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

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

Bericht 7: Überprüfung von Schwingungsberechnungen für Schiffskonstruktionen durch Schwingungsmessungen auf Schiffen und Auswertung mit der Modalanalyse

Name und Anschrift der F/E-Stelle:

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

Für die Gesamtarbeit verantwortlicher wiss.-techn. Bearbeiter:	Dr. Schmitz
Verantwortlicher Bearbeiter:	Dr. Schmitz
Beginn der Arbeit:	3/83
Abschluß der Arbeit:	12/83
Der Bericht besteht aus:	31 Seiten
Anzahl der angefertigten Exemplare:	
Nummer dieses Exemplares:	

Dallach

Dr. Dallach
Hauptabteilungsleiter EB

Schmitz.

Dr. Schmitz
Verantw. wiss.-techn. Bearbeiter

1. Einführung

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 Voraussetzung 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.
Die folgenden wesentlichen Meßaufgaben bestimmen in der jüngsten Zeit die Zielrichtung der experimentellen Schwingungsuntersuchungen /1/

- Erkennen von Schwachstellen schwingender mechanischer Systeme unter Verwendung der gemessenen Eigenfrequenzen, Eigenformen und Dämpfungen. Die Bestimmung dieser Systemeigenschaften wird als Modalanalyse bezeichnet.
- Identifikation der Systemparameter
  Dadurch wird der Zusammenhang zwischen der rein analytischen und rein experimentellen Behandlung eines Schwingungsproblems hergestellt und die Simulation von Parameterveränderungen ermöglicht.

Für beide Meßaufgaben existieren schon länger analoge Meßverfahren, aber erst mit der Einführung digitaler Schwingungsmeßsysteme ist die Lösung mit angemessenem zeitlichem Aufwand möglich.
Sowohl die Modalanalyse als auch die Parameteridentifikation finden in der Literatur der letzten Jahre erhebliche Aufmerksamkeit. Es zeigt sicht, daß die Parameteridentifikation auf der Modalanalyse aufbaut.
Die wachsende Anwendung der Modalanalyse ergibt sich aus der Möglichkeit, das dynamische Verhalten einer Konstruktion unter allen Gesichtspunkten zu analysieren und Serienprodukte mit erheblicher Materialeinsparung zu entwickeln.
Durch die Anwendung der Modalanalyse gelingt
- eine Verkürzung der Erprobung
- eine Verringerung des Serienrisikos für den Betrieb von Maschinen und Anlagen
- eine Verbesserung der qualitätsbestimmenden Kenngrößen von Maschinen und Anlagen
- eine gesicherte Bewertung von Erzeugnissen.

Eine wachsende Anwendung der Modalanalyse zur strukturdynamischen Untersuchung von Konstruktionen ist als internationale Entwicklungstendenz klar erkennbar.
In den letzten Jahren wurden schlüsselfertige Modalanalysesysteme (Hard- und Software für Meß- und Rechentechnik) u.a. von folgenden Firmen entwickelt und angeboten:

- Hewlett-Packard
- Brüel & Kjaer
- Solartron
- Johne + Reilhofer

Im folgenden Bericht sollen die Grundlagen der Modalanalyse kurz dargestellt und die Möglichkeiten der Anwendung dieser Methode zur Schwingungsuntersuchung von Schiffskonstruktionen diskutiert werden.

2. Experimentelle Überprüfung von Schwingungsberechnung für Schiffskonstruktionen

Für die wichtigsten schiffbaulichen Konstruktionen werden Schwingungsberechnungen durchgeführt. Dieses bezieht sich besonders auf Schiffskörperaufbauten 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 Zwangsschwingungsverhaltens werden verschiedene numerische Verfahren angewendet, in den letzten Jahren zunehmend die Methode der Finiten Elemente. /2/
Besonders im Frequenzbereich der propellererregten Schwingungen, der gekennzeichnet ist durch gekoppelte Schwingungen des Schiffskörperbalkens mit lokalen 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. Erinnert sei an die Probleme bei solchen Berechnungen, wenn die berechneten Frequenzen höher als die gemessenen sind. Eine

Veränderung der Steifigkeit bzw. der hydrodynamischen Masse kann die Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung erbringen, welche Parameter jedoch physikalisch begründet verändert werden müssen, kann aus den Meßergebnissen in der Regel nicht erkannt werden. Für Zwangsschwingungsberechnungen kommen noch Dämpfungsgrößen und Erregungen als unsichere Parameter hinzu.
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 beieinanderliegen 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 unsere Fragestellung 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.

3. Modaler Vibrationstest

Entscheidend für die Versuchsplanung von modalen Vibrationstesten ist das Wirkprinzip des zur Verfügung stehenden Schwingungserregers und das Meß- und Auswertesystem. Bei Erregermessungen erfolgt die Schwingungserregung mit unterschiedlichen Signalen und mit Beschleunigungsaufnehmern wird der Amplitudenfrequenzgang der Meßpunkte aufgenommen. Die Meßpunkte werden dabei auf der Konstruktion verteilt, um Informationen über die vorhandene Schwingform zu erhalten.
Für die Durchführung von modalen Vibrationstesten steht das im KSR entwickelte Meß- und Auswertesystem auf der Grundlage der Magnetbandtechnik zur Verfügung. /3/ Es gestattet in den verschiedenen Ausbaustufen die Messung und Registrierung von bis zu 32 synchronen Kanälen. Ausgehend von den digitalisierten Meßwerten, die auf dem Großrechner ES 1040 zur Verfügung stehen, ist es möglich, auf der Grundlage der FFT eine Frequenzanalyse bzw. andere Systemkennfunktionen zu bestimmen. Insbesondere kann die Übertragungsfunktion im Frequenzbereich gemessen werden, mit der lineare Systeme mit zeitinvarianten Parametern gut beschrieben werden können.
Seit Jahren werden im VEB Kombinat Schiffbau für die Erzeugung definierter Erregerkräfte kleine Unwuchterreger auf Schiffen eingesetzt. Wegen der Möglichkeiten einer freien Wahl des

Erregersignals und großer Erregerkräfte wurde mit hohem technischen 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 ± 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. Zusätzlich ist eine Anwendung des Schwingungserregers im frühen Bauzustand möglich, um vor Fertigstellung des Schiffes die Schwingungseigenschaften zu erproben.

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 $3\pi/2$ beträgt, 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.

Es werden zwei Verfahren der Modalanalyse unterschieden:

- Die Eigenformmethode (Normal mode method)
- Übertragungsfunktionsmethode (Tranfer function method).

