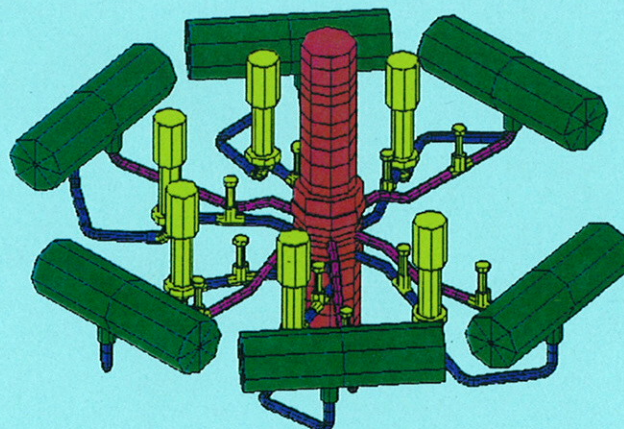

FZR-172
März 1997

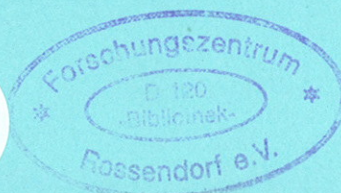
*E. Altstadt, G. Grunwald, M. Scheffler
und F.-P. Weiß*

Analytische Modellierung mechanischer
Schwingungen von Primärkreiscomponenten
des Druckwasserreaktors WWER-440
mit finiten Elementen



BRD

Abschlußbericht zum BMBF-Forschungsvorhaben
Förderkennzeichen 1500916



Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministers für Bildung, Wissenschaft, Forschung und Technologie (BMBF) unter dem Förderkennzeichen 1500916 gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

Forschungszentrum Rossendorf e.V.

**Postfach 51 01 19 - D-01314 Dresden
Bundesrepublik Deutschland**

Telefon (0351) 260 2276 / 3470

Telefax (0351) 260 3651

E-Mail altstadt@fz-rossendorf.de

Berichtsblatt

1. ISBN	2. Berichtsart Abschlußbericht	3.
4. Titel des Berichtes Analytische Modellierung mechanischer Schwingungen von Primärkreis Komponenten des Druckwasserreaktors WWER-440 mit finiten Elementen		
5. Autor(en) (Name, Vorname(n)) Altstadt, Eberhard; Grunwald, Gerhard, Scheffler, Michael; Weiß, Frank-Peter		6. Abschlußdatum des Vorhabens Dezember 1995
		7. Veröffentlichungsdatum März 1997
8. Durchführende Institution (Name, Adresse) Forschungszentrum Rossendorf e. V. Institut für Sicherheitsforschung Postfach 51 01 19 01314 Dresden		9. Ber.Nr. Durchführende Institution
		10. Förderkennzeichen 1500916
		11. Seitenzahl 215
		12. Literaturangaben 34
13. Fördernde Institution (Name, Adresse) Bundesministerium für Bildung, Wissenschaft, Forschung und Technologie (BMBF) 53175 Bonn		14. Tabellen 23
		15. Abbildungen 302
16. Zusätzliche Angaben		
17. Vorgelegt bei (Titel, Ort, Datum)		
18. Kurzfassung <p>Das Vorhaben leistet einen Beitrag zur verbesserten Beurteilung der mechanischen Integrität von Reaktoren der russischen WWER-440-Baureihe, insbesondere zur empfindlichen Früherkennung und Lokalisation mechanischer Schädigungen an Reaktorkomponenten mit Hilfe schwingungsdiagnostischer Methoden. Zu diesem Zweck wurde das mechanische Schwingungsverhalten aller Primärkreis Komponenten mit finiten Elemente (FE) modelliert. Dafür wurde das Programmpaket ANSYS® genutzt.</p> <p>Die Wechselwirkung zwischen dem im Downcomer abwärts strömenden Kühlmittel und den schwingenden mechanischen Strukturen ist über ein Fluid-Struktur-Element berücksichtigt worden, das die zusätzliche modenselektiv wirkende Dämpfung und Trägheit infolge der Kühlmittelverdrängung bei zeitlich veränderlicher Spaltweite des Downcomers beschreibt.</p> <p>Das Berechnungsmodell wurde mit Ergebnissen experimenteller Schwingungsuntersuchungen justiert. Zum Teil konnte auf frühere Messungen zurückgegriffen werden. Zusätzlich wurden dedizierte Schwingungsmessungen durchgeführt. Das Modell kann als weitgehend verifiziert gelten. Es wurde in der Hauptsache genutzt, um zu klären, wie sich unterstellte mechanische Defekte von Reaktoreinbauten auf die Schwingungen der Gesamtanlage auswirken. Diese Schadenssimulation ist besonders geeignet, empfindliche Meßpositionen für die on-line Überwachung zu finden und physikalisch fundierte Grenzwerte zu definieren.</p> <p>Das entwickelte Modell ist grundsätzlich auch geeignet, um Lastabschätzung für die Reaktorkomponenten bei Einwirkung von außen (Explosion, Erdbeben) vorzunehmen.</p>		
19. Schlagwörter Druckwasserreaktor, Schwingung, Modalanalyse, Finite-Elemente-Methode, Fluid-Struktur-Interaktion, Schadenssimulation		
20. Verlag Forschungszentrum Rossendorf e. V. Postfach 51 01 19, 01314 Dresden		21. Preis

Document Control Sheet

1. ISBN	2. Type of Report Final Report	3.
4. Report Title Analytical Modelling of Mechanical Vibrations of VVER-440 Primary Circuit Components Using Finite Elements		
5. Author(s) (Family Name, First Name) Altstadt, Eberhard ; Grunwald, Gerhard Scheffler, Michael ; Weiss, Frank-Peter		6. End of Project December 1995
8. Performing Organization(s) (Name, Address) Research Center Rossendorf, Inc. Institute for Safety Research PF 510119, D-01314 Dresden/Germany		7. Publication Date March 1997
		9. Originator's Report No.
		10. Reference No. 1500916
		11. No. Of Pages 215
13. Sponsoring Agency (Name, Address) Bundesministerium für Bildung, Wissenschaft, Forschung und Technologie (BMBF) 53175 Bonn		12. No. Of References 34
		14. No. Of Tables 23
		15. No. of Figures 302
16. Supplementary Notes		
17. Presented at (Title, Place, Date)		
18. Abstract <p>The project contributes to the improved evaluation of the mechanical integrity of the soviet-type VVER-440 reactors especially, to a sensitive early failure detection and to the localization of mechanical damages of reactor components by means of vibration monitoring. For that purpose the mechanical vibration of all primary circuit components was modelled by finite elements. Modeling was built on the finite element code ANSYS®.</p> <p>The interaction between the coolant flowing in the downcomer and the vibrating components has been considered by a fluid-structure element, which describes additional mode selective damping and inertia due to the coolant displacement when the downcomer geometry changes.</p> <p>The calculation model was adjusted using results from experimental vibration investigations. To some extent data from earlier measurements were available. But additionally dedicated experiments had to be performed at original VVERs. Now, the model can be regarded to be widely verified.</p> <p>Mainly it was applied to clarify how hypothetical damages of reactor internals influence the vibration signature of the primary circuit. Such kind of damage simulation is an appropriate means to find sensitive measuring positiones for on-line monitoring and to define physically based threshold values.</p> <p>In principle, the model is even suited to estimate the loads of reactor components which might be imposed by external events (explosion, earthquake).</p>		
19. Keywords Pressurized Water Reactor, Vibration, Modal Analysis, Finite-Elements-Method, Fluid-Structure Interaction, Failure Simulation		
20. Publisher Research Center Rossendorf, Inc. Post Office Box 51 01 19, D-01314 Dresden		21. Price

Analytische Modellierung mechanischer Schwingungen von Primärkreis Komponenten des Druckwasserreaktors WWER-440 mit finiten Elementen

E. Altstadt, G. Grunwald, M. Scheffler, F.-P. Weiß

Inhalt

	Seite
Kurzfassung	IV
Abkürzungen und Symbole	VI
1 Einleitung	1
1.1 Übergeordnete Zielsetzung	1
1.2 Rechentechnik, Versuchstechnik und Hilfsmittel	2
1.3 Kurzbeschreibung des WWER-440	3
2 Allgemeines zur Methode der finiten Elemente	6
2.1 Mathematische Beschreibung der FEM	6
2.2 Vorgehensweise bei einer FE-Analyse	6
2.2.1 Preprocessing	7
2.2.2 Berechnungs- oder Lösungsphase	7
2.2.3 Postprocessing	8
3 Erstellung des Strukturmodelles	10
3.1 Reaktordruckbehälter mit Ein- und Aufbauten	11
3.1.1 Hauptkomponenten	11
3.1.2 Verbindung der Hauptkomponenten	13
3.1.3 Berücksichtigung des Kühlmittels	17
3.2 Kühlschleife	17
3.3 Gesamtmodell des Primärkreislaufes	19
3.4 Lokale Modelle mit höherdimensionalen Elementen	19
3.4.1 RDB-Ringauflage	19
3.4.2 Führungskeil	21
3.4.3 Schalenschwingungen von RDB und KB	22
4 Modellierung der Fluid-Struktur-Interaktion (FSI)	25
4.1 Modellvoraussetzungen und Grundgleichungen	25
4.2 Elementare Strukturbewegungen der Zylinder	31
4.2.1 Pendelbewegung des inneren Zylinders	31
4.2.2 Axialverschiebung des inneren Zylinders	33
4.3 Experimentelle Verifikation	35

4.4	Integration der FSI in das FE Modell	37
4.4.1	Matrizen für ein Fluid-Struktur-Element	37
4.4.2	Bemerkungen zur programmtechnischen Realisierung	43
4.5	Abschätzung des Fluideinflusses bei Schalenschwingungen	44
5	Anregung durch das strömende Kühlmittel	48
5.1	Wirbelfelder im Downcomer	48
5.1.1	Der Oseen-Wirbel	48
5.1.2	Druckverteilung und Kraftwirkung eines ebenen Einzelwirbels	50
5.1.3	Wirbelfeldparameter im Downcomer des WWER-440	52
5.2	Anströmung des Kernbehälters im Bereich der Einlaßstutzen	56
6	Modalanalyse: Eigenfrequenzen und Schwingungsformen	59
6.1	Einzelne Kühlschleife	60
6.2	Gesamter Primärkreis	62
6.3	Reduziertes Modell des Primärkreises mit FSI	65
7	Berechnung erzwungener Schwingungen	69
7.1	Anregungsformen	69
7.2	Berechnung der Schwingungsspektren	71
8	Modelljustierung	75
8.1	Steifigkeitsmatrizen des Modells für RDB und Einbauten	75
8.2	Modell für die Kühlschleifen	79
8.2.1	Durchführung des Modalanalyseexperimentes	79
8.2.2	Identifikation der Modalparameter	80
8.2.3	Verwendung der Modalparameter zur Justierung des FE-Modells	82
9	Sensitivitätsstudien und Schadenssimulation	85
9.1	Temperatureinflüsse	85
9.2	Sensitivität der Modalparameter gegenüber Änderungen der Steifigkeitsmatrizen	86
9.3	Simulation mechanischer Komponentenschäden	90
9.3.1	Versagen von Federrohrsegmenten	90
9.3.2	Bruch von Führungskeilen	92
10	Untersuchungen an einem 1:10 Versuchsstand	96
11	Schlußfolgerungen und Ausblick	99
12	Literatur	103

Anhang A1:	Bilder zu Kap. 1	A1.1 - A1.2
Anhang A2:	Bilder zu Kap. 2	A2.1
Anhang A3:	Bilder zu Kap. 3 Tabellen zu Kap. 3 (Elementeparameter)	A3.1 - A3.22 A3.23 - A3.27
Anhang A4:	Bilder zu Kap. 4	A4.1 - A4.8
Anhang A5:	Bilder zu Kap. 5	A5.1 - A5.5
Anhang A6:	Bilder zu Kap. 6	A6.1 - A6.38
Anhang A7:	Bilder zu Kap. 7	A7.1 - A7.5
Anhang A8:	Bilder zu Kap. 8	A8.1 - A8.7
Anhang A9:	Bilder zu Kap. 9	A9.1 - A9.11

Kurzfassung

Das Vorhaben leistet einen Beitrag zur verbesserten Beurteilung der mechanischen Integrität von Reaktoren der russischen WWER-440-Baureihe, insbesondere zur empfindlichen Früherkennung und Lokalisation mechanischer Schädigungen an Reaktorkomponenten mit Hilfe schwingungsdiagnostischer Methoden. Zu diesem Zweck wurde das mechanische Schwingungsverhalten aller Primärkreiskomponenten mit finiten Elemente (FE) modelliert. Dafür wurde das Programmpaket ANSYS® genutzt.

