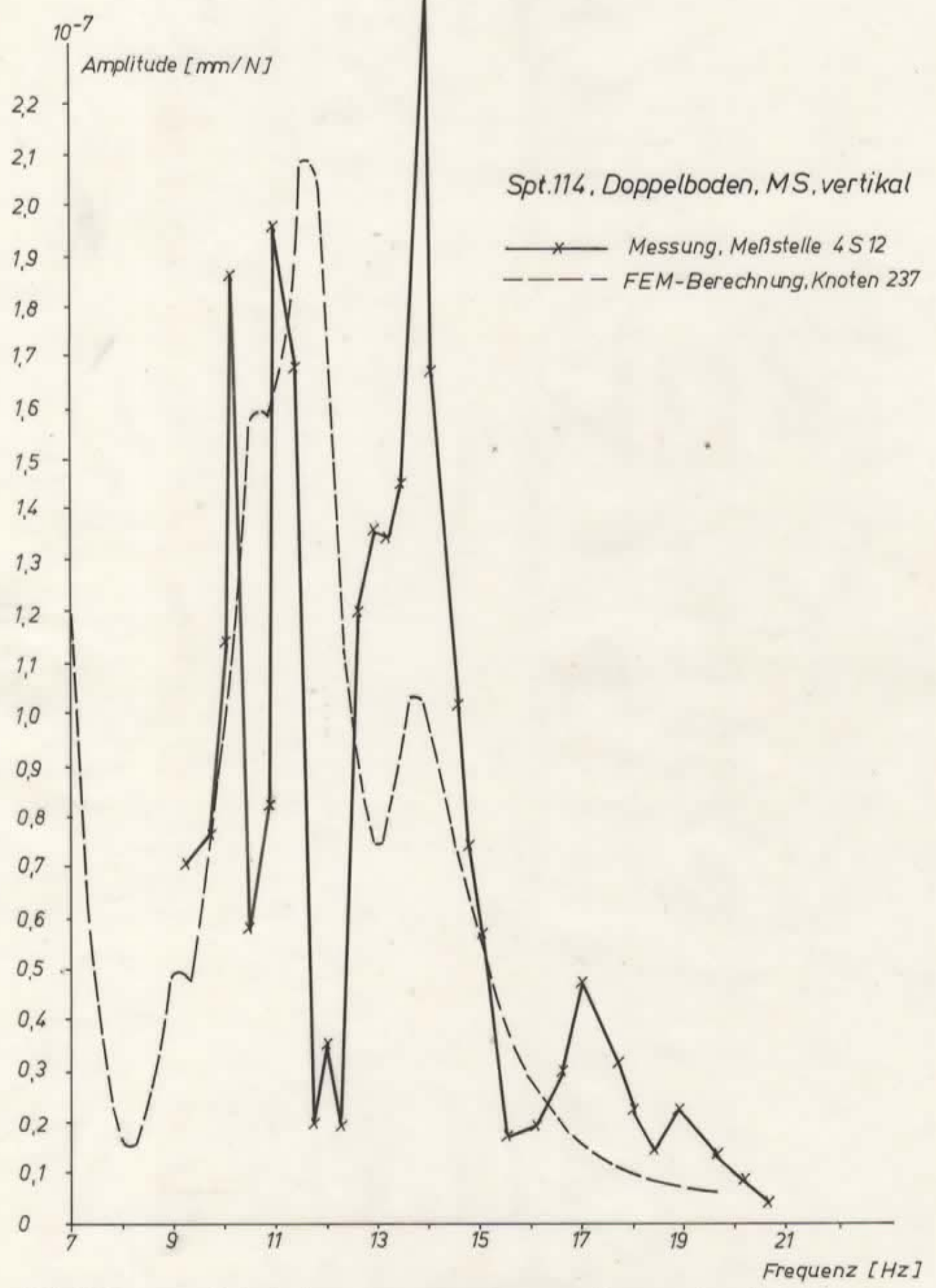


Bild23: Vergleich der gemessenen und gerechneten Amplitudenfrequenzgänge

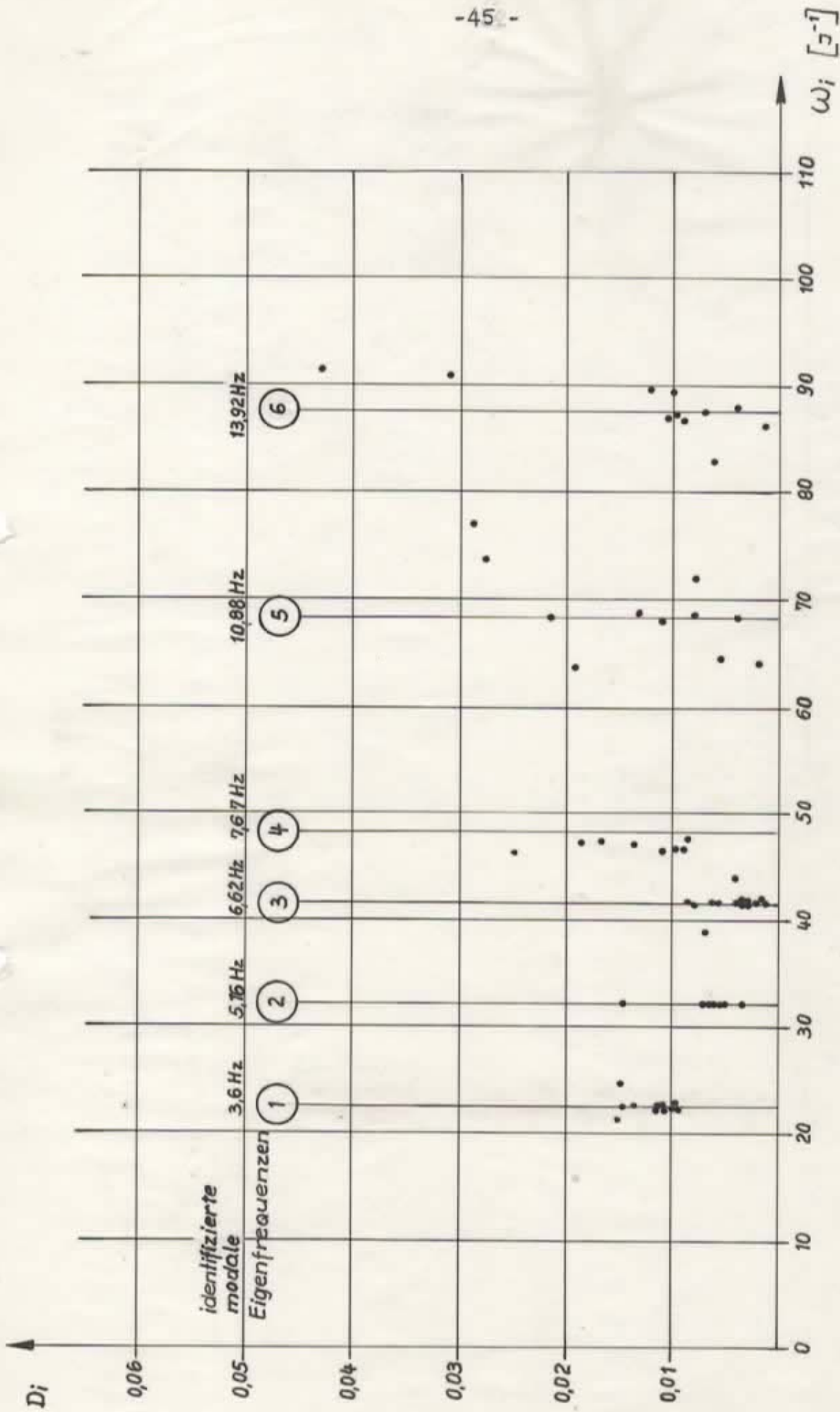


Bild 24: Kritische Dämpfung in Abhängigkeit von den modalen Eigenfrequenzen der Meßstellen 3S