Die Normalmodemethode ist das ältere Verfahren und wird seit 20 Jahren in der Luft- und Raumfahrttechnik verwendet. Die Hauptidee dieses Verfahrens ist, die Eigenformen einer Konstruktion einzeln zu erregen und geht auf Asher zurück (1958). Von Hallauer /4/ wurde das Verfahren weiterentwickelt in Verbindung mit der entstandenen Digitaltechnik. In der Regel werden bei diesem Verfahren mehrere Erreger angesetzt, dabei wird Amplitude, Phase und Kraftangriffspunkt der Erreger den zu erwartenden Schwingformen angepaßt. Nach Messung einer Schwingform mit Frequenz werden die Erreger simultan abgeschaltet und die Dämpfung der Schwingform beim Ausschwingvorgang gemessen. Diese auch als Multishakerverfahren bezeichneten Methoden sind experimentell sehr aufwendig und auch nur mit elektrodynamischen Erregern im Labor verwendbar. Besonders bei einem engen Frequenzspektrum wird das Verfahren zunehmend nicht mehr anwendbar. Weiterhin ist es sehr zeitaufwendig und für große Konstruktionen wegen der notwendigen mehreren Erreger nicht anwendbar.

In Verbindung mit der digitalen Signalanalysetechnik ist das Übertragungsfunktionsverfahren besonders geeignet. Dabei ist nur eine Einzelpunkterregung der Konstruktion erforderlich, und es wird die Übertragungsfunktion zwischen dem Antwortsignal an einer Meßstelle und dem Erregersignal gebildet. Synchrone Messungen sind nicht erforderlich.
Eine Anwendung dieser von Ramsay, /5/ Richardson und Potter /6/, /7/ entwickelten Methode, ausgehend von der Übertragungsfunktion im Laplacebereich, erfordert digitale Fourieranalysatoren.
Auf die Übertragungsfunktionsmethode, die sich weltweit durchgesetzt hat, wird in dem folgenden Abschnitt eingegangen.

4. Grundlagen der Modalanalyse

Als Modalanalyse wird allgemein die Charakterisierung des dynamischen Verhaltens eines schwingungsfähigen Systems mit Hilfe der Eigenschwingungseigenschaften verstanden. Dabei stellt das Eigenschwingungsverhalten eine globale Systemeigenschaft dar, die durch die Parameter Eigenfrequenz, Eigenform und Dämpfung beschrieben werden kann.

Die Bestimmung der modalen Parameter aus Messungen ist für Schwingungssysteme mit einem Freiheitsgrad recht genau möglich und wird festgelegt durch die Meßgenauigkeit des Meßsystems.
Die Bestimmung der modalen Parameter von linearen Systemen mit n-Freiheitsgraden aus gemessenen Frequenzgängen läßt sich nur noch durchführen für ganz schwach gekoppelte Systeme, bei dem an den Resonanzstellen jeweils nur eine schwach gedämpfte Eigenfrequenz dominiert. Gewöhnlich verursachen die im Frequenzgang enthaltenen Nichtresonanzanteile eine Verfälschung der Ergebnisse.
Durch Anwendung der Modalanalyse gelingt es, die Freiheitsgrade entkoppelt zu untersuchen unter Anwendung der einfachen Lösung für Systeme mit einem Freiheitsgrad.
Ausgangspunkt für die rechnerische Modalanalyse bei der Lösung der Bewegungsgleichung für ein Schwingungssystem mit n-Freiheitsgraden

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [D]\{\dot{\delta}\} + [C]\{\delta\} = \{F(t)\} \qquad (1)$$

ist die Tatsache, daß ein gekoppeltes Dgl-System für ein lineares Schwingungssystem durch eine lineare Koordinatentransformation entkoppelt werden kann. /8/
Dabei wird mit $[M]$ $[D]$ und $[C]$ die Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrix bezeichnet. $\{\delta\}, \{\dot{\delta}\}$ und $\{\ddot{\delta}\}$ sind die Verschiebungs-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvektoren, $\{F(t)\}$ der Erregerkraftvektor.
Gleichung (1) kann transformiert werden unter Verwendung modaler Koordinaten mit dem Verschiebungsvektor in der folgenden Form

$$\{\delta\} = [\Phi]\{X\} \qquad (2)$$

Dabei stellt

$$[\Phi] = [\{\Phi\}_1, \{\Phi\}_2, \dots \{\Phi\}_n] \qquad (3)$$

die ungedämpfte Modalmatrix dar.
$\{X\}$ wird als generalisierter Verschiebungsvektor bezeichnet. Die Eigenformen $\{\Phi\}_i$ und die zugehörigen Eigenfrequenzen ω_i werden erhalten durch Lösung des Eigenwertproblems der freien ungedämpften Schwingungen

$$([C] - \omega^2 [M])\{\Phi\} = \{0\} \qquad (4)$$

welches erhalten wird aus (1) durch Einführung des Ansatzes $\{\delta\} = \{\Phi\}\cos\omega t$ und unter Vernachlässigung der Dämpfung.
Durch Einführung von (2) in (1) und Multiplikation von links mit $[\Phi]^T$ wird die Modalgleichung erhalten.

$$[m]\{\ddot{X}\} + [d]\{\dot{X}\} + [c]\{X\} = \{f(t)\} \qquad (5)$$

mit

$[c] = [\Phi]^T [C][\Phi]$ modale Steifigkeitsmatrix

$[d] = [\Phi]^T [D][\Phi]$ modale Dämpfungsmatrix

$[m] = [\Phi]^T [M][\Phi]$ modale Massenmatrix

$\{f(t)\} = [\Phi]^T \{F(t)\}$ modaler Lastvektor

Die Matrizen $[c]$ und $[m]$ sind Diagonalmatrizen, während die Dämpfungsmatrix $[d]$ nur unter einschränkenden Voraussetzungen diagonal ist.
Durch die Modaltransformation läßt sich das Dgl.-System diagonalisieren und damit entkoppeln, d. h. das gekoppelte Feder-Massen-Dämpfersystem mit n Freiheitsgraden kann durch n Einmassenschwinger repräsentiert werden.

$$m_i \ddot{x}_i + d_i \dot{x}_i + c_i x_i = f_i \; ; \; i = 1,2,\dots n \qquad (6)$$

mit x_i als generalisierte Koordinate.

Dabei sind $m_i = \{\Phi\}_i^T [M] \{\Phi\}_i$ i-te modale Masse

$d_i = \{\Phi\}_i^T [D] \{\Phi\}_i$ i-ter modaler Dämpfungskoeffizient

$c_i = \{\Phi\}_i^T [C] \{\Phi\}_i$ i-te modale Steifigkeit

$f_i = \{\Phi\}_i^T \{F(t)\}$ i-te verallg. Erregerkraft

Die Schwingungsberechnung für die einzelnen Freiheitsgrade kann relativ leicht erfolgen nach den bekannten Beziehungen für den Einmassenschwinger. Wesentlich für die rechnerische Modalanalyse ist, daß sich die Dämpfungsmatrix diagonalisieren läßt.