Die Wechselwirkung zwischen dem im Downcomer abwärts strömenden Kühlmittel und den schwingenden mechanischen Strukturen ist über ein Fluid-Struktur-Element berücksichtigt worden, das die zusätzliche modenselektiv wirkende Dämpfung und Trägheit infolge der Kühlmittelverdrängung bei zeitlich veränderlicher Spaltweite des Downcomers beschreibt.

Das Berechnungsmodell wurde mit Ergebnissen experimenteller Schwingungsuntersuchungen justiert. Zum Teil konnte auf frühere Messungen zurückgegriffen werden. Zusätzlich wurden dedizierte Schwingungsmessungen durchgeführt. Das Modell kann als weitgehend verifiziert gelten.

Es wurde in der Hauptsache genutzt, um zu klären, wie sich unterstellte mechanische Defekte von Reaktoreinbauten auf die Schwingungen der Gesamtanlage auswirken. Diese Schadenssimulation ist besonders geeignet, empfindliche Meßpositionen für die on-line Überwachung zu finden und physikalisch fundierte Grenzwerte zu definieren.

Das entwickelte Modell ist grundsätzlich auch geeignet, um Lastabschätzung für die Reaktorkomponenten bei Einwirkung von außen (Explosion, Erdbeben) vorzunehmen.

Abstract

The project contributes to the improved evaluation of the mechanical integrity of the soviet-type WWER-440 reactors especially, to a sensitive early failure detection and to the localization of mechanical damages of reactor components by means of vibration monitoring. For that purpose the mechanical vibration of all primary circuit components was modelled by finite elements. Modeling was built on the finite element code ANSYS®.

The interaction between the coolant flowing in the downcomer and the vibrating components has been considered by a fluid-structure element, which describes additional mode selective damping and inertia due to the coolant displacement when the downcomer geometry changes.

The calculation model was adjusted using results from experimental vibration investigations. To some extent data from earlier measurements were available. But additionally dedicated experiments had to be performed at original WWERs. Now, the

model can be regarded to be widely verified.

Mainly it was applied to clarify how hypothetical damages of reactor internals influence the vibration signature of the primary circuit. Such kind of damage simulation is an appropriate means to find sensitive measuring positions for on-line monitoring and to define physically based threshold values.

In principle, the model is even suited to estimate the loads of reactor components which might be imposed by external events (explosion, earthquake).

Abkürzungen und Symbole

ASL	Autospektralleistung
B	Dämpfungsmatrix
BE	Brennelement (in Anlehnung an russische Bezeichnungen auch Areitskassette oder Brennstoffkassette genannt)
c	Federkonstante allgemein
c_u	Umfangsgeschwindigkeit des Fluids im Wirbel
C_e	Steifigkeit eines finiten Elementes
C	Steifigkeitsmatrix
C^{FK}	Steifigkeitsmatrix der Führungskeile
C^{FP}	Steifigkeitsmatrix der Federpakete
C^{RL}	Steifigkeitsmatrix der Ringlagerung
C^{RS}	Steifigkeitsmatrix der Federrohrsegmente
DE	Dampferzeuger
DGL	Differentialgleichung
DOF	degree of freedom (Freiheitsgrad)
DWR	Druckwasserreaktor
EF	Eigenfrequenz
EWA	Eigenwertaufgabe
f	Vektor der Knotenkräfte
f	Frequenz
FDL	Frischdampfleitung
FE	Finite Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
FFT	Fast Fourier Transform (Schnelle Fouriertransformation)
FK	Führungskeil
FRS	Federrohrsegment
FSE	Fluid-Struktur-Element
FSI	Fluid-Struktur-Interaktion
$f_i \quad i = x,y,z$	generalisierte Kräfte in den Knoten
FZR	Forschungszentrum Rossendorf
HAS	Hauptabsperrschieber
HUL	Hauptumwälzleitung
HUP	Hauptumwälzpumpe
KB	Kernbehälter
KBE	Kernbehältereinbauten
KK	Kassettenkorb
KWE	Kalt-Warm-Erprobung
L	Länge (allg.); Länge des Ringspaltes beim Strömungspendel
M	Massenmatrix
MDOF	master degree of freedom (generalisierter Freiheitsgrad)
$m_i \quad i = x,y,z$	generalisierte Momente in den Knoten
OB	Oberer Block
OKG	Oberes Kerngerüst (Schutzrohrblock)
p	Statischer Druck im Fluid
q	Vektor der generalisierten Koordinaten (enthält die MDOF)

\mathbf{q}	Eigenvektor
\mathbf{Q}	Vektor der generalisierten Kräfte
r	Radialkoordinate im Zylinderkoordinatensystem
R	Radius (allg.), Radius der Spaltraummittelfläche
RB	Randbedingungen
RDB	Reaktordruckbehälter
RDBE	Reaktordruckbehältereinbauten
Re	Reynoldszahl
RMS	Effektivwert, Standardabweichung, quadratischer Mittelwert (root mean square)
rot i $i = x, y, z$	Rotationsfreiheitsgrade der Knoten des FE-Modells
s	Spaltweite des Ringspaltes bei der Fluid-Struktur-Interaktion
SB	Schachtboden
SÜS	Schwingungsüberwachungssystem
SWL	Speisewasserleitung
T	Temperaturdifferenz
$\mathbf{u}(x, y, z, t)$	Vektorfeld der Verschiebung
u_i $i = x, y, z$	Verschiebungsfreiheitsgrade der Knoten des FE-Modells
\mathbf{v}, \mathbf{v}	Geschwindigkeit, Geschwindigkeitsvektor
WWER	Typbezeichnung der russischen DWR
Δf	Frequenzlinienabstand
λ	Eigenwert ($\lambda = \delta \pm 2\pi f$) oder Reibungsbeiwert für Fluidreibung
ρ	Dichte
φ	Umfangskoordinate im Zylinderkoordinatensystem
Ω	Erregerkreisfrequenz
ϑ	Temperatur in °C
$\partial_t ()$	Partielle Ableitung nach der Zeit; $\partial_t () = ()' = \partial () / \partial t$
∂_k	Partielle Ableitung nach einer Raumkoordinate; $k = \{x, y, z, r, \varphi\}$
∇	Nabla-Operator

1 Einleitung

1.1 Zielsetzung und Einordnung des Vorhabens

Die Betriebserfahrung zu den in der DDR sowie zu den in Osteuropa betriebenen WWER belegen, daß mehrfach strömungsinduzierte Schwingungen von RDB-Einbauten aufgetreten sind - teilweise mit Folgeschädigungen an Reaktorkomponenten. Die an den Blöcken 1 - 4 des KKW Greifswald beobachteten anormalen Schwingungsphänomene sind insofern repräsentativ:

- normale Pendel- und Schalenschwingungen des Druckgefäßes mit Amplituden von weniger als 1 μm /3,4/
- strömungsinduzierte Schwingungen der Regelelemente mit Anschlägen an die benachbarten Brennelemente, die z.T. zur Zerstörung der BE-Mäntel und Brennstabhüllen geführt haben /5/
- Schwingungen des KB mit allen seinen Einbauten relativ zum RDB mit Amplituden bis zu 5mm. Hierbei kam es infolge einer begleitenden quasistatischen Drehung des KB um die Vertikalachse zu einem Achsversatz von bis zu 23 mm gegenüber dem RDB und zu erheblichen Materialabtragungen am KB-Flansch, den Federrohrsegmenten und den Führungskeilen (bis zu 18mm). Eine weitere Achsverdrehung hätte vermutlich die Beweglichkeit der Regelelemente beeinträchtigt /6/ und damit die Zeit für die Reaktorschnellabschaltung.

Die **Bilder 1.1** und **1.2** im Anhang A1 zeigen die Schäden am RDB Dichtring und an einem Führungskeil infolge anomaler KB-Bewegung am Block 2 des KKW Greifswald.

Ähnliche Ereignisse sind vom KKW Kola (Rußland) und von Kosloduj (Bulgarien) bekannt geworden.

Die Auswertung von on-line Messungen zur Schwingungsüberwachung zeigt, daß eine Früherkennung der anormalen Schwingungen und Schäden beim damals gegebenen Stand des Wissens nicht in jedem Falle möglich war. Das gilt auch dann, wenn die betreffenden Reaktoren mit der notwendigen Diagnosetechnik ausgerüstet gewesen wären.

Dieser Tatbestand ist vornehmlich darauf zurückzuführen, daß bislang kein theoretisches Schwingungsmodell zur Verfügung stand, das eine durchgängige Interpretation der extern am RDB gemessenen Schwingungen hinsichtlich der Bewegung der beteiligten Einbauten erlaubt hätte. Gleiches gilt sinngemäß für das Neutronenrauschen und die Druckfluktuationen. Erst ein solches Modell eröffnet den Zugang zur Früherkennung von Anomalien und zu einer echten Schwingungsdiagnostik im Sinne einer Schadenslokalisierung und Ursachenermittlung.

Mit den Arbeiten in diesem Vorhaben ist die derart beschriebene Kenntnislücke

geschlossen und ein Beitrag zur Erhöhung der Betriebssicherheit von WWER-440 geleistet worden.

Insbesondere wurde geklärt

- mit welchen Methoden das normale Schwingungsverhalten des WWER modelliert werden kann,
- welche Primärkreiscomponenten in diesem Modell erfaßt werden müssen und wie die Componenten miteinander zu koppeln sind, um alle vorliegenden Schwingungsmessungen schlüssig abzudecken
- welche schwingungsmechanischen Auswirkungen mit dem Versagen ausgewählter Konstruktionscomponenten verbunden sind (Schadenssimulation)
- wie die Grenzwerte für Frequenzverschiebungen und Amplitudenveränderungen zu setzen sind, um Schäden früh und zweifelsfrei detektieren zu können
- und wo die optimalen Meßpositionen auf den Außenflächen des Primärkreises liegen, um Veränderungen des Schwingungsverhaltens infolge Komponentendegradation empfindlich zu erfassen.

Arbeiten mit ähnlich gelagerter Zielstellung wurden bereits für Druckwasserreaktoren westlicher Bauart durchgeführt /1,2/ und haben eine wichtige Grundlage für die Entwicklung von on-line Überwachungsverfahren für diese Reaktoren gelegt.

In Anbetracht der Kompliziertheit der Primärkreisstrukturen und vor allem der RDB-Einbauten wurde für die schwingungsmechanische Modellierung auf die Methode der Finiten Elemente (FEM) zurückgegriffen. Dabei kam das Programm ANSYS® zum Einsatz. Um den Einfluß des mitschwingenden Kühlmittels zu berücksichtigen, wurde ein Fluid-Struktur-Element (FSE) entwickelt und in das Schwingungsmodell eingebaut. Das FSE beschreibt die zusätzlichen Dämpfungs- und Trägheitskräfte, die durch die Kühlmittelverdrängung im Downcomer bei zeitlich variierender Geometrie entstehen.

Die zunächst aus den Konstruktionsunterlagen gewonnenen FE-Parameter wie Steifigkeiten und Trägheitsmomente wurden durch Vergleich gerechneter und gemessener Signaturen (Schwingungsfrequenzen, Übertragungsfunktionen, Phasenverläufe) justiert. Dabei wurde einerseits auf vorhandene Messungen zurückgegriffen, andererseits wurden dedizierte Schwingungsmessungen in Greifswald und Dukovany durchgeführt.

Die Autoren möchten an dieser Stelle der EWN GmbH Greifswald und dem VUJE Bohunice (Slowakische Republik) für die Unterstützung bei der Durchführung der Messungen danken.

Wegen des derart berücksichtigten, reichen experimentellen Datenmaterials kann das nunmehr vorliegende justierte Modell für das normale Schwingungsverhalten als weitgehend verifiziert gelten.

Auf der Grundlage des justierten Berechnungsmodelles können Komponentenschäden simuliert und Empfindlichkeitsstudien betrieben werden. Dazu werden für Komponentenschäden typische Parameteränderungen im FE-Modell vorgenommen und entsprechende Schwingungssignale berechnet.

Obwohl nicht Gegenstand dieses Vorhabens kann das vorliegende Schwingungsmodell auch genutzt werden, um die Belastungen der Primärkreis-komponenten beispielsweise bei Sicherheitserdbeben oder Explosionsdruckwellen abzuschätzen.