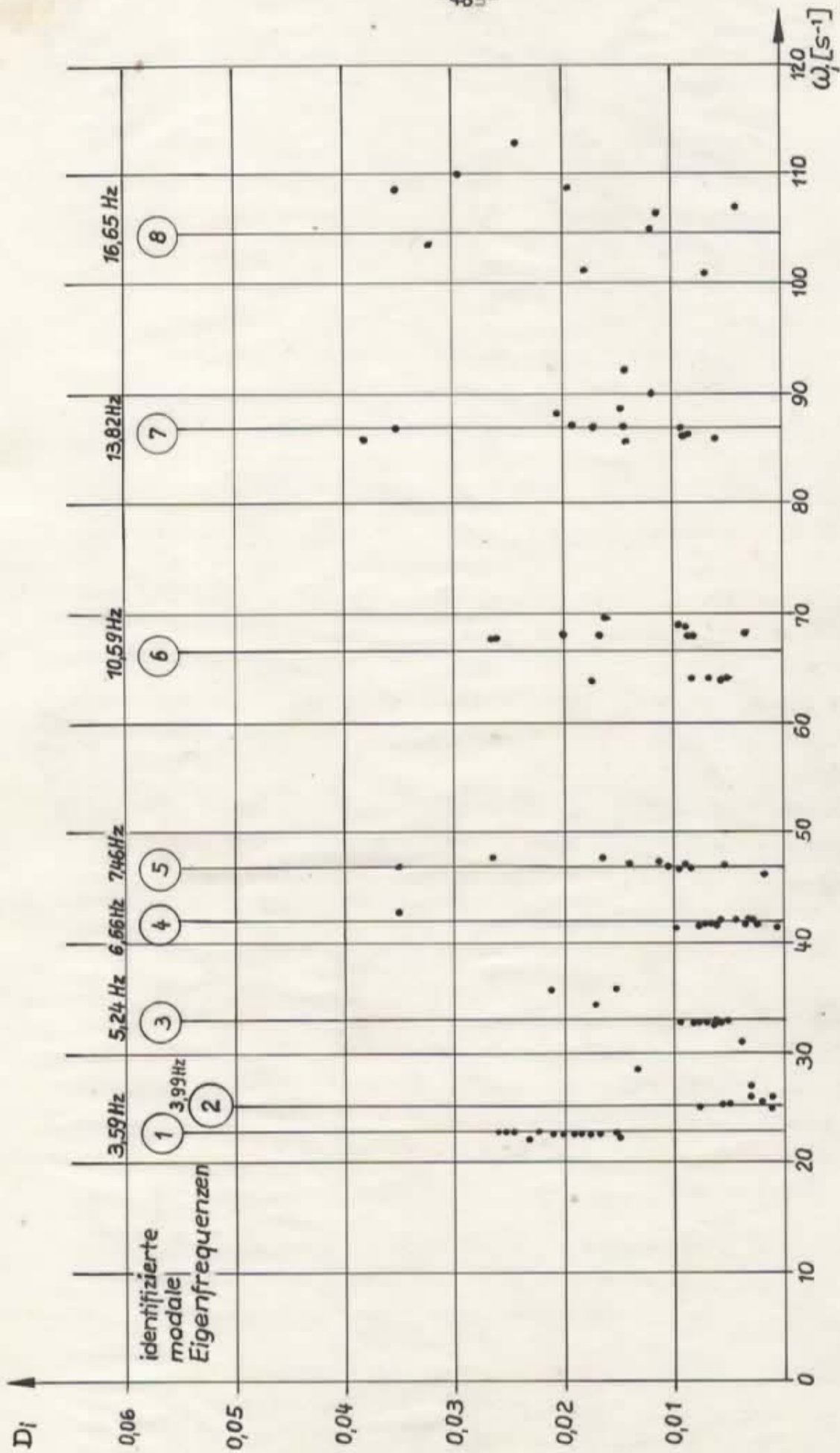


Bild 25: Kritische Dämpfung in Abhängigkeit von den modalen Eigenfrequenzen der Meßstellen 4 S

5. Kritische Diskussion des verwendeten dreidimensionalen FEM-Modells

Mit dem verwendeten FEM-Modell ist es möglich, das Schwingungsverhalten des Schiffskörpers in Kopplung mit Ladungsdecks und Doppelboden in Näherung zu berechnen. Diese Aussage beruht im wesentlichen auf dem direkten Vergleich der berechneten und gemessenen Amplituden-Frequenzgänge.

Da die Genauigkeit der Zwangsschwingungsrechnung bei der modalen Überlagerung entscheidend von der verwendeten Eigenlösung abhängt, kann davon ausgegangen werden, daß das verwendete Modell geeignet ist, die propellererregten Schwingungen vorauszuberechnen.

Der direkte Vergleich der Eigenschwingungslösungen des Modells mit den auf der Grundlage der Modalanalyse bestimmten Modalfrequenzen und Eigenformen ist nicht abschließend gelungen, insbesondere im höherfrequenten Bereich. Dabei muß jedoch berücksichtigt werden, daß die Anwendung der Modalanalyse auf Systeme mit vielen Freiheitsgraden grundsätzlich schwierig ist und noch keine Erfahrungen für die Versuchsplanung, Messung und Auswertung bei Anwendung dieser Methode vorlagen. Deshalb sollten vorhandene Abweichungen zwischen dem berechneten Eigenschwingungsverhalten und den mit der Modalanalyse bestimmten Schwingformen und Frequenzen noch keineswegs als Berechnungsfehler gewertet werden.