Die erzwungenen Schwingungen verlaufen im stationären Zustand mit der Erregerfrequenz, so daß als Lösungsansatz

$$\begin{aligned} x_i &= \bar{x}_i e^{j\omega t} \\ f_i &= \bar{f}_i e^{j\omega t} \end{aligned} \tag{7}$$

geeignet ist.
Nach Einführung in die Bewegungsgleichung (6) folgt für den komplexen Frequenzgang an der i-ten Stelle

$$H_i(j\omega) = \frac{x_i}{f_i} = \frac{\Omega_i^2}{c_i[(\Omega_i^2 - \omega^2) + j\,2\,\xi_i\,\Omega_i\,\omega]} \tag{8}$$

mit $\Omega_i^2 = \frac{c_i}{m_i}$ i-te Eigenfrequenz

$2\,\xi_i = \frac{d_i}{m_i \Omega_i}$ i-tes modales Dämpfungsmaß

Wird im weiteren vorausgesetzt, daß die Erregung des Schwingungssystems an der Stelle 1 erfolgt und die Antwort am Freiheitsgrad k betrachtet wird, kann mit der Koordinatentransformation

$$\delta_k = \varphi_{k1} x_1 + \varphi_{k2} x_2 + \ldots + \varphi_{kn} x_n \tag{9}$$

die Übertragungsfunktion wie folgt dargestellt werden. /9/

Wird die generalisierte Erregerkraft eingeführt

$$f_{li} = \varphi_{li} f_l \ ,$$

so folgt

$$H_{kl} = \varphi_{k1}\varphi_{l1}\frac{x_1}{f_{l1}} + \varphi_{k2}\varphi_{l2}\frac{x_2}{f_{l2}} + \dots + \varphi_{kn}\varphi_{ln}\frac{x_n}{f_{ln}} \qquad (10)$$

Unter Einführung von (7) ergibt sich der Frequenzgang des Gesamtsystems als Summe der Frequenzgänge von n Einmassenschwingern

$$H_{kl}(j\omega) = \sum_{i=1}^{n} \varphi_{ki}\,\varphi_{li}\ \frac{\Omega_i^2}{c_i[(\Omega_i^2 - \omega^2) + j2\xi_i\Omega_i\omega]} \qquad (11)$$

Das Hauptproblem der rechnerischen Modalanalyse besteht in der Idealisierung des Systems und der Lösung des Eigenwertproblems. Unter Einbeziehung der Erregung und Dämpfung kann dann das stationäre Zwangsschwingungsverhalten berechnet werden. Entsprechend liegt der Schwerpunkt der experimentellen Modalanalyse in der exakten Messung von Frequenzgängen und der nachfolgenden Identifikation der modalen Parameter aus diesen Frequenzgängen.

Mit dem folgenden Beispiel eines Systems mit 3 Freiheitsgraden soll zunächst gezeigt werden, daß zur Beschreibung des Übertragungsverhaltens eines Schwingungssystems lediglich eine Zeile oder Spalte der Frequenzgangmatrix

$$H_{kl} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & H_{13} \\ H_{21} & H_{22} & H_{23} \\ H_{31} & H_{32} & H_{33} \end{bmatrix} \qquad (12)$$

erforderlich ist. Dabei muß berücksichtigt werden, daß jedes Element der Matrix H ein Frequenzgang darstellt. Werden als Unbekannte die modalen Parameter

$$\varphi_{kl},\ \Omega_i,\ c_i,\ \xi_i \qquad i = 1,2,3\ ;\ k,l = 1,2,3 \qquad (13)$$

eingeführt und die Frequenzgänge H_{kl} an drei Stellen 1, 2, 3 bestimmt, die Erregung bei 1 erfolgt, so stehen als Bestimmungsgleichung zur Verfügung

mit $$\beta_i = \frac{\Omega_i^2}{c_i[(\Omega_i^2 - \omega^2) + j2\xi_i\Omega_i\omega]}$$

$$H_{11} = \varphi_{11}\,\varphi_{11}\,\beta_1 + \varphi_{12}\,\varphi_{12}\,\beta_2 + \varphi_{13}\,\varphi_{13}\,\beta_3$$
$$H_{21} = \varphi_{21}\,\varphi_{11}\,\beta_1 + \varphi_{22}\,\varphi_{12}\,\beta_2 + \varphi_{23}\,\varphi_{13}\,\beta_3 \qquad (14)$$
$$H_{31} = \varphi_{31}\,\varphi_{11}\,\beta_1 + \varphi_{32}\,\varphi_{12}\,\beta_2 + \varphi_{33}\,\varphi_{13}\,\beta_3$$

Aus der Beziehung (14) ist zu ersehen, daß die Information
Eigenfrequenz
Eigenvektor
modale Federsteifigkeit
modale Dämpfung
schon in einer Spalte oder Zeile der Frequenzgangmatrix enthalten ist.

Die Übertragungsmatrix bzw. Frequenzgangmatrix beschreibt vollständig die Dynamik des Systems. Es ist also ausreichend, das System an einer Stelle k zu erregen und die Antwort an n Stellen zu messen, um z. B. eine Zeile der Frequenzgangmatrix zu bestimmen. Die komplexe Frequenzgangfunktion $H(j\omega)$ kann unter Anwendung der FFT direkt aus Meßergebnissen bestimmt werden.

Die Qualität der experimentellen Bestimmung der Frequenzgänge ist von ausschlaggebender Bedeutung für die Identifikation der modalen Parameter.

Die Bestimmung der modalen Parameter erfolgt auf der Grundlage einer Ausgleichsrechnung mit der Ausgleichsforderung, daß die Fehlerquadratsumme zwischen dem analytischen Frequenzgang (11) $H_A(j\omega)$ und dem gemessenen Frequenzgang $H_M(j\omega)$ ein Minimum wird

$$\varepsilon = \sum_{i=1}^{n} \left[H_M(j\omega_i) - H_A(j\omega_i) \right]^2 \longrightarrow Min \qquad (15)$$

Dieser Ausgleichsvorgang, bei dem nach einer Strategie die modalen Parameter variiert werden, um den analytischen Frequenzgang $H_A(j\omega)$ an den gemessenen Frequenzgang anzupassen, liefert bei der Approximation die modalen Parameter.

Ein solcher Iterationslagorithmus auf der Grundlage nichtlinearer Optimierungsverfahren ist z. B. verwirklicht im Programm Modalanalyse vom VEB Mikromat Desden. /10/

Die Verwendung des Frequenzganges bietet eine für experimentelle

Untersuchungen gute Beschreibungsform, da er direkt gemessen werden kann. In der Regel erfolgt zunächst die Approximation des gemessenen Frequenzganges in Form einer gebrochenen rationalen Funktion. Die Ordnung des Nenner- und Zählerpolynoms läßt dann Rückschlüsse auf die Struktur des Schwingungssystems zu /11/. Als Ergebnis der Modalanalyse liegen die komplexen Eigenformen, Eigenfrequenzen und modalen Dämpfungen vor. Ausgehend von diesen identifizierten modalen Eigenschaften können Methoden der Identifikation zur näheren Untersuchung des Modells und Bestimmung der Systemparameter angewendet werden.

Von entscheidender Bedeutung für alle aufbauenden Verfahren ist die Genauigkeit der identifizierten Modalparameter, die sich wiederum aus der Qualität der gemessenen Übertragungsfunktion ergibt.