1.2 Rechentechnik, Versuchstechnik und Hilfstechnik

Für die Durchführung des Vorhabens wurden folgende Hilfsmittel verwendet:

- Rechner: Hewlett-Packard Workstation HP 9000 / 720
X-Terminal für Workstation
PC 386 DX
- Software: Finite-Elemente-Code ANSYS (Revisionen 4.4A bis 5.1)
SMS STAR-struct für experimentelle Modalanalyse
Programmsystem NLSYS (Eigenentwicklung)
Word Perfect 6.1 (Berichterstellung)
MS-Excel 5.0 (Diagramme und Auswertung)
- Meßtechnik: Datenerfassungssystem pk-Systeme, 16 kanalig
Div. Beschleunigungssensoren, Verstärker und Kabel
- Versuchsobjekte: Kühlschleife am Block 6 des KKW Greifswald
Kühlschleife am Block 4 des KKW Dukovany (Tschechien)
1:10 Modell des WWER-440 im FZR
Strömungspendel zur Untersuchung der Fluid-Struktur-Wechselwirkung

1.3 Kurzbeschreibung des WWER-440

Der WWER-440 ist ein Druckwasserreaktor (DWR) russischer Bauart mit einer Leistung von 440 MW_e. In Tabelle 1.1 sind einige allgemeine Kenngrößen aufgeführt.

Tabelle 1.1: Wichtige allgemeine Parameter und Kenngrößen des WWER-440	
Thermische Leistung	1375 MW
Elektrische Leistung	440 MW
Betriebsdruck	12.5 MPa

Tabelle 1.1: Wichtige allgemeine Parameter und Kenngrößen des WWER-440	
Auslegungsdruck	14.0 MPa
Kühlmitteltemperatur am Spaltzoneneintritt	269 °C
Kühlmitteltemperatur am Spaltzonene Austritt	299 °C
Anzahl der Kühlschleifen (Dampferzeuger, Hauptumwälzpumpen)	6
Kühlmitteldurchsatz im Primärkreis	39000 m ³ /h
Anzahl der Brennelemente (Arbeitskassetten)	312
Anzahl der Regelelemente	37
Brennstoffmenge (UO ₂)	42 t

Der WWER-440 weist gegenüber westlichen DWR und auch gegenüber dem größeren WWER-1000 einige konstruktive Besonderheiten auf. Beispielsweise verfügt er über sogenannte Regelelemente, bestehend aus Absorberteil mit Brennstofflager, die über Gestänge an den Antrieben in den Standrohren des RDB-Deckels aufgehängt sind. Diese Regelelemente können durch das Kühlmittel wie ein Doppelpendel zu strömungsinduzierten Schwingungen angeregt werden.

Der WWER-440 besitzt 6 Kühlmittelschleifen, wobei sich die Stutzen für Kühlmittelintritt und -austritt in unterschiedlichen Höhen befinden.

Der Gesamtschwerpunkt des Reaktors liegt über dem Ringauflager; die Verankerung auf dem Ringauflager erfolgt über Pratzten. Das Auflager ist aus Gründen der Strahlenabschirmung fundamenteitig als Ringwasserbehälter ausgeführt, dessen mögliche elastische Deformation eine zusätzliche mechanische Nachgiebigkeit darstellen kann.

Der Kernbehälter (= Reaktorschacht) ist demontierbar in den RDB eingehängt; im unteren Bereich wird der KB mit 8 symmetrisch verteilten Führungskeilen fixiert. Ein Kernbehälterschemel fehlt. Sechs Federrohrsegmente (= Kompensatorrohre), die auf dem Umfang des KB-Flansches verteilt sind, verspannen den KB gegen den RDB-Deckel, kompensieren unterschiedliche thermische Ausdehnungen von Einbauten und RDB und verhindern ein Aufschwimmen. Die direkte Kühlmittelströmung (Bypassströmung) vom Eintritt zum Austritt wird durch einen Dichtring am RDB und ein Labyrinth am KB bis auf wenige Prozent des Nominaldurchsatzes begrenzt.

Im KB befinden sich drei Großbauteile, nämlich KB-Boden, Kassettenkorb und Schutzrohrblock (= OKG), die sich zumindest im Schadensfall relativ zum KB und zum Druckgefäß bewegen können.

Die hexagonalen Brennelemente der Spaltzone stehen in einem Kassettenkorb, der über sogenannte Kerzen auf dem KB-Boden zentriert ist.

Der Schutzrohrblock (=OKG) steht auf dem Kassettenkorb und enthält die 37

Schutzrohre für die Absorber und Zwischengestänge der Regelemente; sogenannte Körbchen in der Bodenplatte greifen in die Kopfteile der Brennelemente (BE) und sollen so Relativbewegungen der BE gegeneinander verhindern; alle KB-Einbauten werden durch die 72 Federpakete des Schutzrohrblockes, die ebenfalls gegen den Bund des Reaktordeckels drücken, am Aufschwimmen gehindert.

Der WWER-440 existiert in zwei Baureihen. Die ältere Baureihe W230 unterscheidet sich von der neueren Baureihe W213 u.a. in folgenden wesentlichen Merkmalen:

- * Kühlschleifengeometrie: Beim W230 sind die Ein- und Austrittsstutzen am RDB um jeweils 30° versetzt, der Winkel zwischen zwei Kühlschleifen beträgt 50° . Beim W213 liegen Ein- und Austrittsstutzen genau übereinander, der Winkel zwischen den Kühlschleifen 1, 2, 3 sowie 4, 5, 6 beträgt 45° .
- * Der Kernbehälter des W230 besitzt im Bereich der Spaltzone einen separaten biologischen Schild (zumindest bei den ältesten Anlagen). Dieser ist beim W213 lediglich als Verdickung des KB ausgeführt.
- * Der W230 verfügt über eine ebene Siebplatte im Bereich des unteren Plenums, während beim W213 zur Verbesserung der Strömungsverhältnisse ein elliptischer Siebboden angebracht wurde.
- * Die Rahmenkonstruktion am oberen Block zur Halterung der Regelementantriebe hat beim W230 vier vertikale Rahmenstangen auf (90° Teilung), die mit vier Ringprofilen in verschiedenen Höhen untereinander verbunden sind. Beim W213 sind es sechs Rahmenstangen (60° Teilung) mit drei Ringprofilen.

Innerhalb dieses Vorhabens wurde die neuere Baureihe W213 modelliert. Die o.g. konstruktiven Unterschiede zwischen W230 und W213 beeinflussen das mechanische Schwingungsverhalten nur geringfügig.

2 Allgemeines zur Methode der finiten Elemente

2.1 Mathematische Beschreibung der FEM

Statische und dynamische Verformungen elastischer Strukturen werden durch partielle Differentialgleichungen (DGL) beschrieben, die nur in einfachen Sonderfällen geschlossen lösbar sind. Die Methode der FE ist ein bereichsweise angewandtes numerisches Näherungsverfahren zur Lösung dieser DGLn. Für die charakteristische Funktion der DGL, die Verschiebung $u(x,y,z,t)$, werden Ansatzfunktionen (i.a. Polynome) eingeführt, die in einem Teilbereich des DGL-Gebietes (der mechanischen Struktur) definiert sind. Diese Teilbereiche bezeichnet man als FE, wobei die Menge aller FE das gesamte DGL-Gebiet überdeckt. Die Verbindungsstellen zweier benachbarter FE sind die Knoten. Die noch unbekanntenen Knotenverschiebungen u_x , u_y , u_z und ggf. auch die Rotationen rot_x , rot_y , rot_z dienen als Gewichte für die Ansatzfunktionen und bestimmen so den Verlauf der Verschiebung im FE. Setzt man den so gewonnenen Näherungsansatz in die Integralform (oder schwache Form) der DGL ein, führt das auf ein algebraisches Gleichungssystem für die Knotenverschiebungen (GALERKIN-Verfahren), welches bei linearer DGL ebenfalls linear ist und in Matrixschreibweise formuliert wird. Damit ist eine Näherungslösung für die charakteristische Funktion $u(x,y,z,t)$ gewonnen worden. Aus den bekannten Knotenvariablen lassen sich über die Verschiebungs-Verzerrungs-Beziehungen auch die elastischen Dehnungen und daraus wiederum über das Materialgesetz die Beanspruchungen (Schnittkräfte und Spannungen) ableiten. Die Genauigkeit der FE-Lösung ist i.a. um so höher, je feiner die Vernetzung, d.h. je kleiner die Elementgröße, gewählt wird [7].

Die FEM ist nicht auf den klassischen Anwendungsfall der Elastizitätstheorie beschränkt, sondern auch auf andere DGL der Physik übertragbar (Wärme- und Magnetfeldberechnungen, Akustik, Strömungsvorgänge etc.).

2.2 Vorgehensweise bei einer FE-Analyse

Die praktische Anwendung der FEM erfordert also eine gedachte Zerlegung der zu analysierenden realen Struktur in viele kleine Teilstücke, die den FE des Berechnungsmodells zugeordnet werden. Entsprechend den konkreten geometrischen Dimensionen und Materialeigenschaften ergeben sich aus dieser Diskretisierung die Parameter der FE, d.h. die Elementsteifigkeitsmatrizen, Elementmassenmatrizen und ggf. Elementdämpfungsmatrizen. Die Belastung der Struktur (Kräfte, Drücke, Verschiebungen usw.) wird dabei von der rechten Seite des zu lösenden algebraischen Gleichungssystems geliefert.

Die allgemeine Vorgehensweise läßt sich in drei Hauptphasen unterteilen: *Preprocessing*, *Lösungsphase* und *Postprocessing* (siehe auch **Bild 2.1**, Anhang A2).

2.2.1 Preprocessing

Der erste Schritt der Diskretisierung der Struktur ist die Auswahl geeigneter Elementtypen. Prinzipiell stehen dem FE-Anwender zur Verfügung: Punktelemente (Punktmassen, Einzelfedern und -dämpfer etc.), Linienelemente (Stäbe, Biegebalken, Seile etc.), Flächenelemente (Schalen, Scheiben, Platten etc.) und Volumenelemente (Massivbauteile). Mit der Wahl von Punkt-, Linien- oder Flächenelementen ist jeweils eine gewisse Idealisierung verbunden, die durch die Problemstellung gerechtfertigt sein muß. Andererseits ist aus Speicherplatz- und Rechenzeitgründen eine möglichst einfache Modellierung anzustreben.

Eine weitere festzulegende Modelleigenschaft ist die Dimension der Verformung und damit verbunden die Anzahl der Freiheitsgrade (DOF) eines Knotens. Eine ebene Verformung in der x-y-Ebene beispielsweise ist durch die drei Knoten-DOF u_x, u_y, rot_z gekennzeichnet, während eine räumliche Verformung 6 DOF pro Knoten ($u_x, u_y, u_z, \text{rot}_x, \text{rot}_y, \text{rot}_z$) aufweist.

Die Lage der Knoten und die Anzahl der Elemente hängt einerseits von der gewünschten Feinheit des FE-Netzes ab, andererseits müssen auch die in der Struktur vorhandenen Diskontinuitäten berücksichtigt werden (Materialwechsel, geometrische Übergänge, eingeprägte Belastungen etc.).

Nachdem Elementtypen und Knoten-DOF sowie Elementgrößen und Knotenpositionen festgelegt sind, erfolgt die Parametrisierung der FE. Diskretisiert man z.B. einen Strukturabschnitt mit Balkenelementen, so müssen für jedes FE die Flächenträgheitsmomente, der Querschnitt, die Massenbelegung sowie die Materialwerte ermittelt werden. Die Parametrisierung der FE erfolgt auf der Grundlage der Konstruktionsunterlagen und anderen Informationsquellen (z.B. Messungen oder Wägungen).

Die Lagerung auf dem Fundament, die Verbindung von einzelnen Teilstrukturen und sonstige kinematische Einschränkungen werden bei der FEM über Rand- und Zwangsbedingungen realisiert. An den entsprechenden Knoten werden dazu bestimmte DOF festgesetzt bzw. mit DOF anderer Knoten über lineare Beziehungen verbunden.

Schließlich ist für die komplette FE-Modellierung noch die Einarbeitung der Erregung erforderlich, sofern die Art der Analyse (statische Analyse, harmonische Analyse oder transiente Analyse) ein Gleichungssystem mit rechter Seite verlangt. Die Erregung (oder die Last) kann in Form von Knotenkräften oder Knotenverschiebungen bzw. durch verteilte Elementlasten (Drücke, Streckenlasten) aufgebracht werden.