Insgesamt zeigen jedoch die Berechnungen, daß die FEM-Lösung für den Schiffskörper zu hohe Eigenfrequenzen erbringt. Dieses ist insbesondere erkennbar im Frequenzbereich der vertikalen Schiffskörperschwingungen in den unteren Schwingungsgraden. Aus vergleichenden Untersuchungen können folgende Ursachen für dieses zu steife Verhalten genannt werden:

- Zu steife Modellierung des Doppelbodens durch Zusammenfassung der Bodenwrangen an den Netzebenen und gleichzeitiger Verwendung von Schalenelementen
- Um eine drehelastische Einspannung der Decks an der Schiffskörperbordwand zu realisieren, wurden Schalenelemente verwendet. Die Schalenelemente erweisen sich auf Grund der Ansatzfunktionen als zu steif, wie durchgeführte Vergleichs-

rechnungen an Kastenträgern unter Verwendung von Schalenelementen (Typ 6) und Scheibenelementen (Typ 3) zeigten.

- Behinderung der Querfreiheitsgrade zur Verringerung der Freiheitsgrade
- Durch Verschiebung längslaufender Verbände in die Netzebenen entstehen in den Gurtungen fiktive Längsverbände, die in der Realität nicht vorhanden sind. Dieses trifft besonders zu für Wände im Aufbau, im Doppelhüllenbereich und im Schornsteinbereich.
- Eine zu steife Modellierung der stahlschiffbaulichen Konstruktionen, besonders im Bereich der Gurtung des Schiffskörperkastenträgers und im Aufbau. Vernachlässigung von Unsymmetrien durch Decksöffnungen bewirken eine zu steife Modellierung für die Gurtung.

Zusätzlich wirkt sich die geringere hydrodynamische Masse für das FEM-Modell nach der Singularitätenmethode bei diesem Objekt gegenüber der Berechnung nach LEWIS-Spanten frequenzerhöhend aus.

Die Vergleiche für Oberdeck und 2. Deck bestätigen im wesentlichen die gewählte Modellierung auf der Grundlage orthotroper Plattenelemente, für die Deckskonstruktion bestehend aus Querrahmen in Verbindung mit Längsversteifungen und Balkenelementen für die Unterzüge.

Es muß bei Vergleichen mit Meßergebnissen jedoch berücksichtigt werden, daß sich durch die vernachlässigten Unsymmetrien für die Lifts in den gestörten Bereichen sich zwangsläufig Abweichungen gegenüber den Messungen ergeben müssen. Für den Doppelboden zeigt ein Vergleich der gemessenen und gerechneten Schwingform eine zu steife Modellierung. Es entstehen bei den Berechnungen kaum Überhöhungen gegenüber den Schiffskörperschwingungen, während solche bei den Messungen deutlich auftreten.

Die Vergleiche bestätigen das verwendete dreidimensionale FEM-Modell. Die vorhandenen Abweichungen sind Ausgangspunkt für eine Verbesserung der Modellfindung, um künftige Berechnungen mit höherer Berechnungsgenauigkeit durchführen zu können.

6. Aussagekraft der durchgeführten Schwingungsmessungen mit Erregermaschine und bei Schiffsbetrieb und Diskussion der Meßmethodik

Auf dem Objekt Ro 15 erfolgte erstmalig im Industriezweig Schiffbau ein Einsatz der neuen servohydraulischen Erregeranlage des VEB Kombinat Schiffbau zur experimentellen Schwingungsuntersuchung auf Schiffen. Deshalb war für die Versuchsplanung entscheidend sowohl die Schwingungsuntersuchung des Objektes Ro 15 als auch die Erprobung des Erregers und Sammlung von Erfahrungen für die Durchführung von Schwingungsmessungen an der Großausführung.

Seit Jahren werden im VEB Kombinat Schiffbau für die Erzeugung definierter Erregerkräfte kleine Unwuchterreger auf Schiffen eingesetzt. Wegen der Größe der Erregerkräfte beschränkte sich die Anwendung in der Regel auf lokalere Strukturen. Für die Untersuchung der Schiffskörperschwingungen in Kopplung mit den verschiedensten lokalen Strukturen sind größere Erregerkräfte erforderlich, die auf der Grundlage des Unwuchtprinzips besonders bei kleinen Erregerfrequenzen bisher nicht erzeugt werden konnten. Deshalb wurde mit hohem technischem Aufwand ein elektroservohydraulischer Schwingungserreger für die Erregung der globalen Schwingungen des Schiffes in der Abteilung Schiffbaumechanik des KSR aufgebaut. Dazu wurde unter Verwendung der elektroservohydraulischen Prüftechnik eine mobile Anlage konzipiert und zusammengestellt, bestehend aus einem Transportrahmen, der Hydraulikaggregat, Meß- und Steuerschrank und Hydraulikzylinder enthält. Der 63 kN Erreger mit  $\pm 100$  mm Hub beschleunigt 800 kg Masse und schafft so die Möglichkeit einer Schwingungserregung ohne Festpunkt.

Der Hydraulikzylinder wird an Bord auf einem Hilfsfundament befestigt und die effektiv in den Schiffskörper eingeleitete Erregerkraft mit einer Kraftmeßdose gemessen. Dieser Schwingungserreger gibt auch für die Zukunft die Möglichkeit, moderne dynamische Untersuchungsmethoden auf Schiffen anzuwenden.

Messungen zur Bestimmung der modalen Eigenschaften können nur unter Verwendung leistungsfähiger Erregeranlagen erfolgen und sind zwingend erforderlich zur Weiterentwicklung und kritischen Überprüfung von Berechnungsverfahren.

Besonders im Frequenzbereich der propellererregten Schwingungen, der gekennzeichnet ist durch gekoppelte Schwingungen des Schiffskörperbalkens mit lokaleren Strukturen, treten relativ häufig folgenschwere Fehleinschätzungen des zu erwartenden Schwingungsverhaltens auf. Dieses ist besonders auf dem begrenzten Wissensstand auf den Gebieten der Modellfindung, Modellberechnung und Interpretation der Ergebnisse zurückzuführen. Ganz wesentlich wirkt sich die Schwierigkeit aus, die Berechnungsergebnisse umfassend zu überprüfen und so Schlußfolgerungen für die theoretische Modellfindung ziehen zu können. Unsicherheiten bei der Modellfindung treten sowohl bei der Strukturfestlegung als auch bei der Parameterfindung auf. Dabei bezieht sich die Struktur auf Fragen des Berechnungsmodells, z. B. Balkenmodell oder räumliches FEM-Modell für vertikale Schiffskörperschwingungen.

Die durchgeführten Messungen auf Ro 15

- Schwingungsmessung mit Erregermaschine auf flachem Wasser /1/
- Schwingungsmessung mit Erregermaschine auf tiefem Wasser /3/
- Schwingungsmessung bei Schiffsbetrieb /4/

sollten Aussagen zu folgenden Fragestellungen ermöglichen:

- inwieweit sind Meßergebnisse, die bei Erregermessung im Werfthafen auf flachem Wasser gewonnen werden, auf den Schiffsbetrieb bei tiefem Wasser übertragbar?

- sind Erregermessungen bei tiefem Wasser geeignet zur Bestimmung der modalen Eigenschaften des Schiffes bei ruhender Hauptmaschine?
- Überprüfung der Treffsicherheit von Berechnungsverfahren zur Vorausberechnung der Schwingungseigenschaften auf der Grundlage dreidimensionaler FEM-Modelle (FEM-Berechnung für Ro 15 /5/).