5. Messung der Übertragungsfunktion

5.1. Erregersignale für dynamische Untersuchungen von Konstruktionen

Als Erregersignale für dynamische Untersuchungen von mechanischen Konstruktionen können folgende Signalarten unterschieden werden /12/

- periodisch
- stochastisch
- transient
- Betriebserregung

Von periodischer Erregung wird gesprochen, wenn sich das Signal nach einem Zeitbereich wiederholt, oder sich nur so geringfügig ändert, daß bei der Signalanalyse von periodischen Signalen ausgegangen werden kann. Beispiele dafür sind harmonische und pseudoharmonische Erregungen (fast periodische Erregung).

Das periodische Signal ist folglich deterministisch, weil für jeden beliebigen Zeitpunkt sein Momentanwert aus den Parametern des Signals bestimmt werden kann.

Stochastische Signale werden nicht durch eine Zeitfunktion, sondern durch statistische Eigenschaften beschrieben. Über die Eigenschaften des Signals zu beliebigen Zeitpunkten sind nur statistische Aussagen möglich. Das stochastische Signal selber stellt folglich nur eine zufällige Realisierung eines stochastischen Prozesses dar.
Transiente Signale sind nur in einem endlichen Zeitintervall von Null verschieden. Sie ändern sich in der Regel drastisch mit der Zeit, aber in deterministischer Weise. Beispiele dafür sind Impulse, Einheitssprünge und chirp (Sinussweep).

Betriebserregung tritt bei Einsatz der Konstruktion auf und stellt in den meisten Fällen ein Gemisch von periodischen, stochastischen und transienten Signalen dar.

Die Festlegung einer optimalen Erregungsart für eine Konstruktion ist schwierig und hängt von vielen Einflüssen ab. Bei der Festlegung der zweckmäßigen Erregung müssen folgende Aspekte berücksichtigt werden:

- Wirkprinzip des zur Verfügung stehenden Erregers
- Größe der Konstruktion (Labormessung, Messung an der Großausführung usw.)
- Dichte des Frequenzspektrums
- Größe der Dämpfung
- Zur Verfügung stehendes Signalanalysesystem

Ohne digitalen Fourieranalysator können die Verfahren mit stochastischer und transienter Erregung nicht angewandt werden. Auf die Wahl der Erregungsart hat ebenfalls die zur Verfügung stehende Meßzeit großen Einfluß.
Die harmonische Erregung der mechanischen Konstruktion in diskreten Frequenzschritten ist die populärste und am besten zu verstehende Untersuchungsmethode. Es wird dabei eine hohe Erregerenergie in einem schmalen Frequenzband eingeleitet und die Störsignale bleiben naturgemäß klein. Dieses ist besonders wichtig für die dynamischen Untersuchungen großer Konstruktionen. Wegen der Tatsache, daß alle Signale außer der Eingabefrequenz herausgefiltert werden, geben Messungen mit harmonischen Erregersignalen die besten Ergebnisse.

Ein zusätzlicher Vorteil ist, daß die Messungen mit relativ billigen analogen Meßgeräten ausgewertet werden können.
Mit der Entwicklung leistungsfähiger digitaler Fourieranalysatoren wurden in den letzten Jahren zunehmend auch pseudoharmonische, stochastische und transiente Erregungen in Verbindung mit der Übertragungsfunktionsmethode verwendet. Bei kleinen Konstruktionen haben sich diese Methoden bereits bewährt und haben zu einer Verringerung der Meß- und Auswertezeit um Größenordnungen geführt. Inwieweit diese Verfahren auch für die Untersuchung des gesamten Schiffskörpers geeignet sind, kann noch nicht abschließend gesagt werden und hängt entscheidend von den technischen Möglichkeiten ab, genügend Erregerenergie im gesamten Frequenzbereich dem System zuzuführen, um meßbare Systemantworten zu erreichen.

5.2. Übertragungsfunktion und Frequenzgang von Schwingungssystemen

In vielen Fällen können Schwingungssysteme als lineare Systeme mit zeitinvarianten Parametern aufgefaßt werden. Das dynamische Verhalten solcher linearer Systeme kann charakterisiert werden durch Betrachtung im Zeitbereich, Frequenzbereich oder im Bereich der komplexen Laplacevariablen (Laplacebereich).
Informationstheoretisch sind alle Darstellungen äquivalent, und je nach den im Einzelfall interessierenden Informationen wird gewählt

Zeitbereich	- $h(\tau)$	Einheitsimpulsantwort Gewichtsfunktion
Frequenzbereich	- $H(f)$ $H(\omega)$	Frequenzgang
Laplacebereich	- $H(s)$	Übertragungsfunktion

Die Verknüpfung dieser Bereiche erfolgt durch die Fourier- bzw. Laplacetransformation. Bedeutungsvoll für die Verknüpfung ist die diskrete Fouriertransformation, die eine effektive Verarbeitung digitaler Meßdaten gestattet.
Besonders häufig ist die Untersuchung dynamischer Eigenschaften im Frequenzbereich, weil sie am dichtesten dem Vorstellungsvermögen entspricht. Die Verarbeitung im Laplacebereich hat besonders numerische Vorteile, weil es möglich wird, es mög-

harmonisches Signal

$$x(t) = x \sin(\omega t + \varphi) \tag{16}$$

periodisches Signal

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1} \left[a_n \cos(n\omega t) + b_n \sin(n\omega t)\right] \tag{17}$$

Die Grundfrequenz wird durch die Periodendauer T

$$\omega_0 = \frac{2\pi}{T}$$

bestimmt. Das Signal wiederholt sich wie beim periodischen Signal exakt nach einer bestimmten Periodendauer

$$x(t) = x(t + nT)$$

<u>Pseudoharmonische Signale</u> (fast harmonisches Signal)

Das Signal ergibt sich durch Summierung sinusförmiger Signale, allerdings geht die Eigenschaft der Periodizität mit der Periodendauer T verloren, weil das Frequenzverhältnis zweier Summanden in (17) nicht ganzzahlig ist.

Ein Nachteil bei dynamischen Versuchen mit Sinuserregung (steady state test) ist der große Zeitbedarf, der sich aus der Notwendigkeit ergibt, in kleinen Frequenzschritten, z.B. 0,1 Hz, den interessierenden Frequenzbereich zu durchfahren. Deshalb werden häufig auch Sinussignale mit einer Frequenzmodulation verwendet /12/.
Die Frequenzänderung des Signals mit der Zeit (sweeprate) muß abhängig gemacht werden von der Dämpfung des Systems, durch die die Länge des Einschwingvorganges bestimmt ist. Zur Messung der Übertragungsfunktion kann z. B. eine lineare Frequenzänderung verwendet werden.

$$x(t) = \overline{x} \cos(\omega_0 t + bt^2) \tag{18}$$

Für die von der Zeit linear abhängige Frequenz ergibt sich

$$\omega(t) = \frac{d}{dt}(\omega_0 t + bt^2) = \omega_0 + 2bt \tag{19}$$

die Bewegungsgleichung für Schwingungssysteme in Form gewöhnlicher Differentialgleichungen in algebraische Gleichungen überzuführen.