2.2.2 Berechnungs- oder Lösungsphase

Aus den parametrisierten FE werden die Systemmatrizen für das zu lösende Gleichungssystem gebildet. Handelt es sich um eine statische Analyse, gibt es nur eine Steifigkeitsmatrix \mathbf{C} , während bei dynamischen Berechnungen noch die Massenmatrix

M und ggf. die Dämpfungsmatrix **B** hinzukommen. Die rechte Seite **f** des Gleichungssystems wird aus der Erregung gebildet. Die allgemeine transiente Gleichung für eine elastische Struktur ist

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{C}\mathbf{q}(t) = \mathbf{f}(t) \quad (2.1)$$

Der Vektor **q** enthält die unbekanntenen Knotenverschiebungen und entspricht damit dem räumlich diskretisierten Verschiebungsfeld der Struktur. Bei einer statischen Analyse entfällt die Zeitabhängigkeit von **q** und **f**, so daß ein einfaches lineares Gleichungssystem vorliegt.

$$\mathbf{C}\mathbf{q} = \mathbf{f} \quad (2.2)$$

Bei der Modalanalyse (Ermittlung von Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen) entfällt der Erregervektor (**f = 0**), und aus Gl. (2.1) wird ein Eigenwertproblem:

$$(\lambda^2\mathbf{M} + \lambda\mathbf{B} + \mathbf{C}) \cdot \hat{\mathbf{q}} = \mathbf{0} \quad (2.3)$$

Die harmonische Analyse ist durch einen Erregervektor der Form **f = f₀ sin Ωt** charakterisiert. Der Amplitudenvektor ergibt sich aus

$$(-\Omega^2\mathbf{M} + j\Omega\mathbf{B} + \mathbf{C}) \cdot \hat{\mathbf{q}}(\Omega) = \mathbf{f}(\Omega) \quad (2.4)$$

Für jede dieser Analysearten existieren spezielle Lösungsverfahren /8/. Die Lösung von Gl. (2.1) (transiente Analyse) ist dabei am aufwendigsten hinsichtlich Rechenzeit und Speicherbedarf, da das Gleichungssystem auch bzgl. der Zeit diskretisiert werden muß. Charakteristisch für die FEM ist, daß es sich bei den Gln. (2.1)-(2.4) um Gleichungssysteme hoher Dimension handelt. Je feiner die Diskretisierung der Struktur mit FE erfolgt, um so größer werden die Gleichungssysteme.

Die Modalanalyse und die harmonische Analyse sind nur für lineare Strukturmodelle möglich, während die statische und transiente Analyse auch nichtlinear sein können. Bei nichtlinearen Strukturmodellen sind die Systemmatrizen **M**, **B**, **C** nicht konstant sondern vom Verschiebungsvektor **q** oder von der Zeit **t** abhängig. Nichtlinearitäten können geometrisch bedingt sein (große Verformungen, Anschläge) oder durch das Materialverhalten (Plastizität, Kriechen, nichtlineares Spannungs-Dehnungsverhalten). In diesen Fällen kommen iterative Algorithmen zur Lösung der Gleichungssysteme zum Einsatz (NEWTON-RAPHSON-Verfahren /8/).

2.2.3 *Postprocessing*

Im Postprocessor des FE-Codes wird die Lösung für die im Vektor q enthaltenen Primärvariablen (Knotenverschiebungen bzw. -verdrehungen) weiterverarbeitet. Einerseits kann man aus den Primärvariablen abgeleitete Größen wie Dehnungen, Spannungen und Schnittkräfte berechnen, andererseits kann eine Signalverarbeitung durchgeführt werden (Fouriertransformation, Differenzierung etc.), wenn die Primärdaten als zeitabhängige Größen vorliegen. Mit Hilfe vielfältiger graphischer Funktionen werden die Informationen aus dem Lösungsvektor bzw. aus den daraus abgeleiteten Größen verdichtet und übersichtlich dargestellt, so daß eine Bewertung der durchgeführten Analyse besser möglich ist.

3 Erstellung des globalen Strukturmodelles

Die Entwicklung des Modelles erfolgt mit dem Code ANSYS® auf einer Hewlett-Packard Workstation. Es umfaßt den gesamten Primärkreislauf einschließlich der Dampferzeuger, der Hauptumwälzpumpen, der Hauptabsperrschieber und natürlich des RDB und seiner Einbauten. Das Modell ist in der Weise modular aufgebaut, daß jede Komponente des Primärkreises in einem separaten Eingabefile modelliert wird. Das ermöglicht auch die Analyse für Einzelkomponenten (z.B. einzelne Kühlschleife) sowie für verschiedene Betriebs- und Montagezustände der Anlage.

Nach den Erfahrungen aus Schwingungsexperimenten und Schwingungsüberwachung /3,4/ ist der Frequenzbereich von ca. 0-30 Hz relevant für die Beurteilung der mechanischen Integrität einer WWER-440-Anlage. Das bedeutet, daß die reale Struktur in diesem Frequenzband durch das FE-Modell hinreichend genau abgebildet werden muß. Wenn in diesem Frequenzband nur Biege-, Torsions- und Längsschwingungen auftreten, kann die Struktur mit Linienelementen (Balken- oder Rohrelementen) diskretisiert werden. Um eine solche Idealisierung, die aus numerischen - Gründen natürlich anzustreben ist, zu rechtfertigen, muß nachgewiesen werden, daß die höherdimensionalen Schwingungsmoden (Schalenschwingungen) oberhalb dieses Bereiches liegen bzw. daß keine Kopplung von Biegeschwingungen und Schalenschwingungen auftritt. Dazu wurden separate Berechnungen für einzelne Komponenten unter Verwendung von Schalenelementen durchgeführt (Kap. 3.4). Diese ergaben, daß die Verwendung von Balken- oder Rohrelementen bei der Modellierung des Primärkreislaufes für den Frequenzbereich von 0-30 Hz zulässig ist. Weil es sich bei den zu modellierenden Komponenten um rohrförmige oder sonstige annähernd rotationssymmetrische Bauteile handelt, wird auf den Elementtyp PIPE16 zurückgegriffen. Da bei der Berechnung der Elementmatrizen auch die Drehträgeit und die Schubverzerrung berücksichtigt werden /8/, können auch kurze gedrungene Strukturabschnitte mit diesem Element diskretisiert werden.

Weitere FE-Typen, die zum Einsatz kommen, sind strukturelle Massen (MASS21), Feder-Dämpfer-Elemente (COMBIN40) und Steifigkeitsmatrizen der Dimension 12x12 (MATRIX27). Die Strukturmassen sind erforderlich, um kleinere oder sehr steife Bauteile, die nicht mit Rohrelementen modelliert werden können (z.B. Grund- und Führungsplatten, kurze Flansche, Ventileinbauten, Antriebsmotoren), sowie auch das Kühlmittel außerhalb des Downcomers massenmäßig zu berücksichtigen. Die Feder-Dämpfer-Elemente bzw. die Steifigkeitsmatrizen dienen zur Modellierung der Verbindung der einzelnen Großkomponenten bzw. deren Lagerung auf dem Fundament.

Das bei der Modellierung zugrunde gelegte globale kartesische Koordinatensystem hat seinen Ursprung in der Lagerungsebene des RDB (Unterkante des Auflageflansches ist $z=0$). Die z-Achse liegt auf der Mittelachse des RDB und ist nach oben gerichtet. Die x-Achse liegt in Richtung der Achse I-III (vgl. Bild 3.12) und ist somit auf die Kühlschleife Nr. 2 gerichtet, die y-Achse zeigt demzufolge in Richtung II-IV. Die y-z-Ebene stellt annähernd eine Symmetrieebene für den Primärkreis dar, wenn man von kleineren Aggregaten und Rohrleitungen absieht. Azimutale Positionen in der horizontalen Ebene werden als mathematisch positiver Winkel zur x-Achse angege-

ben. Falls nichts anderes vereinbart, beziehen sich alle Koordinaten- und Richtungsangaben in diesem Bericht auf dieses globale Koordinatensystem.

3.1 Reaktordruckbehälter mit Ein- und Aufbauten

Im RDB sind mehrere Großkomponenten enthalten (**Bild 3.1**, Anhang A3). Der Kernbehälter (KB) wird über den oberen KB-Flansch in den RDB-Flansch eingehängt und durch die Federrohrsegmente gegen den RDB-Deckel nach unten gedrückt. Die acht an der RDB-Innenwand angeschweißten Führungskeile greifen in die am unteren Ende des KB befindlichen Nuten ein und verhindern eine Verdrehung des KB um die Vertikalachse. Jeder Führungskeil stellt eine Tangentialfeder zwischen RDB und KB dar.

Im KB sind wiederum drei Großbauteile enthalten. Der *Schachtboden* (SB), der zur Aufnahme der 37 Brennstoffröhren bei eingetauchten Regelementen dient, ist im unteren KB-Flansch eingehängt und verstiftet. Auf dem Schachtboden steht der *Kassettenkorb* (KK), der die 312 Brennelemente enthält. Auf dem KK steht das *obere Kerngerüst* (OKG). Es dient als Führung und Schutzrohrblock für die im oberen Block aufgehängten 37 Regelementantriebsstangen sowie die Absorberteile der Regelemente. Am äußeren Umfang des OKG befinden sich 72 Federpakete, die die Einbauten des KB gegen den RDB-Deckel nach unten drücken, um ein Aufschwimmen durch das nach oben strömende Kühlmittel zu verhindern.

Der obere Block besteht aus dem sphärischen RDB-Deckel, den 37 sogenannten SUS-Standrohren, die die Regelementantriebe enthalten, und einem Standrohrrahmen. Der RDB-Deckel wird über den Druckring mittels 60 Stiftschrauben M140 auf den RDB-Flansch gepresst. Die SUS-Standrohre und der Standrohrrahmen sind am RDB-Deckel angeflanscht.

3.1.1 Hauptkomponenten

Reaktordruckbehälter Der RDB besteht aus einem elliptischen Boden mit der Wandstärke 170 mm, einem zylindrischen Teil unterhalb des Ringauflagers (Wandstärke 150 mm), einem zylindrischen Teil oberhalb des Ringauflagers mit Ein- und Austrittsstutzen (Wandstärke 210-225 mm) und dem Flansch (480 mm dick). **Bild 3.6** (Anhang A3) ist ein Längsschnitt durch den RDB mit Angabe der Hauptabmessungen und der Lage der Knoten für die FE-Diskretisierung. Die Diskretisierung erfolgt mit Rohrelementen (PIPE16) und Strukturmassen (MASS21). Die Parameter der betreffenden Elemente sind in Tabelle 3.1 (Parametersatz 32 bis 38) bzw. Tabelle 3.2 (Parametersatz 39) im Anhang aufgeführt. Die Masse des leeren RDB beträgt 210 t. Zugehöriger ANSYS File: "mdlrdp.mac".

Kernbehälter Der Kernbehälter ist im wesentlichen ein zylindrisches Rohr mit Abschnitten verschiedener Wandstärke zwischen 36 und 87.5 mm. **Bild 3.5** zeigt einen Längsschnitt mit den Hauptabmessungen und den Knotenpositionen. Die Diskretisie-

rung erfolgt mit PIPE16- und MASS21-Elementen. Die Parameter der FE sind in Tabelle 3.1 (Parametersätze 20 bis 24) und Tabelle 3.2 (Parametersätze 25 bis 27) zu finden. Im Bereich des Kühlmittelaustritts ist die KB-Wand perforiert (1300 Löcher $\varnothing 32$). Die damit verbundene Verringerung der Massenbelegung und der Steifigkeit des Rohrelementes wird durch modifizierte Materialkennwerte (Dichte und E-Modul) berücksichtigt (Tabelle 3.4: Material 6). Die Masse des leeren KB ist 38.3 t. Zugehöriger ANSYS File: "mdlkb.mac".