Die Durchführung der Erregermessung auf flachem Wasser in der Ausrüstungszeit des Schiffes hätte wegen des geringeren Aufwandes und der früher erhaltenen Informationen zum Schwingungsverhalten des Objektes gegenüber einer Messung während der Probefahrt auf tiefem Wasser für die Werft entscheidende Vorteile. Deshalb sollte durch direkten Vergleich der erhaltenen Meßergebnisse auf flachem und tiefem Wasser Aussagen über die Bedeutung der Wassertiefe auf das Schwingungsverhalten des Schiffkörpers und anderer schiffbaulicher Konstruktionen geschlossen werden. Erschwert werden diese Aussagen durch folgende Probleme:

- Unterschiedlicher Stand der Ausrüstung des Schiffes, des Ladezustandes, der Tankfüllungen und der Tiefgänge, was jedoch während des Rohbauzustandes nicht zu verändern war.
- Verschiedene Meß- und Registriersysteme bei der Schwingungsmessung sowie unterschiedliches Auswerteverfahren.

Die Schwingungsmessung auf flachem Wasser wurde mit analoger Technik registriert und ausgehend von Lichtschrieben ausgewertet. Bei der Bestimmung der Erregerkraft mußte derzeit von theoretischen Kennkurven des Hydraulikzylinders ausgegangen werden. Bei der Erregermessung auf tiefem Wasser wurde die Übertragungsfunktion unter Verwendung der Spektren des Erregersignals und des Meßsignals auf digitaler Grundlage bestimmt. Die Bestimmung der Erregerkraft erfolgte ausgehend von den Meßsignalen einer zwischen Erreger und Schiffkörper angeordneten Kraftmeßdose.

Ein Vergleich der mit beiden Meß- und Auswertesystemen erhaltenen Übertragungsfunktionen läßt keine große systematische Abweichung erkennen. Dieses wird besonders bestätigt im oberen Frequenzbereich für die unmittelbar neben dem Erreger angeordnete Meßstelle 2.12 (flaches Wasser) und 4S2 (tiefes Wasser), Bild 26.

Ausgehend von den Meßberichten erfolgte ein Vergleich der gemessenen Übertragungsfunktionen an Meßpunkten des Schiffskörpers, der Decks und des Doppelbodens. Die Ergebnisse zeigen, daß im Frequenzbereich bis ca. 10 Hz sich ein vollständig unterschiedliches Frequenzspektrum ergibt. Dabei bleibt das Vibrationsniveau außerhalb der Resonanzen von gleicher Größenordnung. Dieses Ergebnis erklärt sich aus den entscheidenden Einfluß der hydrodynamischen Massen für die Schiffskörperschwingungen in den unteren Graden (Balkenschwingungen) und in den höheren Graden, die gekennzeichnet sind durch eine enge Kopplung mit den Schwingungen der Ladungsdecks und des Doppelbodens. Dabei ist dieser Einfluß mit der Frequenz noch zunehmend (vgl. Tabelle 2).

Offensichtlich können die Eigenfrequenzen der Schiffskörperschwingungen, die auf flachem Wasser gemessen wurden, wegen der großen Abweichungen nicht direkt verwendet werden. Inwieweit eine Übertragung auf tiefem Wasser in Verbindung mit Berechnungsverfahren für vertikale Schiffskörperschwingungen unter Berücksichtigung des Flachwassereinflusses (hydrodynamische FEM) für die hydrodynamischen Massen möglich ist, konnte noch nicht abschließend geklärt werden und wird erschwert durch den undefinierten Bau- und Ladezustand bei Rohbaumessungen.

Im Frequenzbereich der Schiffskörperschwingungen in Kopplung mit Ladungsdecks und Aufbauten wirkt sich die zentrale Anordnung des Erregers auf den Schiffskörper nachteilig für die Untersuchung der großen lokalen Strukturen (Decks, Doppelboden) aus. Die Anregung der Decks durch eine Weg-erregung über den Schiffskörper bewirkt einen starken Flachwassereinfluß auch in den Decks, durch die Kopplung der Schwingungssysteme.

Es ist vorstellbar, daß bei direkter Krafterregung in Ladungsdecks besser verwendbare Ergebnisse für diese lokalen Strukturen auf Flachwasser gewonnen werden können.

Deshalb muß festgestellt werden, daß Erregermessungen auf flachem Wasser zur Untersuchung der gekoppelten Schwingung des Schiffskörpers mit Ladungsdecks und Doppelboden aus jetziger Sicht keine gesicherten Schlüsse auf das Schwingungsverhalten auf tiefem Wasser zulassen. Diese Aussage trifft sowohl zu für die Lage der Resonanzkurven als auch für die Größenordnung der Resonanzamplituden im Schiffskörper (vgl. Bild 27). Aus dem Bild ist zu ersehen, daß die Schiffskörperschwingungen auf flachem Wasser erheblich stärker gedämpft werden. Bei Vorausberechnung der Schwingungsamplituden für den Schiffsbetrieb, ausgehend von den gemessenen bezogenen Schwingungsamplituden auf flachem Wasser, führt besonders im Frequenzbereich bis zu 10 Hz auf erheblich zu kleine Schwingungsamplituden.

Lokale Resonanzen in Decksbereichen werden durch den Flachwassereinfluß wenig verändert. In Bild 28 sind dargestellt die gemessenen Übertragungsfunktionen für den Meßpunkt Heck, MS auf Oberdeck. Die Lage der Resonanzfrequenz für diese nur direkt am Heck ausgeprägte Resonanz von 13,8 Hz ist ebenfalls auf flachem Wasser eindeutig nachweisbar. Deshalb kann festgestellt werden, daß die Untersuchung lokaler Strukturen wie Ladungsdecks bzw. noch kleinere schiffbauliche Konstruktionen bei direkter Krafterregung mit Erregermaschine auf flachem Wasser sowohl für eine Einschätzung im Rohbauzustand als auch für Vergleiche mit Berechnungsergebnissen sinnvoll sind.

Zur Veranschaulichung der großen Abweichungen der Erregermessung auf flachem und tiefem Wasser werden zusätzlich die gemessenen Übertragungsfunktionen für vier im Hauptspantbereich gelegene Meßstellen zur Charakterisierung von Schiffskörper, Oberdeck, 2. Deck und Doppelboden angegeben (vgl. Bild 29 - 32).