Durch die angeführten Funktionen wird ein Zusammenhang zwischen Eingangs- und Ausgangssignal hergestellt. Da Informationen über das System gewonnen werden, wird von Systemkennfunktionen gesprochen. /13/

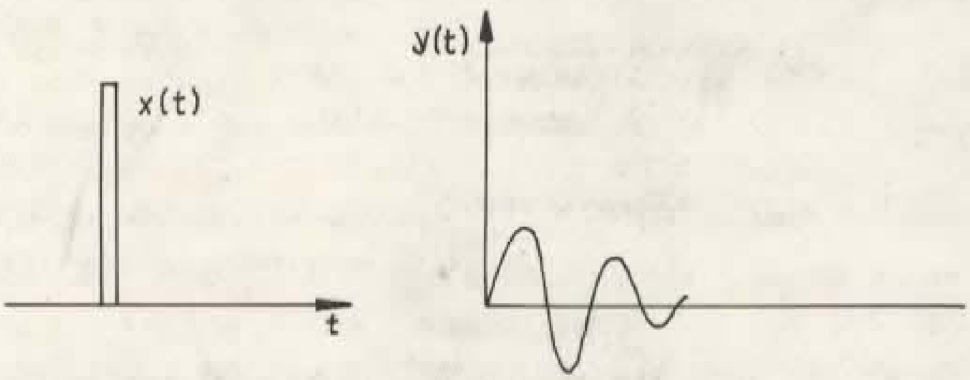
$$x(t) \longrightarrow \boxed{\text{System}} \longrightarrow y(t)$$

Über die Struktur des Systems werden zunächst keine Aussagen gemacht.
Im folgenden sollen Definitionen für je einen Ein- und Ausgang gegeben werden. Bei mehreren Ein- und Ausgängen erhält man Matrizen der entsprechenden Funktionen.

<u>Gewichtsfunktion</u> (Einheitsimpulsantwort)
Der Ausgang eines linearen Systems wird im Zeitbereich definiert durch das Faltungsintegral

$$y(t) = \int_{-\infty}^{\infty} h(\tau)\, x(t-\tau)\, d\tau \tag{20}$$

Die Gewichtsfunktion $h(t)$ ist das Ausgangssignal eines Systems, welches mit einer idealen Einheitsstoßfunktion erregt wird.



Der Systemausgang ist deshalb eine gewichtete Summe von allen Werten des Eingangssignals.
Von einigen einfachen Beispielen abgesehen ist die Interpretation der Faltung schwierig und gibt keine informative Vorstellung über die Vorgänge im System.

Frequenzgang

Der Frequenzgang ist definiert als Fouriertransformierte der Gewichtsfunktion

$$H(f) = \mathcal{F}\{h(t)\} = \int_0^\infty h(\tau)\, e^{2\pi j f \tau}\, d\tau \tag{21}$$

Übertragungsfunktion

Die Übertragungsfunktion ist definiert als Laplaceformierte der Gewichtsfunktion

$$H(s) = \int_0^\infty h(\tau)\, e^{-s\tau}\, d\tau \tag{22}$$

mit

$$s = \delta + jf$$

Für lineare Systeme mit konstanten Koeffizienten genügt die Betrachtung von $H(f)$ Der Frequenzgang $H(f)$ ist ein Spezialfall der Übertragungsfunktion $H(s)$, wenn der Realteil von s gleich Null ist.

Durch Anwendung der Fouriertransformation auf Eingang und Ausgang eines Systems erhält man

$$Y(f) = H(f)\, X(f) \tag{23}$$

Von den drei Systemkennfunktionen hat der Frequenzgang die größte praktische Bedeutung, weil eine direkte Bestimmung aus experimentellen Daten durch FFT möglich ist. Der Frequenzgang ist im allgemeinen eine komplexe Größe mit Absolutbetrag $|H(f)|$ und Phasenwinkel $\varphi(t)$

$$H(f) = |H(f)|\, e^{j\varphi(t)} \tag{24}$$

Für den Frequenzgang sind folgende Darstellungsweisen üblich

- Betrag und Phasenwinkel
- Real- und Imaginärteil
- Real- und Imaginärteil in der komplexen Ebene (Ortskurve)
- räumliche Ortskurve mit f als Variable.

Eine einfache Messung des Frequenzganges gelingt bei Sinuserregung mit variabler Frequenz. Der Frequenzgang (z. B. Betrag und Phase) kann dann Punktweise für ein System aufge-

nommen werden, auch unter Verwendung konventioneller Meßtechnik. Es treten dabei jedoch die diskutierten Nachteile des steady state tests auf.
Deshalb erfolgt in der modernen Schwingungsmeßtechnik die Bestimmung des Frequenzganges ausgehend vom Eingangs- und Ausgangssignal im Zeitbereich durch Berechnung von $H(f)$ aus $X(f)$ und $Y(f)$ unter Verwendung der Fouriertransformation

$$H(f) = Y(f)/X(f) \tag{25}$$

Die Anwendung der FFT auf die Zeitfunktionen des Ein- und Ausgangssignales gibt die Möglichkeit, mit anderen Signalen als rein harmonischen die Schwingungserregung durchzuführen.
Besonders empfohlen werden in der Literatur die pseudoharmonischen Erregersignale, mit denen es möglich ist, ohne Informationsverluste in der gemessenen Übertragungsfunktion sehr effektiv modale Vibrationsteste durchzuführen.

Schmalband anregung

Bei der Verwendung von Zufallserregungen wird zweckmäßig von folgender Form der Bestimmung der Übertragungsfunktion ausgegangen, die durch Erweiterung des Bruches (25) mit dem konjugiert komplexen Spektrum des Eingangssignals erhalten wird.

$$H(f) = \frac{Y(f)\,X^*(f)}{X(f)\,X^*(f)} \tag{26}$$

$$= \frac{G_{xy}(f)}{G_{xx}(f)} = \frac{\text{Kreuzleistungsspektrum (Eingang/Ausgang)}}{\text{Leistungsspektrum (Eingang)}}$$

Diese Art der Bestimmung des Frequenzganges ist sowohl für harmonische Erregungen, Zufallserregungen und transiente Erregungen zweckmäßig. Bei Zufallserregungen ist zusätzlich eine Mittlung des Leistungsspektrums möglich. Besonders interessant ist diese Beziehung (26) für die Bestimmung von Frequenzgängen, wenn es gelingt, die Erregung mit einem Signal mit konstantem Leistungsdichtespektrum durchzuführen.
In diesem Fall $S_o = G_{xx}$ = konst. ist $H(f)$ dem Kreuzspektrum zwischen Ein- und Ausgangsignal direkt proportional.

$$H(f) = \frac{1}{S_o}\,G_{xy}(f) \tag{27}$$

5.3. Praktische Probleme bei der Messung von Frequenzgängen

Der bei der digitalen Signalanalyse notwendige Schritt der Diskretisierung kontinuierlicher Signale ist eine Quelle von Meßfehlern. Da die Qualität der gemessenen Frequenzgänge entscheidend ist als Grundlage für die Modalanalyse, müssen alle Möglichkeiten genutzt werden, die Meßfehler in Grenzen zu halten.