Schachtboden Der SB besteht aus einer Bodenplatte und einer Deckplatte, die durch den SB-Mantel verbunden sind. An der Deckplatte ist ein Flansch vorhanden, der auf dem unteren KB-Flansch sitzt. Boden- und Deckplatte sind perforiert und fungieren als Halterung für die 37 Führungsrohre, die zur Aufnahme der Brennstoffleger dienen. Diese 37 Führungsrohre sind doppelwandig ausgeführt, wobei die inneren Rohre demontierbar sind und sogenannte Dämpferstifte (zum Abbremsen der einfallenden Regelelemente bei Reaktorschnellabschaltung) enthalten. **Bild 3.4** (Anhang A3) zeigt einen vereinfachten Längsschnitt. An der Bodenplatte ist außerdem noch ein elliptischer Siebboden angebracht, der zur Strömungsberuhigung im unteren Plenum dient. Die Bodenplatte, der Siebboden und die 37 Dämpferstifte werden zu einer Strukturmasse zusammengefaßt (Tabelle 3.2: Parametersatz 18, Knoten 15). Für die 37 Führungsrohre wird ein Ersatzrohr gebildet, das den gleichen Gesamtquerschnitt und das gleiche Flächenträgheitsmoment (einschließlich aller Steineranteile) besitzt. Das Mantelrohr wird mit den selben Knoten diskretisiert wie das Ersatzführungsrohr (Tab. 3.1, Parametersätze 15,16). Die perforierte Deckplatte wird mit einem Rohrelement mit abgeminderten Materialparametern abgebildet (Tab. 3.1, Parametersatz 17; Tab. 3.4, Material 5). Die Abminderung der Materialparameter ergibt sich aus den Lochdurchmessern und der Lochverteilung der Perforation. Die Masse des SB beträgt 23 t. Zugehöriger ANSYS File: "mdlsb.mac".

Kassettenkorb Der KK besteht aus einer perforierten Bodenplatte und einem darauf aufgesetzten Mantelrohr. Die Perforation der Bodenplatte dient zur Aufnahme und Fixierung der 312 hexagonalen BE sowie als Durchführung für die 37 Regelelemente. **Bild 3.2** zeigt einen vereinfachten Längsschnitt mit Hauptmaßen und Knotenpositionen. Die Bodenplatte wird mit einem Rohrelement mit reduzierten Materialwerten modelliert (Tab.3.1, Parametersatz 1; Tab. 3.4, Material 3). Aus den 312 BE wird ein Ersatzrohr gleicher Masse mit reduzierten Materialwerten gebildet (Tab. 3.1, Parametersatz 2; Tab. 3.4, Material 4) und mit den selben Knoten wie das Mantelrohr (Tab. 3.1, Parametersatz 3) diskretisiert. Der über die Oberkante der Brennelemente hinausragende Teil des Mantelrohres wird als Strukturmasse auf Knoten 5 gelegt (Tab. 3.2, Parametersatz 4). Die Masse des KK ist unbeladen (ohne Brennelemente) 19.7 t und beladen 82.1 t. Zugehöriger ANSYS File: "mdlkk.mac".

Oberes Kerngerüst Das OKG besteht aus je einer perforierten Grund-, Mittel-, und Deckplatte, einem Mantelrohr, welches Mittel- und Deckplatte verbindet, 37 Schutzrohren, die zwischen Grund- und Mittelplatte fest verschweißt sind, und 18 Meßstutzen, die auf der Deckplatte aufgeschweißt sind und durch den RDB-Deckel nach außen führen (siehe **Bild 3.3**). Die Grundplatte enthält 312 konische Zapfen, die in die Innenbohrungen der BE eingreifen und diese so arretieren und justieren. Am Umfang

des Mantelrohres ist ein Federgürtel aus 72 Federpaketen angeordnet, der das OKG und damit alle KB-Einbauten gegen den RDB-Deckel nach unten drückt. Grund-, Mittel- und Deckplatte sowie die Masse der Federpakete werden als Strukturmassen idealisiert (Tab. 3.2, Parametersätze 9-12). Für die 37 Schutzrohre wird ein Ersatzrohr mit gleichem Gesamtquerschnitt und gleichem Flächenträgheitsmoment gebildet, ebenso für die 18 Meßstutzen. Die Rohrparameter sind in Tab. 3.1 (Parametersätze 6-8) aufgeführt. Die Masse des OKG beträgt ca. 26 t. Zugehöriger ANSYS File: "mdlokg.mac".

Oberer Block Der OB besteht aus dem sphärischen RDB-Deckel, dem Druckring, dem Standrohrrahmen und den 37 SUS-Standrohren. Der Standrohrrahmen setzt sich zusammen aus 6 gleichmäßig über den Umfang verteilten am RDB-Deckel befestigten Gerüststangen, die durch 3 Ringprofile in verschiedenen Höhen miteinander verbunden sind. Den oberen Abschluß bildet die Deckeltraverse. Auf das obere Ringprofil ist eine perforierte Deckelplatte aufgeschraubt, die die 37 SUS-Standrohre untereinander und mit dem Standrohrrahmen verbindet. Die SUS-Standrohre sind am RDB-Deckel angeflanscht und enthalten die Antriebsmotoren sowie das Antriebsgestänge für die Regelelemente. Die **Bilder 3.7** und **3.8** zeigen den RDB-Deckel mit Standrohrrahmen bzw. ein einzelnes SUS-Standrohr mit den Knotenpositionen. Der RDB-Deckel mit Druckring wird mit 2 Rohrelementen modelliert (Tab. 3.1, Parametersätze 51, 52). Für die 6 Gerüststangen wird ein Ersatzrohr mit gleichem Gesamtquerschnitt und gleichem Flächenträgheitsmoment (einschl. Steineranteilen) gebildet (Tab. 3.1, Parametersatz 53). Die Ringprofile, die Deckelplatte und die Deckeltraverse werden als Strukturmassen abgebildet (Tab. 3.2, Parametersätze 54-56). Die 37 SUS-Standrohre werden ebenfalls zu einem Ersatzrohr zusammengefaßt, hier erfolgt jedoch die Zusammenfassung über die Materialwerte (Tab. 3.1, Parametersätze 57, 58; Tab. 3.4, Material 7). Die Antriebsgestänge und Antriebsmotoren werden als Strukturmassen auf die entsprechenden Knoten verteilt (Tab. 3.2, Parametersätze 59-63). Die Masse des OB ist 108 t. Zugehöriger ANSYS File: "mdlob.mac".

3.1.2 Verbindung der Hauptkomponenten

Die unter 3.1.1 modellierten Hauptkomponenten sind untereinander verbunden bzw. auf dem Fundament gelagert (RDB). Wenn diese Verbindungen sehr starr sind, können sie im FE-Modell durch Zwangsbedingungen realisiert werden. Liegt eine elastische oder weiche Verbindung vor, kann man im FE-Modell auf Feder-Dämpfer-Elemente bzw. bei komplizierten strukturellen Zusammenhängen auf Steifigkeitsmatrizen zurückgreifen. Mit allen Verbindungen ergibt sich für das FE-Modell des RDB mit Ein- und Aufbauten das in **Bild 3.10** (Anhang A3) dargestellte topologische Schema.

Starre Verbindungen liegen zwischen dem unteren KB-Flansch, der SB-Deckplatte und der KK-Bodenplatte (also für alle DOF der Knoten 1, 18, 19, 21 - **Bild 3.10**) vor, da KB, SB und KK untereinander verstiftet bzw. mit Zentrierkerzen verbunden sind und die relative Beweglichkeit schon durch die geometrischen Verhältnisse stark eingeschränkt ist. Auch die Verbindung zwischen RDB und RDB-Deckel durch Druckring

und 60 Gewindebolzen M140 hat eine zu vernachlässigende Elastizität, so daß RDB-Flansch-Oberkante und RDB-Deckel-Unterkante auf denselben Knoten (51) gelegt werden können. Standrohrrahmen und SUS-Standrohre sind über den sehr steifen RDB-Deckel gekoppelt (Knoten 52 und 62), sowie im oberen Bereich durch die OB-Deckelplatte (Knoten 59 und 69).

Elastische Verbindungen liegen dagegen vor zwischen Fundament und RDB-Ringauflager, zwischen RDB-Flansch und oberem KB-Flansch (Federrohrsegmente), zwischen RDB und KB in der Ebene der Führungskeile, zwischen dem RDB-Deckel und dem OKG (72 Federpakete) und zwischen KK (Oberkante BE) und OKG-Grundplatte (Zentrierkerzen und Federn in den BE-Köpfen). Die letztere Verbindung ist nur in vertikaler Richtung elastisch, so daß zur Modellierung eine Einzelfeder genügt (Tab. 3.3, Parametersatz 73). Die anderen genannten elastischen Verbindungen werden durch Steifigkeitsmatrizen modelliert.

Die Verbindung zweier Knoten I und J mit dem Element MATRIX27 geschieht über die Beziehung

$$\mathbf{f} = \mathbf{C}_e \mathbf{u} \quad (3.1)$$

mit den Knotenkräften $\mathbf{f} = [f_x, f_y, f_z, m_x, m_y, m_z, j_f x, j_f y, j_f z, j_m x, j_m y, j_m z]'$ und den Knoten-DOF $\mathbf{u} = [u_x, u_y, u_z, r_{otx}, r_{oty}, r_{otz}, j_{ux}, j_{uy}, j_{uz}, j_{rotx}, j_{roty}, j_{rotz}]'$ und der Elementsteifigkeitsmatrix \mathbf{C}_e mit der Dimension 12×12 . Wegen der Symmetrie der Matrix und ihrer speziellen Untermatrixstruktur

$$\mathbf{C}_e = \begin{pmatrix} \mathbf{C}_u & -\mathbf{C}_u \\ -\mathbf{C}_u & \mathbf{C}_u \end{pmatrix} \quad (3.2)$$

ist \mathbf{C}_e durch die Angabe von 21 Parametern vollständig bestimmt. Die Bestimmung der Matrixelemente erfolgt in separaten Berechnungen.

RDB-Ringauflagerung Der RDB liegt auf einem in das Fundament eingelassenen Stahlring auf und wird durch 16 Spannpratzen mit Schrauben M48 darauf festgespannt. Zusätzlich wird durch 8 Nut-Keil-Verbindungen eine Verdrehung um die vertikale Achse verhindert.

Die Steifigkeitsmatrix der RDB-Ringauflage ergibt sich aus zwei Anteilen: der Elastizität des RDB im Bereich der Ringauflage und der Elastizität der Spannpratzenverbindungen. Die Elastizität des RDB wird mit 3D-Elementen näher untersucht (Kap. 3.4.1). Die aus diesen Sonderrechnungen folgende Steifigkeitsmatrix wird mit \mathbf{C}_u^{RL1} bezeichnet.

Die Berechnung der Steifigkeitsmatrix für die Spannpratzenverbindungen \mathbf{C}_u^{RL2} erfolgt durch die Annahme von gleichmäßig über den Umfang des RDB verteilten Einzelfedern, gemäß Bild 3.9 (Anhang A3). Es ergibt sich

$$\mathbf{C}_u^{RL2} = \begin{pmatrix} c_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & c_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & \sum c_{iz} & R \sum c_{iz} \sin \alpha_i & -R \sum c_{iz} \cos \alpha_i & 0 \\ & & & R^2 \sum c_{iz} \sin^2 \alpha_i & -R^2 \sum c_{iz} \sin \alpha_i \cos \alpha_i & 0 \\ & & & & R^2 \sum c_{iz} \cos^2 \alpha_i & 0 \\ & & & & & 0 \end{pmatrix} \quad (3.3)$$

wobei von $i = 1$ bis 16 zu summieren ist. Die α_i sind die azimutalen Positionen der Federn. Die Steifigkeit c_{iz} einer einzelnen Spannpratzenverbindung ergibt sich ebenfalls aus einer separaten 3D-Rechnung, in die auch die Elastizität des Fundamenttringes (**Bild 3.9** unten) eingeht (Kap. 3.4.1). Da die Elastizität in der horizontalen Ebene sehr gering ist, werden für c_x und c_y sehr hohe Werte eingesetzt (10^{12} kg/s^2). Der Radius R der Ringauflagerung beträgt $R=1950\text{mm}$. In rotz-Richtung erfolgt keine Steifigkeitsangabe, da dieser DOF über Zwangsbedingungen festgelegt wird. Bei völlig gleichen Zahlenwerten für die c_{iz} ergibt sich eine Diagonalmatrix. Außerdiagonalelemente bewirken eine Kopplung der einzelnen DOF. Eine solche Kopplung ist bei der Ringauflagerung auch physikalisch sinnvoll, da eine Pendelung des RDB aufgrund des unterschiedlichen Zug/Druckverhaltens eine Anhebung des Mittelpunktes der Lagerebene mit sich bringt.

Die Gesamtsteifigkeitsmatrix der Ringauflage ergibt sich aus der Reihenschaltung von \mathbf{C}_u^{RL1} und \mathbf{C}_u^{RL2} gemäß

$$\mathbf{C}_u^{RL} = \mathbf{C}_u^{RL1} [\mathbf{C}_u^{RL1} + \mathbf{C}_u^{RL2}]^{-1} \mathbf{C}_u^{RL2} \quad (3.4)$$

Es ergeben sich folgende a-priori Werte

$$\begin{aligned} C_u^{RL}(3,3) &= 1.5 \cdot 10^{10} \text{ kg/s}^2 \\ C_u^{RL}(4,4) &= C_u^{RL}(5,5) = 2.7 \cdot 10^{16} \text{ kgmm}^2/\text{s}^2 \end{aligned} \quad (3.5)$$

Die Steifigkeitsmatrix \mathbf{C}^{RL} liegt zwischen den Knoten 43 und 71 (**Bild 3.10**, Seite A3.10). Die a-priori Werte werden noch mit Ergebnissen aus Bruchtopfexperimenten an den RDB der Blöcke 3 und 4 in Greifswald /3,9/ justiert (Kap. 8.1).