Bild 26: Vergleich der Amplituden, Erregermessungen  
(2. Deck, MS, 12 v )

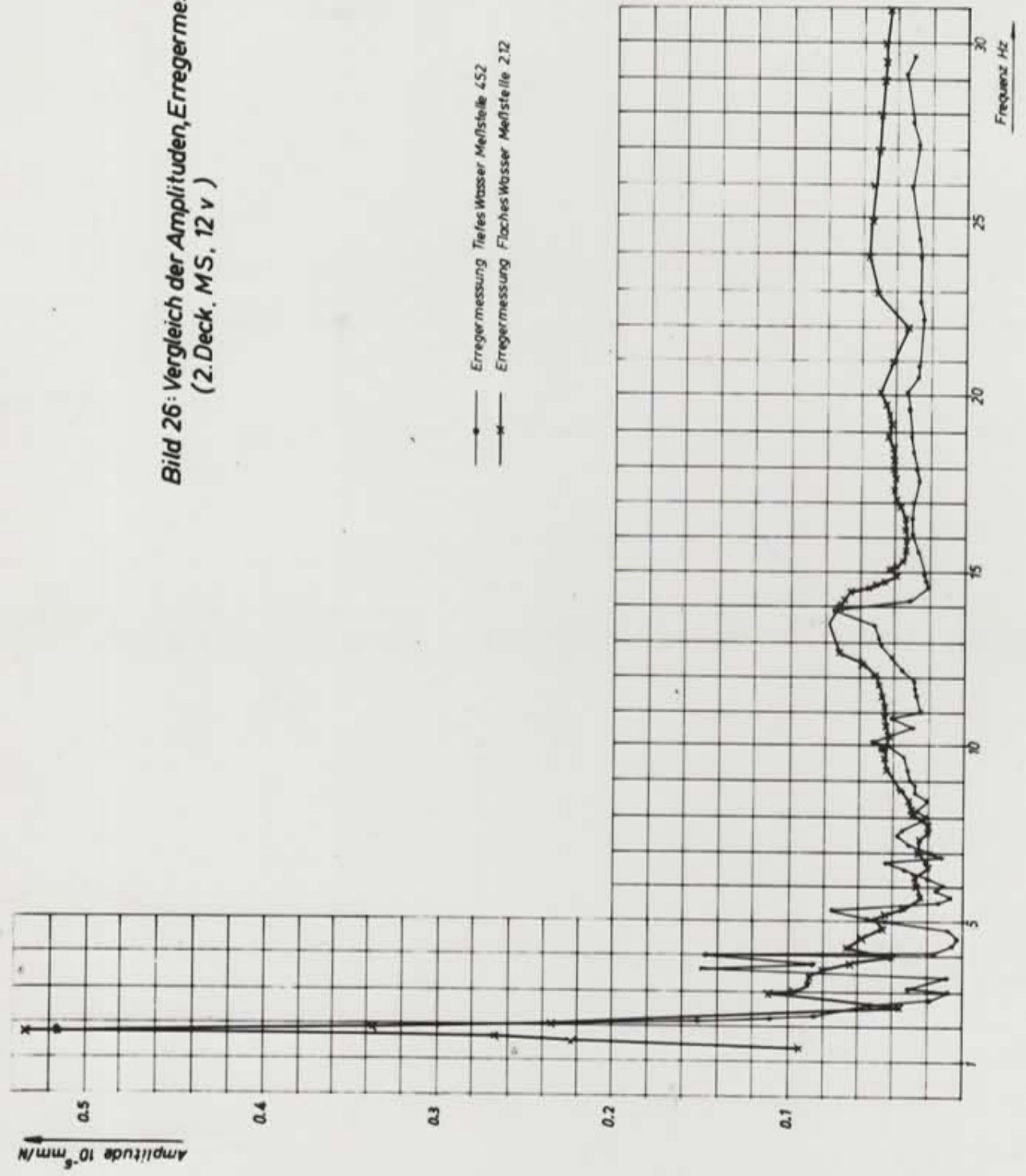




Bild 28: Vergleich der Amplituden Erreger-  
messungen (Oberdeck, MS, Spant 9 v)