5.3.1. Einhaltung des Abtasttheorems und Wahl der Abtastfrequenz

Die begrenzte Speicherkapazität der weiterverarbeitenden Systeme erfordert die Anzahl der abgetasteten Werte zu begrenzen und trotzdem die im Signal enthaltenen Informationen zu erhalten. Um das Auftreten von Scheinfrequenz zu verhindern, ist die Abtastfrequenz f_s mindestens doppelt so groß zu wählen wie die höchste im Meßsignal auftretende Frequenzkomponente. /14/ Deshalb muß bei der Versuchsdurchführung darauf geachtet werden, daß im Signal keim Frequenzinhalt $> f_s/2$ enthalten ist, um keine Verfälschungen des Spektrums zu erhalten (Aliasing). Dies kann gesichert werden, wenn der Frequenzinhalt des Eingangssignals durch Einsatz von Tiefpaßfiltern beschränkt wird.

/14/

Für die Auswertung ist ebenfalls wesentlich die Wahl der Tastfrequenz, mit der die diskreten Meßwerte aus dem Signal gewonnen werden. Sind im Datenblock N Abtastungen vorhanden, so beträgt die kleinste Frequenzauflösung

$$\Delta f = \frac{1}{N\,\Delta t} = f_s/N \qquad (28)$$

Andererseits ergibt sich für eine geforderte Frequenzauflösung die notwendige Anzahl der Abtastungen.

$$N = f_s/\Delta f \qquad (29)$$

Der wichtigste Algorithmus bei der Bestimmung von Signalkennfunktionen ist die Fouriertransformation. Sie erlaubt den Übergang vom Zeitbereich in den Frequenzbereich und zurück.

Bei der Anwendung digitaler Methoden kann die diskrete Fouriertransformation (DFT) für ein abgetastetes Signal im Zeitbereich erfolgen. Die direkte Berechnung ist sehr rechenintensiv und erfordert Rechenzeit proportional dem Quadrat der Punktzahl des transformierten Signals ($\sim N^2$).

FFT =

Durch den FFT Algorithmus reduziert sich die Rechenzeit entscheidend, so bei 1024 Punkten auf 0,5 % der vorher notwendigen Operationen.
Als Fehlermöglichkeiten bei der Berechnung der Fouriertransformation treten auf

- Rundungsfehler bei der Berechnung der FFT durch die begrenzte Wortlänge des Digitalrechners
- Abbruchfehler, die sich aus der Notwendigkeit ergeben, das Signal auf eine endliche Signallänge zu beschränken.

Der Rundungsfehler bei Anwendung der FFT ist in der Regel vernachlässigbar klein gegenüber anderen im System auftretenden Fehlern.
Zur Verminderung des Abbruchfehlers, der sich aus der willkürlichen Beschränkung der Datenmenge ohne Rücksicht auf die Periodengrenze ergibt, werden in der Literatur /14/, /15/ Verfahren angegeben, die auch im Programm FATRA des KSR realisiert wurden (Fensterfunktionen).

5.3.2. Kohärenzfunktion

Zur Einschätzung der Qualität des Frequenzganges ist es zweckmäßig, ausgehend vom Eingangs- und Ausgangssignal, die Kohärenzfunktion zu bilden. Die Kohärenzfunktion macht Aussagen über die gegenseitige Abhängigkeit von Signalen.

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{|\overline{G_{xy}(f)}|^2}{\overline{G_{xx}}(f)\,\overline{G_{yy}}(f)} \tag{30}$$

$\overline{G_{xx}}$ gemitteltes Leistungsspektrum des Eingangssignals

$\overline{G_{yy}}$ gemitteltes Leistungsspektrum des Ausgangssignals

$\overline{G_{xy}}$ gemitteltes Kreuzleistungsspektrum zwischen Eingangs- und Ausgangssignal

Durch Bildung der Kohärenzfunktion kann festgestellt werden /9/

- ob Störungen dem Ein- und Ausgangssignal überlagert sind
- ob ein ursächlicher Zusammenhang zwischen Eingangs- und Ausgangssignal besteht
- ob ein lineares Übertragungsverhalten vorliegt.

Es gilt stets

$$\gamma^2_{xy}(f) \leq 1$$

Ist in einem Frequenzbereich $\gamma^2_{xy}(f) = 1$ so sind die Signale linear abhängig und entsprechend liegt bei $\gamma^2_{xy}(f) = 0$ keinerlei Abhängigkeit der Signale vor /13/.

Durch eine Gütekontrolle mit der Kohärenzfunktion kann der experimentell ermittelte Frequenzgang überprüft werden und so Fehler bei der anschließenden Modalanalyse vermieden werden.

6. Internationale Entwicklungstendenz

In den letzten Jahren wird zur strukturdynamischen Untersuchung von Konstruktionen zunehmend die Modalanalyse angewendet. Dieses trifft insbesondere auch für den Schiffbau zu. In der Regel werden anspruchsvolle modale Vibrationsteste zur Überprüfung von Schwingungsberechnungen für Schiffskonstruktionen unter Verwendung der Modalanalyse ausgewertet. /12/, /16/, /17/. Die Modalanalyse wird durchweg auf Minicomputern im Labor durchgeführt, weil die Meßauswertung auf Großrechnern einem dezentralen Rechner am Arbeitsplatz unterlegen ist. Wegen der hohen Aussagekraft und Zuverlässigkeit der ermittelten strukturdynamischen Kenndaten wird die Modalanalyse zunehmend in den gesamten Meß-, Auswerte- und Analyseprozeß einbezogen.

Zur Veranschaulichkeit der Leistungsfähigkeit für dynamische Strukturuntersuchungen soll das modulare Softwaresystem SODAM /18/ kurz erläutert werden, wie es von Johne u. Reilhofer in Verbindung mit PCM-Meßtechnik für 16 Bit-Rechner angeboten wird.
Geeignete Rechner für derartige Software sind:

Rechner	Rechnerfirma
NOVA ELLIPSE	Data General
VAX PDP 11 (vgl. SM4)	Digital EQUIPMENT
EC 1630	ROBOTRON

Hardware Voraussetzungen sind:

Kernspeicher 64 K Worte
Gleitkommaeinheit
grafischer Terminal
Magnetplattenspeicher

In Bild 1 ist die Programmstruktur des Softwaresystems dargestellt, mit dem folgende Aufgaben in Konstruktion und Erprobung gelöst werden können.