Federrohrsegmente Die 6 Federrohrsegmente befinden sich zwischen dem oberen KB-Flansch und dem RDB-Deckel. Sie werden bereits bei der Montage des RDB-Deckels teilweise plastisch verformt und weisen damit ein nichtlineares Materialverhalten auf. Für die Modellierung mittels Steifigkeitsmatrix wird um den Arbeitspunkt linearisiert. Die Matrix hat die Struktur

$$\mathbf{C}_u^{RS} = \begin{bmatrix} 10^{12} \text{ kg/s}^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & 10^{12} \text{ kg/s}^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & \frac{\pi}{3} \sum_{i=1}^6 K_i & \frac{\pi}{3} R_t \sum_{i=1}^6 K_i \sin \frac{(i-1)\pi}{3} & -\frac{\pi}{3} R_t \sum_{i=1}^6 K_i \cos \frac{(i-1)\pi}{3} & 0 \\ & & & \frac{\pi}{3} R_t^2 \sum_{i=1}^6 K_i \sin^2 \frac{(i-1)\pi}{3} & -\frac{\pi}{6} R_t^2 \sum_{i=1}^6 K_i \sin \frac{(i-1)2\pi}{3} & 0 \\ & & & & & \frac{\pi}{3} R_t^2 \sum_{i=1}^6 K_i \cos^2 \frac{(i-1)\pi}{3} \\ \text{symm} & & & & & 0 \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

Dabei ist $R_t = 1650 \text{ mm}$ der Teilkreisradius der Federrohrsegmente und K_i eine auf die Längeneinheit bezogene Rohrsteifigkeit des i -ten Rohrsegmentes

$$K_i = \frac{7.3861 E h_i^3 R_t}{12 r_i^3} \quad (3.7)$$

Es ist r_i der mittlere Rohrradius, h_i die Wandstärke und E der E-Modul der Federrohre. Auch hier wird bei homogener Steifigkeitsverteilung über den Umfang (d.h. bei gleichen K_i) aus \mathbf{C}_u^{RS} eine Diagonalmatrix. Dieser Fall ist aber insbesondere bei einem oder mehreren defekten Rohrsegmenten nicht mehr gegeben. In horizontaler Richtung wird wieder $C_u^{RS}(1,1)=C_u^{RS}(2,2)=10^{12} \text{ kg/s}^2$ gesetzt, während rotz über Zwangsbedingungen festgelegt wird. Als a-priori Wert wird $K_i = 1.09 \text{ E}+09 \text{ kg/s}^2$ ($i=1\dots 6$) gesetzt.

Führungskeile Um die Steifigkeitsmatrix der 8 Führungskeile zu bestimmen, muß zunächst die Steifigkeit eines einzelnen Führungskeiles bekannt sein. Dazu sind separate FE-Rechnungen notwendig (Kap 3.4.2). Diese Berechnungen liefern a-priori Werte für die Translationssteifigkeit $c_t^{FK} = 1.24 \text{ e}9 \text{ kg / s}^2$ (Tangentialfeder) und für die Verdrehsteifigkeit $c_{rot}^{FK} = 4.87 \text{ e}13 \text{ kg mm}^2 / \text{s}^2$ (Torsion des FK um seine radial gerichtete Achse). Durch die Überlagerung der Steifigkeiten aller acht FK mit Beachtung ihrer geometrischen Lage im globalen Koordinatensystem ergibt sich folgende Steifigkeitsmatrix der FK-Ebene zwischen den Knoten 20 und 39 (Bild 3.10):

$$\mathbf{C}_u^{FK} = \sum_{i=1}^8 \begin{bmatrix} c_t^{FK} \sin^2 \frac{(i-1)\pi}{4} & -\frac{c_t^{FK}}{2} \sin \frac{(i-1)\pi}{2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & c_t^{FK} \cos^2 \frac{(i-1)\pi}{4} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & c_{rot}^{FK} \cos^2 \frac{(i-1)\pi}{4} & \frac{c_{rot}^{FK}}{2} \sin \frac{(i-1)\pi}{2} & 0 \\ & & & & & c_{rot}^{FK} \sin^2 \frac{(i-1)\pi}{4} \\ \text{symm} & & & & & 0 \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

Federpakete Die Steifigkeitsmatrix für die 72 Federpakete ergibt sich analog zu Gl. (3.3). Die Summierung läuft dabei über $i = 1 \dots 72$. Die Steifigkeit eines einzelnen Federpaketes c_i^{FP} wird vom Hersteller mit ca. 1000 kg/s angegeben. Das ist eine, gemessen an den anderen elastischen Verbindungen, geringe Steifigkeit. Die Federpakete beeinflussen somit das Schwingungsverhalten der Gesamtstruktur kaum. Ihre Bedeutung liegt in der statischen Vorspannkraft, die durch einen relativ großen Vorspannweg beim Aufsetzen des RDB-Deckels erzeugt wird und dazu beiträgt, ein Aufschwimmen der KB-Einbauten vor allem auch im kalten Zustand zu verhindern.

3.1.3 Berücksichtigung des Kühlmittels

Das strömende Fluid hat auf das Schwingungsverhalten des RDB und seiner Einbauten einen nicht zu vernachlässigenden Einfluß. Insbesondere im Bereich hoher Strömungsgeschwindigkeiten, d.h. im Ringspalt der von RDB und KB gebildet wird, tritt signifikante Fluid-Struktur-Interaktion (FSI) auf. Im Bereich niedrigerer Strömungsgeschwindigkeiten genügt es, das Fluid als zusätzliche Masse (MASS21) zu berücksichtigen. Diese Zusatzmassen wurden für das Fluid im Bereich des KK, des OKG, des SB, im elliptischen RDB-Boden und im sphärischen RDB-Deckel gebildet (Tab. 3.2, Parametersätze 64-69). Die Modellierung der FSI wird in Kapitel 4 gesondert beschrieben.

3.2 Kühlschleife

Eine Kühlschleife besteht aus der Hauptumwälzleitung (HUL), dem Hauptabsperreschieber (HAS) im heißen Strang, dem Dampferzeuger (DE), dem HAS im kalten Strang und der Hauptumwälzpumpe (HUP). **Bild 3.13** zeigt das Topologieschema des FE-Modells einer Kühlschleife.

Die HUL wird mit PIPE16-Elementen und PIPE18-Elementen (Rohrkrümmer) modelliert (Tab. 3.1, Parametersätze 101-103). Das Kühlmittel kann dabei als kontinuierliche Masse pro Längeneinheit in den Elementmassenmatrizen berücksichtigt werden. Durch einen Steuerparameter wird festgelegt, ob eine leere oder eine gefüllte Kühlschleife zu modellieren ist.

Die Modellierung der HAS erfolgt mit den Rohrelementen PIPE16, PIPE17 (Rohrverzweigung) und Strukturmassen (MASS21). Die Parameter der FE sind in Tab. 3.1 (Parametersätze 111-113, 154-156) und Tab. 3.2 (Parametersätze 114, 115, 157, 158) aufgeführt. Der HAS im heißen Strang ist auf dem Fundament mit einem Rollenlager unterstützt. Die Modellierung erfolgt mit COMBIN40 (Tab. 3.3, Parametersätze 116, 117). Die Masse eines HAS beträgt ca. 8 t. Zugehöriger ANSYS File: "mdlvlv.mac".

Der DE ist im wesentlichen zylinderförmig und hat eine waagrecht liegende Längsachse. Die Masse der Wärmeübertrager-Rohrbündel werden auf den zylindrischen Teil des Außenmantels aufgeschlagen. Die Modellierung erfolgt ausschließ-

lich mit PIPE16-Elementen (Tab. 3.1, Parametersatz 123-126). Die Masse eines leeren DE ist 156 t, die Masse mit Kühlmittel bei Betriebstemperatur und -druck ca. 204 t. Zugehöriger ANSYS File: "mdlsg.mac". Der DE ist mit Hilfe von 4 Stahlbändern an der Gebäudedecke aufgehängt. Die mechanische Wirkung der Aufhängung sowie der Frischdampf- und Speisewasserleitung wird über eine Steifigkeitsmatrix zwischen dem DE-Mittelknoten und einem festgelegten Fundamentknoten modelliert. Die a-priori Werte berechnen sich wie folgt:

$$C_u^{DE} = \begin{bmatrix} m^{DE} \frac{g}{h} + c_x^{sek} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & m^{DE} \frac{g}{h} + c_y^{sek} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & 4 \frac{EA}{h} & 0 & 0 & 0 \\ & & & 4 \frac{EA}{h} l_y^2 & 0 & 0 \\ & & & & 4 \frac{EA}{h} l_x^2 & 0 \\ \text{symm} & & & & & m^{DE} \frac{g}{h} (l_x^2 + l_y^2) \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

Dabei bedeuten: EA die Zugsteifigkeit der Aufhängebänder, h deren Länge, l_x und l_y die Maße des Rechtecks, das die Endpunkte der vier Zugbänder bilden, m^{DE} die DE-Masse, c_x^{sek} und c_y^{sek} die Koppelsteifigkeiten über FDL und SWL. Bei unterschiedlicher Zugsteifigkeit der Bänder ergeben sich auch Außerdiagonalelemente. Die Werte von c_x^{sek} und c_y^{sek} müssen durch experimentelle Untersuchungen angepaßt werden.

Die HUP ist eine aufrechtstehende Axialpumpe mit einem halbkugelförmigen Pumpengehäuse, wobei der Saugstutzen knieförmig ist und am tiefsten Punkt der Kalotte angeordnet ist (**Bild 3.11**). Der Druckstutzen tritt waagrecht aus der Kalotte aus. Über dem Pumpengehäuse befindet sich der elektrische Antrieb (ca. 6 MW). Die HUP ist ca. 8.4 m hoch und hat eine Masse von 51 t. Die Modellierung erfolgt mit den Elementen PIPE16 (gerades Rohr), PIPE17 (Rohrverzweigung), PIPE18 (Rohrkrümmer) und MASS21 (Strukturmasse). Die Parameter stehen in Tab. 3.1 (Parametersätze 143-147) und Tab. 3.2 (Parametersatz 147). Für den Antriebsteil wird ein Material mit erhöhter Dichte verwendet (Tab. 3.4, Material 8). Die HUP ist mit dem kurz über dem Druckstutzen befindlichen Kalottenflansch auf einem dreibeinigen Gestell gelagert, welches durch Rollenlager in der horizontalen Ebene verschieblich ist. Die Modellierung der Lagerung auf dem Gestell erfolgt mit einer Steifigkeitsmatrix (MATRIX27). Der Matrixaufbau ist analog zu Gl. (3.3), wobei die Werte c_x und c_y aufgrund der Rollenlagerung des Gestells relativ klein sind. Die Anpassung der Matrixelemente erfolgt mit Resultaten experimenteller Schwingungsuntersuchungen an einer Kühlschleife (Kap.8.2).

3.3 Gesamtmodell des Primärkreislaufes

Zum Primärkreislauf gehören der RDB mit Ein- und Aufbauten und 6 Kühlschleifen, die sich um den Umfang des RDB anordnen. Die DE-Längsachsen liegen tangential zum RDB (**Bilder 3.12, 3.13, 3.14**). Das Schwingungsverhalten des RDB und der Kühlschleifen kann nicht vollkommen voneinander losgelöst betrachtet werden. Weder ist der RDB eine feste Einspannung für die Kühlschleifen, noch ist die Massenträgheit der Kühlschleifen vernachlässigbar für die RDB-Bewegung. Die Gesamtmasse des RDB mit Ein- und Aufbauten beträgt ca. 600 t und die einer Kühlschleife ca. 290 t. Damit ist zumindest in bestimmten Frequenzbändern eine Verkopplung der Bewegungen zu erwarten. **Bild 3.12** zeigt eine Draufsicht auf den Primärkreis mit Angabe der lokalen Koordinatensysteme, die für die FE-Modellierung verwendet wurden, und **Bild 3.14** einen Elementplot des Gesamtsystems. Die Kopplung von RDB und Schleifen erfolgt durch Zwangsbedingungen. Dabei wird eine gedachte starre Ebene gebildet, die den RDB-Knoten 47 (Austrittsniveau) und die ersten Knoten der Kühlschleifen 101, 201, 301, 401, 501, 601 (HUL heiß) enthält. Eine zweite starre Ebene enthält den RDB-Knoten 44 (Eintrittsniveau) und die jeweils letzten Knoten der kalten Stränge 162, 262, 362, 462, 562, 662. Das Gesamtmodell des WWER-440 Primärkreislaufes besteht aus rund 450 FE mit etwa 2300 aktiven DOF. Die Gesamtmasse des Primärkreislaufes beträgt ca. 2340 t.