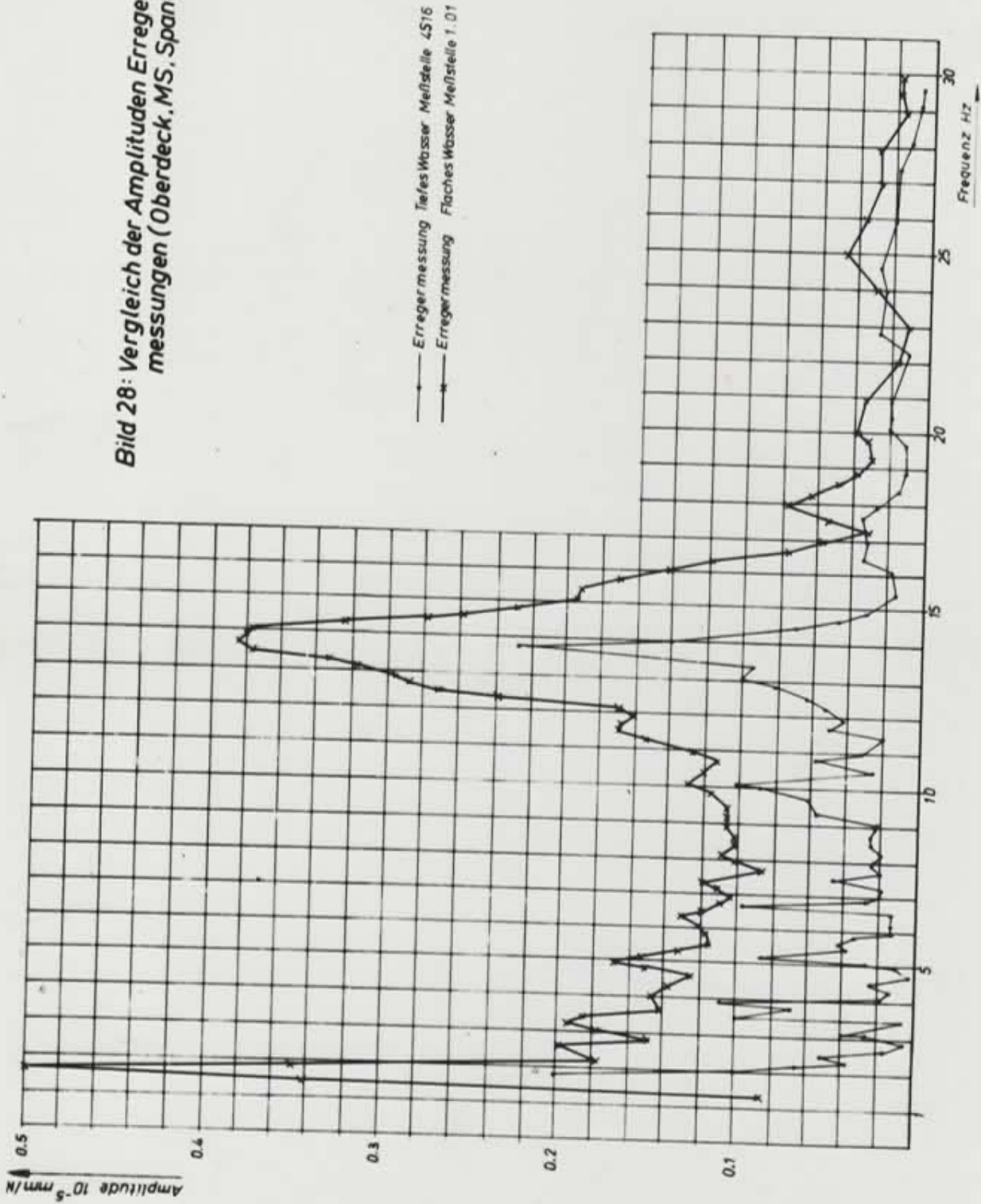
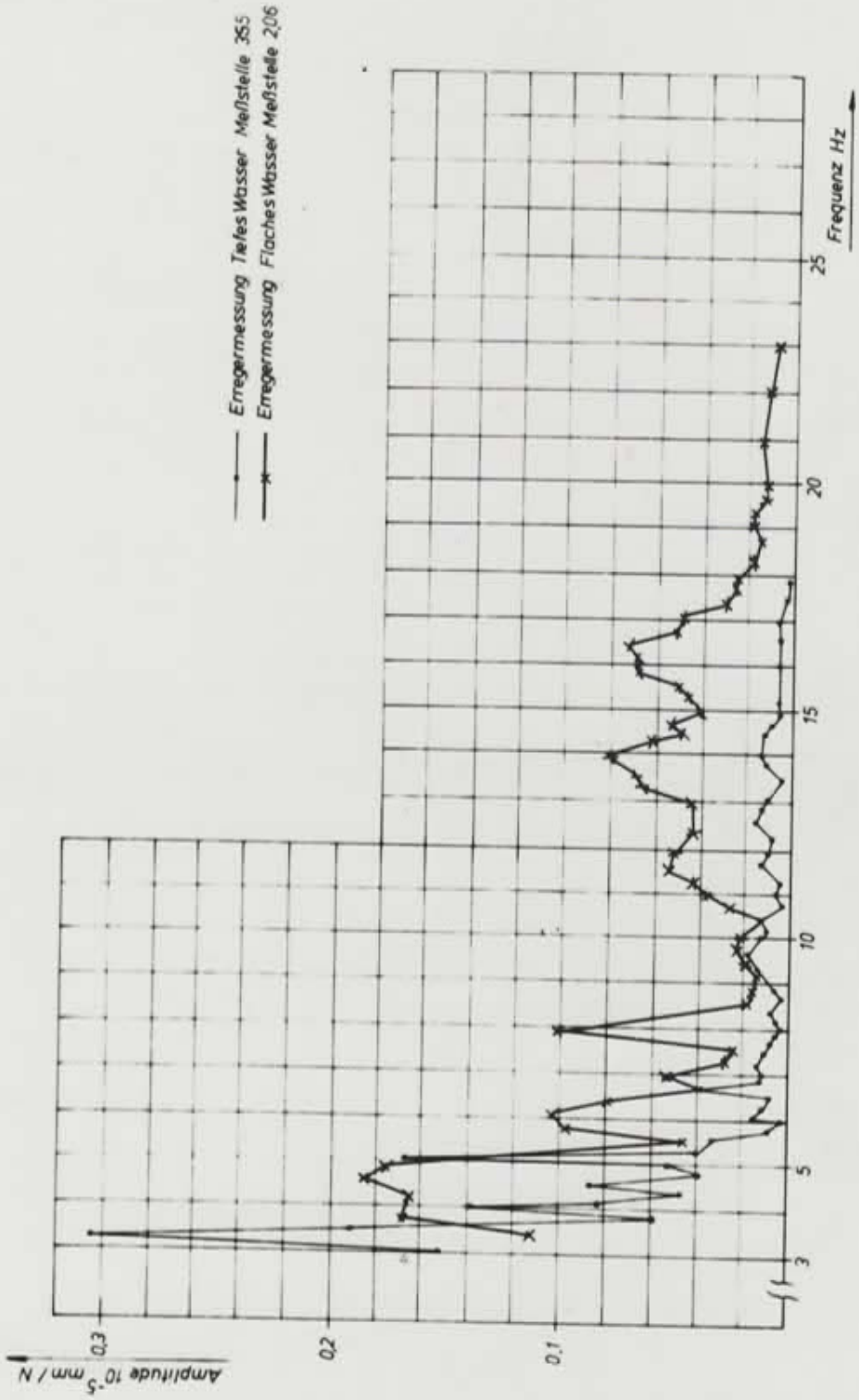


Bild 29: Vergleich der Amplituden Erregermessungen  
(Schiffskörper, Spant 80)



**Bild 30: Vergleich der Amplituden Erregermessungen  
(Oberdeck, MS, Spant 80 v)**

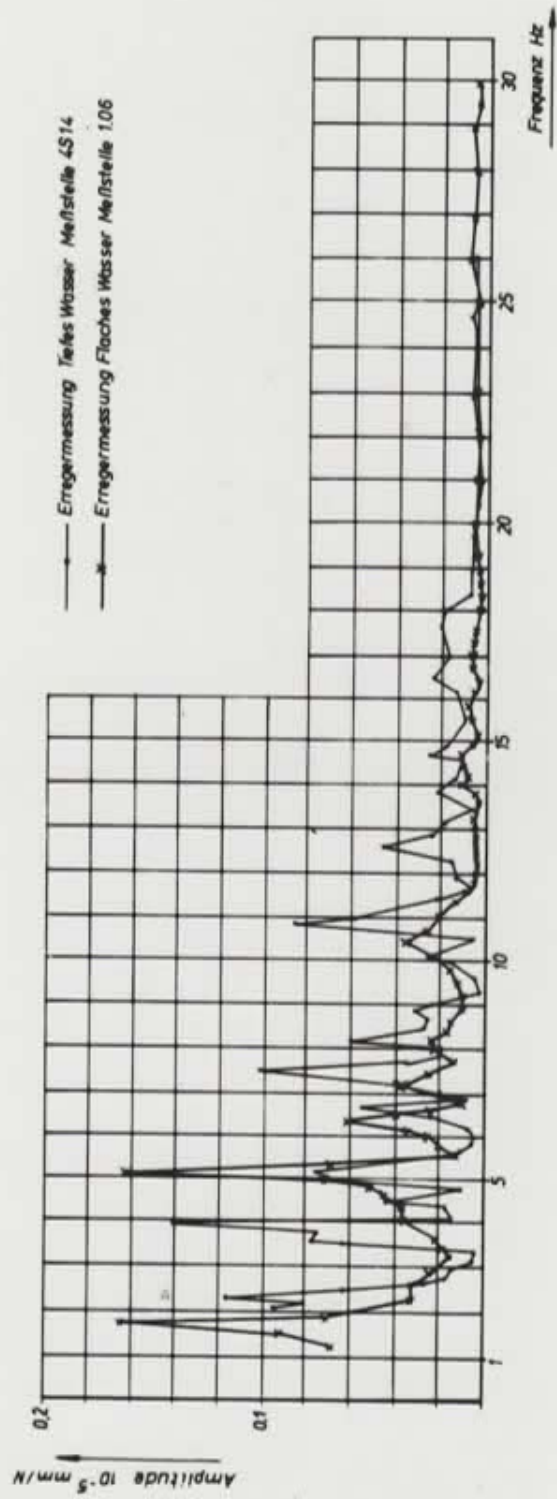


Bild 31: Vergleich der Amplituden Erregermessungen  
(2. Deck, MS, Spant 80 v)