- Steuerung und Durchführung der Messung mit Datenübernahme in das Computersystem
- Auswertung und Reduktion der Meßdaten mittels Signalklassierung (KLAUS) und Signalanalyse (SPASS)
- Ermittlung des Ist-Zustandes der untersuchten Konstruktion mittels Lebensdaueranalyse (FATIMAS) oder Strukturdynamik analyse (Modalanalyse MODAS)
- Simulation der Struktur auf dem Rechner ausgehend von Meßdaten (FATIMAS, FEM-STRAPSI)
- Umfangreiche Interpretationshilfen durch aussagekräftige Ergebnisdarstellung mit diversen Grafikpaketen.

Näher beschrieben werden soll noch der Programmbaustein MODAS zur Modalanalyse. Ausgangspunkt ist die gemessene Übertragungsfunktion, aus der durch analytische Approximationsverfahren die folgenden Modalparameter der Struktur berechnet werden.
- Modalfrequenzen
- Modalformen
- Modalmassen
- Modalsteifigkeiten
- Modaldämpfungen

Die Bedienung des Programms erfolgt im Dialog, bei dem der Benutzer je nach Häufigkeit der Anwendung entweder im vollen Dialog oder durch Eingabe von Bedienkommandos und Parametern den Ablauf steuern kann.
Die Messungen, die mit dem PCM-System und dem Spektralanalysesystem verarbeitet werden, erhalten Kopfinformationen, die eine komplette Protokollierung sichern, die auch an das Modalanalyseprogramm übergeben werden und so die Handhabung großer Datenmengen ermöglichen.
MODAS enthält einen Algorithmus, der alle Messungen nach Modalfrequenzen absucht und registriert. Dabei wird für jede

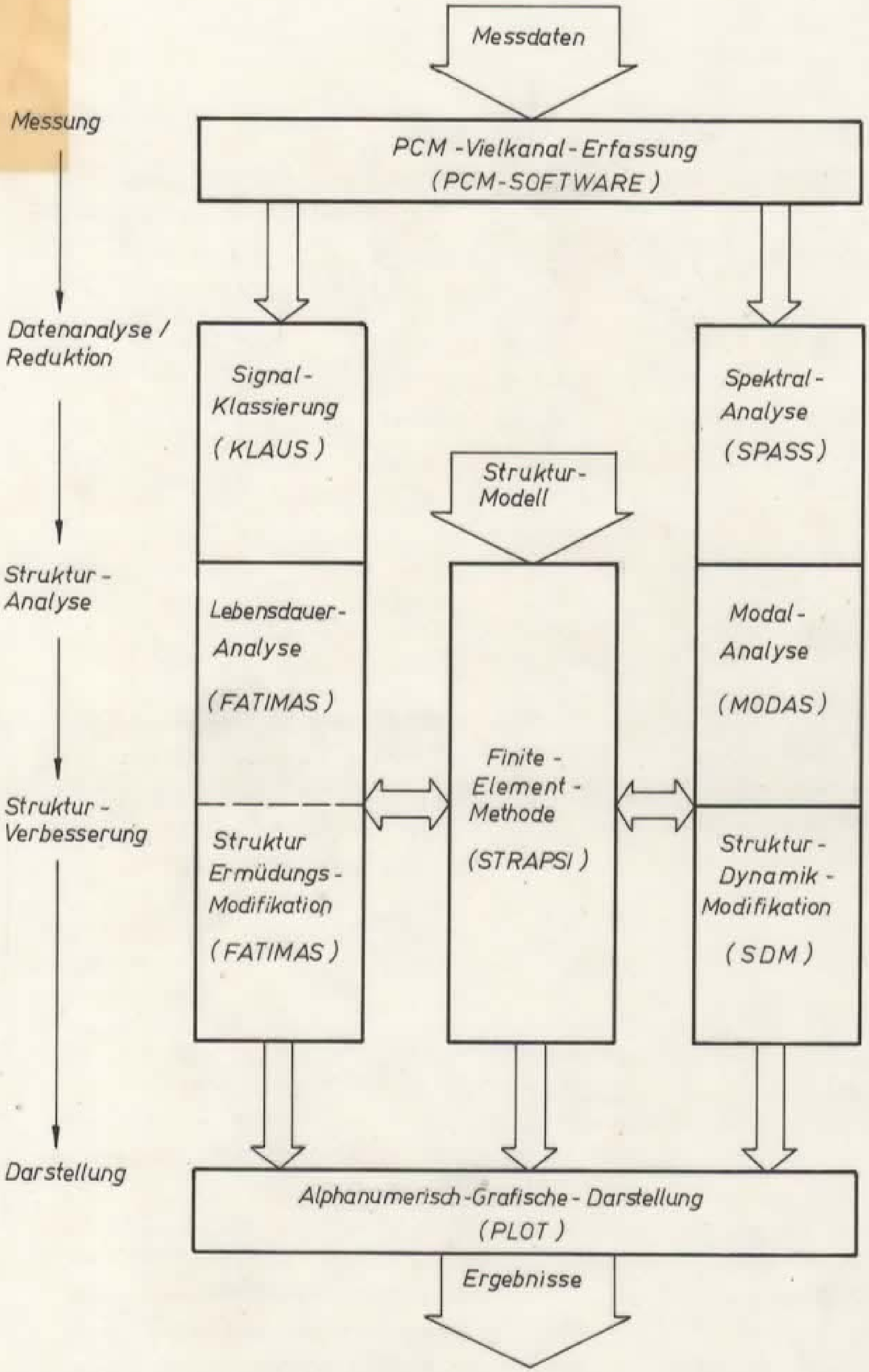


Bild 1: Softwaresystem für dynamische Analysen SODAM

Modalfrequenz diejenige Messung ermittelt, die diese Mode am besten repräsentiert. Diese Information wird ausgenutzt bei der späteren Kurvenanpassung, um die Modalparameter möglichst genau zu bestimmen.
Das Programm MODAS enthält verschiedene Algorithmen zur Kurvenanpassung (curve fitting), aus denen der Benutzer die für seine Meßdaten günstigsten auswählen kann.
Es gibt dabei sowohl spezielle Algorithmen für Einfreiheitsgradmodelle als auch für Mehrfreiheitsgradmodelle, die auf dem Prinzip des kleinsten Fehlerquadrates beruhen.
Nach Bestimmung der Modalparameter erfolgt eine Sortierung, auf deren Grundlage die Modalformen bestimmt werden. Da zusätzlich die Strukturdaten des unverzerrten Netzes eingegeben werden, können in Verbindung mit Grafiksoftware die realen und komplexen Schwingformen bewegt dargestellt werden. Die Ergebnisse der Modalanalyse können anschließend mit einem Struktur-Dynamik-Modifikationsprogramm (SDM) weiterverarbeitet werden.
Die gesamte Software wurde von Structural Measurment System Inc (SMS), Santa Clara USA entwickelt.
Vergleichbare Software wird von Hewlett/Packard (HP 5451) und Brüel & Kjaer (B&K 2034, 2032) angeboten.
Von diesen Firmen werden 2-Kanal FFT-Analysatoren mit Software für Modalanalyse ausgestattet. Diese Analysatoren bieten vielseitige Datenverarbeitungs- und Darstellungsmöglichkeiten für die Strukturanalyse und vereinen in einem kompakten Gerät nahezu alle bekannten Methoden der digitalen Signalanalyse.