3.4 Lokale Modelle mit höherdimensionalen Elementen

Die Modellierung des gesamten Primärkreislaufes mit linienförmigen Elementen (Balken und Rohre) stellt eine Idealisierung der realen Struktur dar. Mit diesem Modell können insbesondere nur Biege-, Längs- und Torsionsschwingungen berechnet werden. Für die korrekte Interpretation von Schwingungsmessungen ist darüber hinaus die Kenntnis von Schalenschwingungen des RDB bzw. des KB erforderlich. Dafür sind lokale Modelle mit 2-D Elementen für die einzelnen Komponenten erforderlich (Kap. 3.4.3). Höherdimensionale FE werden aber auch benötigt, um die Steifigkeitscharakteristik der Verbindungsstellen der Hauptkomponenten zu untersuchen, d.h. um die Elemente der Steifigkeitsmatrizen im globalen Schwingungsmodell zu bestimmen (Kap. 3.4.1 und 3.4.2).

3.4.1 RDB - Ringauflage

Wie bereits in Kap. 3.1.2 angedeutet, gehen in die Steifigkeitsmatrix für die RDB-Ringauflage mehrere Einflüsse ein.

Zunächst besitzt der RDB selbst eine gewisse Elastizität im Bereich der Ringauflage, die mit Rohrelementen nicht erfaßt wird. Um diesen Anteil zu erfassen, wird der RDB im Bereich der Ringauflage mit 3D-Elementen (SOLID73) modelliert (**Bild 3.15**, Seite A3.14). Aus Symmetriegründen genügt ein 180° Sektor. Es ergibt sich ein Modell mit 1179 Knoten und 6622 aktiven DOF. Die äußeren Knoten des Auflageflansches werden festgelegt ($u_x=u_y=u_z=0$). Der Lasteintrag erfolgt an einem Hilfsknoten, der auf

der Achse des RDB liegt ($x=y=z=0$). Dieser Mittelknoten wird über Zwangsbedingungen mit den Knoten der RDB-Innenwand im Bereich $z = 0 \dots 100$ mm gekoppelt ($z=0$ ist die Unterkante des Auflageflansches, $z=100$ mm die Oberkante). Aus der Belastung des Mittelknotens mit einer Vertikalkraft folgt die Steifigkeit in z-Richtung (Element von C_u^{RL1} , siehe Kap. 3.1.2)

$$C_u^{RL1}(3,3) = \frac{F_z}{uz_m} = 2.3 \cdot 10^{11} \frac{\text{kg}}{\text{s}^2} \quad (3.10)$$

wobei uz_m die Vertikalverschiebung des Mittelknotens ist. Die **Bilder 3.16** und **3.17** zeigen die Verformung des RDB in vertikaler bzw. radialer Richtung für diesen Lastfall. Wird der Mittelknoten mit einem Drehmoment belastet, so ergibt sich aus der resultierenden Verdrehung die rot_x bzw. rot_y - Steifigkeit

$$\begin{aligned} C_u^{RL1}(4,4) &= \frac{M_x}{rot_{x_m}} = 2.08 \cdot 10^{17} \frac{\text{kgmm}^2}{\text{s}^2} \\ C_u^{RL1}(5,5) &= \frac{M_y}{rot_{y_m}} = 2.08 \cdot 10^{17} \frac{\text{kgmm}^2}{\text{s}^2} \end{aligned} \quad (3.11)$$

Bild 3.18 zeigt die vertikale Verschiebung (uz) der RDB-Knoten für die Belastung mit einem Drehmoment.

Der zweite Anteil der Steifigkeitsmatrix der RDB-Ringauflage ergibt sich aus der Elastizität der Spannpratzenverbindungen (siehe **Bild 3.9**, Seite A3.9). Um die vertikale Steifigkeit einer einzelnen Spannpratzenverbindung zu ermitteln, wird die Spannschraube M48 sowie 1/16 Sektor des Fundamenttringes mit 3D-Elementen (SOLID73) modelliert. So wird außer der Spannschraube selbst auch die Elastizität des Fundamenttringes berücksichtigt. **Bild 3.19** zeigt einen Elementplot dieser Struktur. Das Modell besitzt 863 Knoten mit 4464 aktiven DOF. Die unteren Knoten des Fundamenttringes werden festgelegt. Der Lasteintrag erfolgt durch 16 Einzelkräfte am Umfang der Spannschraube (**Bild 3.20**). Die Steifigkeit der Spannschraube mit Fundamentringsektor c_{sp} ergibt sich aus

$$c_{sp} = \frac{16 \cdot F_z}{\overline{uz}} = 2.25 \cdot 10^9 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2} \quad (3.12)$$

wobei \overline{uz} die mittlere vertikale Verschiebung aller Kraftangriffspunkte ist. **Bild 3.20** (Seite A3.16) zeigt den entsprechenden Verschiebungsplot.

In die für die Berechnung von C_u^{RL1} (Kap. 3.1.2) notwendige Steifigkeit C_{iz} gehen auch die Hebelverhältnisse der Spannpratzen selbst ein (**Bild 3.9**)

$$c_{iz} = c_{sp} \cdot \frac{b^2}{a^2} = 1.0 \cdot 10^9 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2} \quad (3.13)$$

Die Berechnung der Steifigkeitsmatrix C_u^{RL1} erfolgt nach Gl. (3.3).

3.4.2 Führungskeil

In die Elastizität eines Führungskeiles geht neben dem Führungskeil selbst auch die Nachgiebigkeit der RDB-Wand ein, da bei einer Kraftwirkung auf einen Führungskeil auch der Kreisquerschnitt des RDB-Rohres deformiert wird. Deshalb wird der Führungskeil mit Hilfe von Volumenelementen (SOLID73) modelliert. Das Modell besitzt 1450 Knoten mit 8124 aktiven DOF. In einer statischen Analyse wird eine definierte Verschiebung des FK im Bereich der Eingriffsstelle in die KB-Nuten aufgeprägt und eine mittlere Reaktionskraft der betreffenden Knoten ermittelt. Der Bereich der Verbindung des FK zur RDB-Wand wird dabei festgehalten. **Bild 3.21** (Seite A3.17) zeigt die Verteilung der Vergleichsspannung im FK bei einer aufgeprägten Verschiebung des FK-Schaftes. Aus der vorgegebenen Verschiebung und der daraus resultierenden Reaktionskraft ergibt sich eine Steifigkeit von $c_1 = 3.62 \text{ E}+09 \text{ kg/s}^2$.

In einer zweiten FE-Rechnung wird ein Bereich der RDB-Wand als Schale modelliert (SHELL63). An der Position des FK wird ein nunmehr als starr betrachteter FK angebracht und mit einer definierten Kraft belastet (siehe **Bild 3.23**). Dieses Modell besitzt 1184 Knoten mit 6504 aktiven DOF. Um nur denjenigen elastischen Anteil des RDB zu berücksichtigen, der bei der Modellierung mit Rohrelementen im globalen Modell nicht erfaßt wird, werden die in **Bild 3.22** dargestellten Lagerbedingungen aufgeprägt. Die jeweils um 90° zum FK versetzten Knoten des RDB in der FK-Ebene werden verschiebungsmäßig festgelegt ($u_x = u_y = 0$).

Die Verschiebung des Kraftangriffspunktes führt zu einer zweiten Federsteifigkeit, die den Anteil der RDB-Wand repräsentiert: $c_2 = 1.88 \text{ E}+09 \text{ kg/s}^2$. Die Reihenschaltung von c_1 und c_2 ergibt die gesuchte translatorische FK-Steifigkeit

$$c_t^{FK} = \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} = 1.24 \cdot 10^9 \text{ kg/s}^2 \quad (3.14)$$

Neben der translatorischen Steifigkeit (Verschiebungen in der x-y-Ebene) können die FK auch auf Verdrehung beansprucht werden. Das ist dann der Fall, wenn sich RDB und KB in der FK-Ebene gegeneinander verdrehen (rotx, roty). Die FK-Steifigkeit für

diese Art der Verformung wird ebenfalls durch eine separate FE-Rechnung (Modellierung mit SOLID73, siehe oben) bestimmt. Dabei wird der Schaft des FK mit einer definierten Verdrehung gegen seine Vertikalachse beaufschlagt und das resultierende Drehmoment berechnet. Der sich daraus ergebende a-priori Wert für die Verdrehsteifigkeit ist

$$c_{\text{rot}}^{\text{FK}} = 4.87 \cdot 10^{13} \frac{\text{kg mm}^2}{\text{s}^2} \quad (3.15)$$

3.4.3 Schalenschwingungen von RDB und KB

Um die Schalenschwingformen von RDB und KB zu ermitteln, wird jede dieser beiden Komponenten mit Schalenelementen (SHELL63) modelliert. **Bild 3.24** (Seite A3.18) zeigt einen Elementplot des RDB. Die verschiedenen Wandstärken der einzelnen Schüsse des RDB wurden durch entsprechende Parameter bei den Shell-Elementen berücksichtigt. Da die Moden des Schalenmodelles durch die Randbedingungen wesentlich beeinflusst werden, ist es notwendig, die RDB-Ringauflage mit zu modellieren. Das geschieht durch Federelemente (COMBIN14), die über den Umfang verteilt zwischen Fundamentknoten und den RDB-Knoten der Lagerebene angebracht werden. Die Parameter dieser Einzelfedern ergeben sich aus

$$c_z = \frac{1}{n_k} C_u^{\text{RL2}} \quad (3.3)$$

$$c_r = \frac{2}{n_k} C_u^{\text{RL2}} \quad (1,1) \quad (3.16)$$

wobei C_u^{RL2} die Steifigkeitsmatrix aus Gl. (3.3) ist und n_k die Knotenzahl über dem Umfang. Der RDB-Deckel mit Flansch und Druckring muß ebenfalls berücksichtigt werden, da er wesentlich zur Versteifung im oberen Bereich der RDB-Schale beiträgt. Der Dichtring im Bereich der Labyrinthdichtung (siehe **Bild 3.1**) wird mit unsymmetrischen Balkenelementen (BEAM44) modelliert. Die Modalanalyse mit Hilfe der Subspace-Iteration liefert u.a. folgende Moden:

Tabelle 3.5: Schalenschwingungen des RDB			
Nr.	Mode	Eigenfrequenz	Eigenfrequenz mit FSI
1	Schalensmode m=2 im unteren RDB Bereich	68 Hz	33 Hz
2	Schalensmode m=3 im unteren RDB Bereich	96 Hz	61 Hz
3	Schalensmode m=2 im oberen RDB Bereich	112 Hz	63 Hz

Dabei sind nur die reinen Schalenschwingungen aufgeführt, wobei m die Wellenzahl in Umfangsrichtung ist. Biege- und Längsschwingungen, die mit diesem Modell ebenfalls berechnet werden, können mit dem globalen Modell bestimmt werden und werden unter Berücksichtigung der Kopplung des RDB mit seinen Einbauten gesondert betrachtet (Kap. 6). Natürlich treten die in Tab. 3.5 aufgeführten Moden aufgrund der Rotationssymmetrie der Schale jeweils doppelt auf. Die Schwingungsformen sind im **Bild 3.24** (Seite A3.18) graphisch dargestellt. In der letzten Spalte von Tabelle 3.5 werden Schätzwerte für die Eigenfrequenzen angegeben, wenn die FSI berücksichtigt wird. Diese Werte beruhen auf einem groben Näherungsverfahren und stellen eine untere Schranke für die Eigenfrequenzen dar (siehe Kap. 4.5).