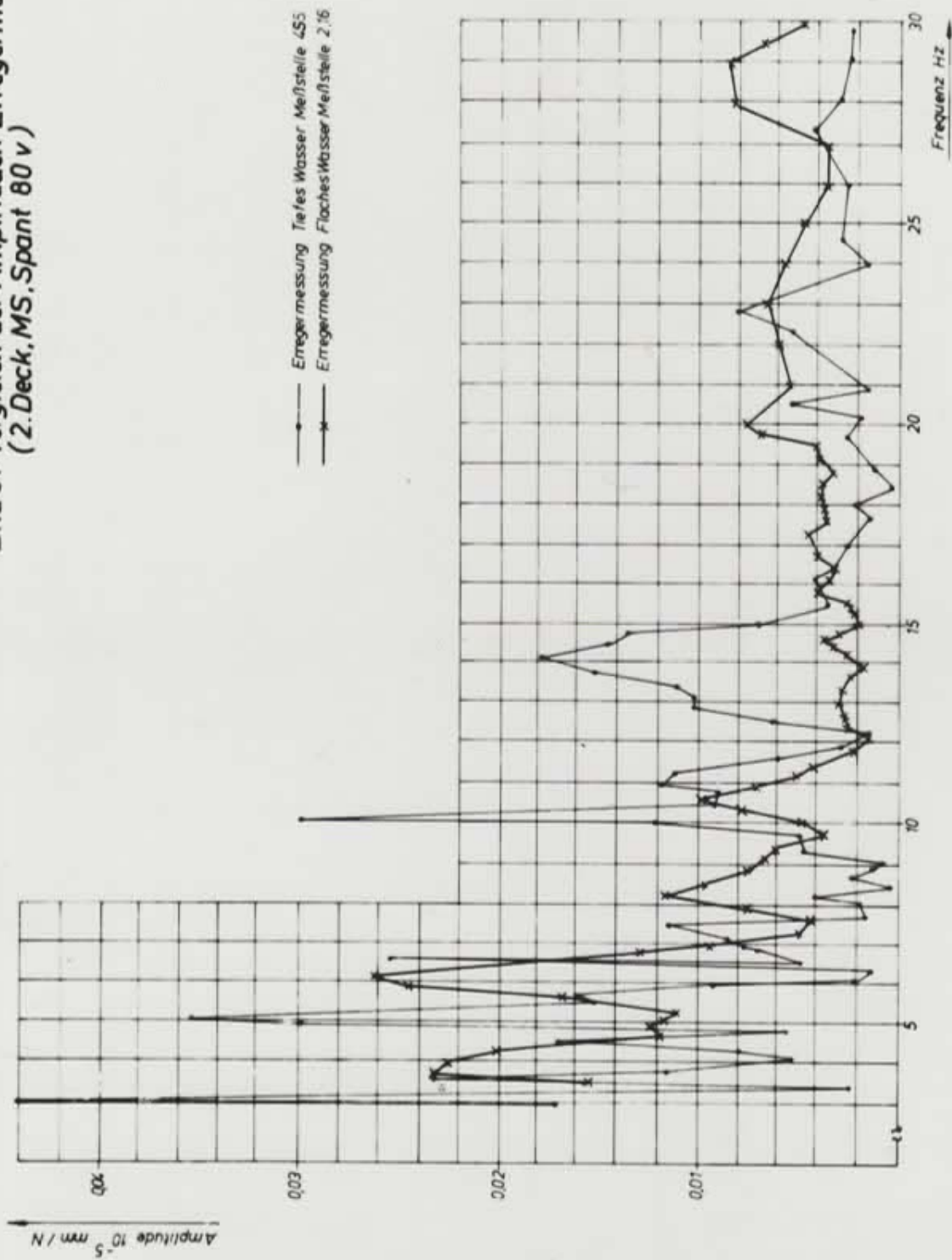
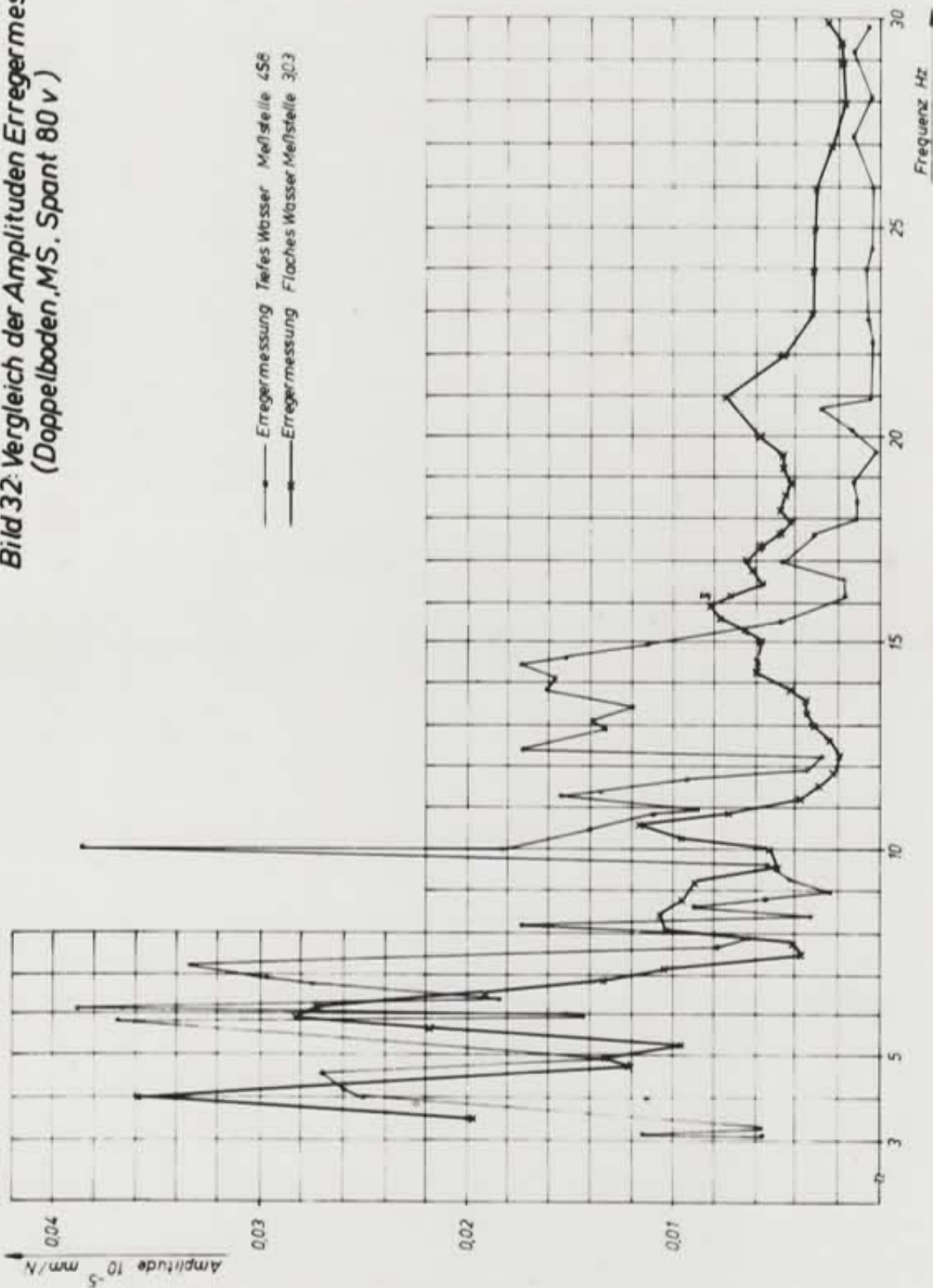