Der erreichte Stand bei der Anwendung der Methoden der Modalanalyse ist in der DDR unbefriedigend. Beiträge zur Modalanalyse werden in folgenden Forschungsstellen in der DDR erbracht:

VEB Mikromat Dresden /10/
Technische Universität Dresden /19/
Technische Hochschule Magdeburg /9/

Die dort durchgeführten Untersuchungen erstrecken sich jedoch im wesentlichen auf Softwarebausteine. Die Entwicklung eines kompletten Gerätesystems unter Einbeziehung der Modalanalyse ist in der DDR noch nicht vorgesehen.

7. Ausblick

Um Erfahrungen bei der Anwendung der Modalanalyse zu sammeln, wurde auf der Grundlage des von Großmann /10/ entwickelten Programms MODAN eine Schwingungsmessung auf dem Ro 15 der MTW unter Anwendung der Modalanalyse ausgewertet.
Die dort gesammelten Erfahrungen zeigen die Vorteile dieses Auswerteverfahrens aber auch die Grenzen der Anwendbarkeit auf komplizierte Schwingungssysteme wie den Schiffskörper in Kopplung mit Teilstrukturen im höherfrequenten Bereich. Dabei muß jedoch berücksichtigt werden, daß es sich bei dem Programm MODAN um eine ältere Entwicklung handelt und die international angebotenen Systeme einen erheblich größeren Leistungsumfang haben.
Trotzdem zeigen die Ergebnisse, daß besonders bei schwächerer Kopplung es möglich ist, die modalen Eigenschaften von Systemen zu bestimmen und so den Meß- und Auswerteprozeß weitgehend zu rationalisieren bei erheblicher Verbesserung der Aussagekraft der Meßergebnisse.
Offensichtlich ist vor einer breiten Anwendung der Modalanalyse auf komplizierte Schwingungssysteme die Durchführung folgender Voruntersuchungen unerläßlich.

- Überprüfung der Leistungsfähigkeit der Modalanalyse mit synthetischen Daten. Dabei werden für Schwingungssysteme zunächst die Eigenfrequenzen und Eigenformen berechnet und auf dieser Grundlage unter Einführung der modalen Dämpfung Übertragungsfunktionen durch modale Überlagerung bestimmt. Durch anschließende Anwendung der Modalanalyse auf die theoretisch bestimmten Übertragungsfunktionen können Genauigkeitsaussagen getroffen werden.

- Experimentelle Untersuchungen an einfachen Schwingungssystemen, auf deren Grundlage Erfahrungen zweckmäßiger Schwingungserregung (Art des Erregersignals), Wahl der Meßpunkte und zur Form der Messung, Registrierung und digitalen Signalanalyse unter Laborbedingungen gesammelt werden.

- Experimente zur Versuchsplanung mit dem servohydraulischen Erreger auf Schiffen

Grundvoraussetzung für solche Untersuchungen ist zumindestens der Import von Software, um in Zukunft Meßauswertungen mit der Modalanalyse durchführen zu können. Eigenentwicklungen in den Meßabteilungen der Industrie könne den Weltstand nicht erreichen, da insbesondere die curve fit Algorithmen in der Literatur nicht offengelegt werden.
Zweckmäßiger erscheint jedoch wegen des zunehmenden Rückganges der Preise für Hardware das komplette System (Hard- und Software) einzuführen, um auf dieser Grundlage die Auswertung von Schwingungsmeßsignalen bis hin zu den Eigenformen, Eigenfrequenzen und Dämpfungen in kürzester Frist für den gesamten Industriezweig zu rationalisieren.

8. Literaturverzeichnis

/1/	Jahn, K.D.	Rechnergestützte Auswertung von Schwingungsuntersuchungen Diss. TU Hannover 1978
/2/	Hansen, H.R. Skaar, K.T.	Hull and Superstructure Vibrations, Design Calculations by Finite Elements DnV Publication No 88, May 1975
/3/	Lorenz, D.	Meß- und Auswertetechnik bei Schwingungsuntersuchungen im DDR-Schiffbau Seewirtschaft 13 (1981) H. 6
/4/	Hallauer, W.L. Strafford, J.F.	On the distribution of shaker forces in multiple-shaker modal testing The Shock a. Vibration Bulletin Vol. 48, Part 1, S. 49 - 63
/5/	Ramsay, K.A.	Effective measurements for structural dynamics testing, Part 1 Sound a. Vibration, Nov. 1975 S.24-35
/6/	Richardson, M. Potter, R.	Identification of the modal properties of an elastic structure from measurement transfer function dater
/7/	Potter, R. Richardson, M.	Mass, stiffness and damping matrices from measured modal parameters
/8/	Waller, H. Krings, W.	Matrizenmethoden in der Maschinen- und Bauwerksdynamik B.I. Wissenschaftsverlag Zürich 1975

/9/ Lücke, J. — Probleme bei der experimentellen Parameterbestimmung von Schwingungssystemen mittels Modalanalyse
Vorträge Problemseminar Modellfindung und Maschinendiagnose TU Dresden 4/80

/10/ Großmann, K. — Programmbeschreibung zum Programmsystem MODALANALYSE
VEB Mikromat Dresden 1982

/11/ Holzweißig, F. — Zur Entwicklung der Maschinendynamik in der DDR von 1969 - 1979
Maschinenbautechnik 1979 H. 10

/12/ Cichowski, K.
Somla, K. — Experimental investigations of the dynamic properties of ship structures with digital methods
CTO-Bericht B 016 Gdansk 1981

/13/ Lingner, A. — Experimentelle Analyse stochastischer Vorgänge
Technische Hochschule Magdeburg
Sektion Maschinenbau 1980

/14/ Randall, R.B. — Application of B & K Equipment to frequency analysis
Sept. 1977

/15/ Langecker, E. — Meßwertverarbeitung auf der Grundlage der schnellen Fouriertransformation
Bericht 11, F/E-Thema: Schwingungsbekämpfung Heck-/Aufbautenbereich,
VEB Kombinat Schiffbau Rostock 1982

/16/ Orsero, P.
Incremental identification of damping in ship vibrations from full-scale measurements
Vortrag Conf. Euromech 131, Besancon 1980

/17/ Kagawa, K.
Fujita, K.
A study on higher mode vibration of ships
Naval architecture and ocean engeneering
Vol 18, 1980, S. 79 - 90

/18/ -
Programminformation SODAM
Software zur Meßdatenauswertung
Johne + Reilhofer, Martinsried

/19/ Hardtke, H.J.
Programmsystem zur Meßwertverarbeitung und Identifikation
Vorträge Problemseminar Modellfindung und Maschinendiagnose TU Dresden 4/80