Bild 32: Vergleich der Amplituden Erregermessungen  
(Doppelboden, MS, Spant 80 v)



In Kenntnis dieser Ergebnisse wurde für das Trailerschiff der VEB Neptunwerft TRS 161 auf die Durchführung einer Erregermessung auf flachem Wasser verzichtet, da die großen Unsicherheiten bei der Übertragung der Flachwasserergebnisse auf den Schiffsbetrieb eine kostenaufwendige Erregermessung nicht rechtfertigt. Deshalb wird auf diesem Objekt die Erregermessung nur auf tiefem Wasser durchgeführt.

Ein Vergleich der erhaltenen Übertragungsfunktionen bei Erregermessung auf tiefem Wasser mit den Probefahrtsmeßergebnissen zeigt die großen Vorteile einer Messung bei definierter Erregung ohne Störeinflüsse zur Bestimmung der modalen Eigenschaften des Schiffes.

Die bisher notwendigen Hochfahrvorgänge der Hauptmaschine zur Anregung des Schiffes bei unterschiedlichen Erregerfrequenzen ist kostenaufwendig wegen der benötigten Meßzeiten bei laufender Hauptmaschine. Bisher wurde bei der Erprobung die Hauptmaschine in Stufen von 1 Umdrehung hochgefahren, was in der Regel allein für einen Hochfahrvorgang 2 - 3 Stunden Meßzeit und damit zusätzliche Probefahrtszeit und Treibstoffverbrauch bedeutet.

Zusätzlich ergab sich eine geringere Aussagekraft der Ergebnisse wegen der Unsicherheiten bei der Zuordnung der vorhandenen Erregungen.

In vielen Frequenzbereichen erfolgt keine Anregung des Schiffes durch die natürlichen Erreger Hauptmaschine und Propeller mit ausreichend großen Erregerwerten, so daß man häufig nur für in der Nähe der Betriebsdrehzahlen, bei denen große Erregungen vorliegen, Aussagen treffen kann. Dieses erweist sich für Vergleiche mit Berechnungsergebnissen nachteilig. Die bei Schiffsbetrieb aus den Ergebnissen der Ordnungsanalyse bestimmten Resonanzfrequenzen des Schiffkörpers werden durch die Erregermessung genau bestätigt (siehe Tabelle 1).

Eine wichtige Erfahrung der Messungen auf Ro 15 ist, daß es möglich wird, durch den leistungsfähigen Erreger mit großen Kräften die an Bord vorhandenen Erregungen zu simulieren und damit für globale Schwingungsmessungen den gesamten Erprobungsablauf zu rationalisieren. Unter Verwendung des Erregers kann das Schwingungsverhalten mit höherer Qualität wegen der definierten Erregung bei stehender Hauptmaschine während der ohnehin bei Probefahrten vorhandenen Wartezeiten bestimmt werden. Lediglich die Messungen der Schwingungseigenschaften des Schiffes bei Nenndrehzahl erfolgt dann bei laufender Hauptmaschine während der Regimefahrt im Zusammenhang mit der Ablieferung der Hauptmaschine.

Die auf der Grundlage der Modalanalyse durchgeführte Schwingungsauswertung kann noch nicht voll befriedigen. Im unteren Frequenzbereich gelingt mit dieser Methode eine vollständig rechnergestützte Auswertung ausgehend von den Übertragungsfunktionen bis hin zu den Modalformen und Frequenzen. Im höheren Frequenzbereich wurden Ergebnisse erhalten, die in ihrer Genauigkeit auch im Vergleich zu den Berechnungsergebnissen nicht vollständig interpretiert werden konnten. Inwieweit dieses auf die Kompliziertheit des Schwingungsproblems oder auf die begrenzte Leistungsfähigkeit des eingesetzten Berechnungsprogramms MODAN /6/ zurückzuführen ist, bedarf weiterer Untersuchungen. Davon unabhängig wurden erste Erfahrungen dieser modernen auch im internationalen Schiffbau zunehmend angewendeten Auswertemethode gesammelt.

7. Literaturverzeichnis

- /1/ EP-Mitteilung Nr. 007/1982  
F/E-Thema: Propellererregte Schwingungen III  
Bericht zu den experimentellen Schwingungsunter-  
suchungen auf dem Ro-Ro-Schiff, Bau-Nr. 150, im  
Rohbauzustand bei künstlicher Erregung durch einen  
servohydraulischen Großerreger
- /2/ Berechnung vertikale Schiffskörperschwingungen  
MTW, Abt. EPB
- /3/ Meßbericht 577-1B/82  
Schwingungsmessungen an Schiffskonstruktionen auf  
Ro-Ro 150, VEB Mathias-Thesen-Werft Wismar  
Erregermessung auf tiefem Wasser mit der servo-  
hydraulischen Erregeranlage ESH 63 des KSR  
VEB Kombinat Schiffbau Rostock, 1982
- /4/ Meßbericht 577-1A/82  
Schwingungsmessungen an Schiffskonstruktionen bei  
Schiffsbetrieb auf Ro-Ro 150, VEB Mathias-Thesen-  
Werft Wismar  
VEB Kombinat Schiffbau Rostock, 1982
- /5/ Berechnung der propellererregten Schwingungen des  
Schiffskörpers in Kopplung mit den Schwingungen  
der Ladungsdecks, des Doppelbodens und der Auf-  
bauten für Ro 15 des VEB Mathias-Thesen-Werft Wismar  
VEB Kombinat Schiffbau Rostock, 1982
- /6/ Programminformation MODAN  
VEB Mikromat Dresden
- /7/ ISSC 1982