Ein Vergleich mit Schwingungsmessungen an Block 4 des KKW Greifswald während der Inbetriebnahme /11/ zeigt, daß die Moden sowohl im oberen als auch im unteren RDB-Bereich in der hier berechneten Größenordnung auftreten. **Bild 3.27** zeigt die Anordnung von Beschleunigungssensoren am RDB. Die Sensoren B02 bis B05 in Höhe des unteren Plenums sind geeignet, die Schalensmoden des RDB unterhalb der Ringauflage zu detektieren, während die Sensoren B06 bis B09 in Höhe des oberen Plenums die Schalensmoden des RDB oberhalb der Ringauflage detektieren können. Die **Bilder 3.28** und **3.29** zeigen Autoleistungsspektren (ALS), Phasen und Kohärenzen der Beschleunigungssignale dieser Aufnehmer. In allen Signalen der Sensoren B02 bis B05 sind Peaks bei ca. 35 Hz zu sehen (**Bild 3.28**). Die Kohärenz- und Phasenbeziehungen zeigen eindeutig, daß es sich dabei um den Schalenmode $m=2$ im unteren RDB-Bereich handelt. Ebenso eindeutig lassen sich die Peaks bei ca. 62 Hz in den ALS der Sensoren B06 bis B09 dem Schalenmode $m=2$ im oberen RDB-Bereich zuordnen (**Bild 3.29**). Leider liegen die Spektren der Sensoren B02 bis B05 nur bis 50 Hz vor, so daß der Schalenmode $m=3$ im unteren RDB-Bereich (ca. 61 Hz) nicht zu sehen ist. In den ALS der unteren Sensoren finden sich auch bei ca. 45 Hz Peaks mit kleinerer Amplitude, wobei die Phasenbeziehungen ebenfalls auf einen Schalenmode $m=2$ schließen lassen. Die Ursache dafür, daß die Moden $m=2$ so weit auseinanderliegen (35 Hz und 45 Hz), liegt vermutlich darin, daß bestimmte Führungskeile in den KB-Nuten nicht frei beweglich sind und so eine Steifigkeitswirkung auch in radialer Richtung wegen der Kopplung mit dem KB ausüben.

Der KB wird in entsprechender Weise modelliert. Für die Lagerung des KB im RDB wird angenommen, daß die radiale Verschiebung am KB-Flansch (oberes Ende) verhindert ist ($u_r=0$, Kontakt mit RDB-Flansch). Die Federrohrsegmente (Kompensatorrohre) werden als über den Umfang verteilte Vertikalfedern berücksichtigt mit

$$c_z = \frac{1}{n_k} C_u^{RS} \quad (3.17)$$

Am unteren Ende des KB werden Tangentialfederelemente für die Modellierung der acht FK angebracht.

$$c_t = \frac{2}{n_k} = C_u^{FK} (1,1) \quad (3.18)$$

Oberhalb der FK-Ebene wird die Radialverschiebung der Knoten über Zwangsbedingungen gekoppelt, da in diesem Bereich die Bodenplatte des Kassettenkorbes im Kernbehälter sitzt und somit die Deformation des KB-Umfangs stark behindert ist. Die Modalanalyse ergibt u.a. folgende Moden:

Tabelle 3.6: Ausgewählte Moden des KB-Schalenmodelles			
Nr.	Mode	Eigenfrequenz	Eigenfrequenz mit FSI
1	Schalenmode m=2	51 Hz	18 Hz
2	Schalenmode m=3	53 Hz	26 Hz
3	1. Biegemode	68 Hz	—

Für die Werte der Eigenfrequenzen mit FSI gelten die Anmerkungen zum RDB weiter oben entsprechend. Die Moden des KB sind in den **Bildern 3.25** und **3.26** (Seite A3.19) graphisch dargestellt.

Die Modalanalyse für die RDB- und die KB-Schale lassen folgenden Schluß zu: Für den RDB sind unterhalb von 30Hz keine Schalenschwingungen zu erwarten, auch mit Berücksichtigung der FSI nicht. Die Modellierung des RDB mit Rohrelementen im globalen Modell ist daher unproblematisch im zu untersuchenden Frequenzbereich bis 30Hz.

Auch die Schaleneigenfrequenzen des KB ohne FSI liegen deutlich über 30Hz. Die untere Schranke für die ersten beiden Schaleneigenfrequenzen mit Berücksichtigung der FSI liegen unterhalb von 30Hz, so daß das dynamische Verhalten des KB mit Rohrelementen im Bereich 0...30Hz nicht vollständig erfaßt wird. Da aber Schalenmoden und Biegemoden des KB nicht verkoppelt sind (**Bild 3.26**), ist die Modellierung mit Rohrelementen (PIPE 16) trotzdem zulässig. Insbesondere wurde überprüft, daß die Biegeschwingungen des Schalenmodells mit der Biegeschwingung bei der Modellierung mit Rohrelementen und entsprechenden Lagebedingungen übereinstimmt. Die Modalanalyse des KB als Rohrmodell (Knoten 20 bis 31 im globalen Modell, siehe **Bild 3.10**) liefert die Biegegrundschwingung bei 66Hz. Das ist eine gute Übereinstimmung mit dem Mode 3 aus Tabelle 3.6.

4 Modellierung der Fluid-Struktur-Interaktion

Das strömende Kühlmittel hat einen nicht zu vernachlässigenden Einfluß auf die Schwingungen des RDB und seiner Einbauten. Durch die relativ hohe Fluidgeschwindigkeit (ca. 6.8 m/s im Downcomer, Volumenstrom ca. 39000 m³/h) entstehen große Fluidkräfte insbesondere im Bereich des Ringspaltes zwischen RDB und KB (Downcomer). Andererseits wird durch die Bewegung der Strukturkomponenten eine Verdrängungsströmung im Fluid hervorgerufen. Strukturbewegung und Fluidströmung beeinflussen sich also gegenseitig (Fluid-Struktur-Interaktion). Das bedeutet, daß bei der Modellierung die Strukturgleichungen und die Fluidgleichungen gekoppelt sind. Es sind geeignete Näherungsansätze für die Fluidgleichungen zu erarbeiten, die die Einbindung der FSI in das FE-Modell für RDB und RDB-Einbauten ermöglichen. Durch experimentelle Untersuchungen an einem einfachen Strömungspendel werden die Rechnungen verifiziert.

4.1 Modellvoraussetzungen und Grundgleichungen

Das ringförmige Fluidvolumen wird durch zwei konzentrische Zylinder gebildet (**Bild 4.1**), wobei der äußere Zylinder einen Abschnitt des RDB und der innere Zylinder den entsprechenden Abschnitt des KB darstellt. Beide als starr angesehenen Zylinder können beliebige kleine Verschiebungen bzw. Verdrehungen ausführen. Damit sind die Begrenzungen des Fluidvolumens zeitlich veränderlich. Durch einen Druckgradienten $p_1 - p_2 \geq 0$ wird eine stationäre Grundströmung mit der Geschwindigkeit v_0 erzeugt. Diese Grundströmung wird durch Fluktuationen überlagert, die von den Bewegungen der Zylinder herrühren.

Um eine analytische Lösung der gekoppelten Struktur- und Fluidgleichungen zu ermöglichen, werden folgende Voraussetzungen gemacht:

- V1: Die Spaltweite $s = R_A - R_B$ des Ringspaltes ist klein gegenüber dem mittleren Radius $R = 0.5 (R_A + R_B)$; $s \leq 0.1 R$.
- V2: Die Verschiebungen der Struktur (Zylinder) sollen klein gegenüber der Spaltweite s sein.
- V3: Die axiale und die tangentielle Komponente der Fluidgeschwindigkeit (v_z, v_φ) sind unabhängig von der Radialkoordinate r .
- V4: Das Fluid ist inkompressibel.

Zunächst sollen Strukturfreiheitsgrade, die die Bewegungen der Zylinder beschreiben, eingeführt werden. **Bild 4.2** zeigt die allgemeine Bewegung von äußerem (A) und innerem (B) Zylinder. Der Vektor \mathbf{q} enthält die generalisierten Strukturkoordinaten:

$$\mathbf{q}^T = [x_A, y_A, \psi_{xA}, \psi_{yA}, x_B, y_B, \psi_{xB}, \psi_{yB}] = [\mathbf{q}_A^T, \mathbf{q}_B^T] \quad (4.1)$$

Die Koordinaten beziehen sich auf die Bewegungen der Zylinderschwerpunkte. Die zugehörigen generalisierten Kräfte sind:

$$\mathbf{Q}^T = [F_{xA}, F_{yA}, M_{xA}, M_{yA}, F_{xB}, F_{yB}, M_{xB}, M_{yB}] = [\mathbf{Q}_A^T, \mathbf{Q}_B^T] \quad (4.2)$$

Für die Beschreibung der Fluidbewegung ist es günstig, angepaßte Strukturkoordinaten zu definieren:

$$\begin{aligned} \bar{\mathbf{q}} &:= \frac{1}{2} \cdot (\mathbf{q}_A + \mathbf{q}_B) \\ \underline{\mathbf{q}} &:= \mathbf{q}_A - \mathbf{q}_B \end{aligned} \quad (4.3)$$

Dabei bestimmt $\bar{\mathbf{q}}$ die Bewegung der Spalraummittelfläche, während $\underline{\mathbf{q}}$ ein Maß für die Relativbewegung zwischen den Zylinderoberflächen ist. Die Fluidbewegung im Ringspalt wird entsprechend in einen Starrkörperanteil \vec{v}_S , der mit der Bewegung der Spalraummittelfläche verbunden ist, und einen Verdrängungsanteil \vec{v}_R relativ zur Spalraummittelfläche aufgeteilt:

$$\vec{v}_F(r, \varphi, z) = \vec{v}_S(\varphi, z) + \vec{v}_R(r, \varphi, z) \quad (4.4)$$

Aufgrund der Voraussetzungen V1 und V2 kann die radiale Komponente der Fluidgeschwindigkeit v_{Fr} durch lineare Interpolation zwischen den radialen Geschwindigkeit an den Spalraumbegrenzungen (Zylinderoberflächen) v_{Ar} und v_{Br} ausgedrückt werden:

$$v_{Fr}(r, \varphi, z) = \frac{1}{2} (v_{Ar} + v_{Br}) + (v_{Ar} - v_{Br}) \frac{r - R}{s} \quad (4.5)$$

Dabei entsprechen die beiden Terme auf der rechten Seite von Gl. (4.5) wieder der Aufteilung der Fluidgeschwindigkeit in Starrkörperanteil und Verdrängungsanteil gemäß Gl. (4.4). Die momentanen Auslenkungen der Zylinderoberflächen lassen sich mit Hilfe der Formfunktionen $h_j(\varphi, z)$ durch die Strukturkoordinaten \mathbf{q}_A und \mathbf{q}_B ausdrücken

$$\begin{aligned}
w_A(\varphi, z) &= \sum_{j=1}^4 q_{Aj} h_j(\varphi, z) \\
w_B(\varphi, z) &= \sum_{j=1}^4 q_{Bj} h_j(\varphi, z)
\end{aligned}
\tag{4.6}$$

$$\begin{aligned}
h_1 &= \cos \varphi & h_2 &= \sin \varphi \\
h_3 &= -\left(z - \frac{L}{2}\right) \cdot \sin \varphi & h_4 &= \left(z - \frac{L}{2}\right) \cdot \cos \varphi
\end{aligned}$$

Da Fluid und Spaltraumbegrenzung sich gegenseitig nicht durchdringen können, ergeben sich die radialen Randgeschwindigkeiten des Fluides zu

$$\begin{aligned}
v_{Ar} &= \partial_t(w_A) + v_{z0} \partial_z(w_A) \\
v_{Br} &= \partial_t(w_B) + v_{z0} \partial_z(w_B)
\end{aligned}
\tag{4.7}$$

wobei v_{z0} die mittlere axiale Geschwindigkeit im Ringspalt ist. Aus den Gleichungen (4.3), (4.5), (4.6) und (4.7) erhält man für die radiale Komponente der Fluidgeschwindigkeit (Verdrängungsanteil):

$$v_{Rr}(r, \varphi, z) = \sum_{j=1}^4 \left[\dot{q}_j \cdot h_j(\varphi, z) + v_{z0} \cdot \bar{q} \cdot \partial_z h_j(\varphi, z) \right] \frac{r - R}{s}
\tag{4.8}$$

Aufbauend auf diesen Betrachtungen sollen die Fluidgleichungen, also die Kontinuitätsgleichung

$$\nabla \cdot \vec{v}_F = 0
\tag{4.9}$$

und die Navier-Stokes-Gleichung

$$\frac{\partial \vec{v}_F}{\partial t} + (\vec{v}_F \cdot \nabla) \vec{v}_F = \frac{\eta}{\rho} \Delta \vec{v}_F - \frac{1}{\rho} \nabla p
\tag{4.10}$$

gelöst werden, wobei ρ die Dichte des Fluides, η die Viskosität und p der statische Druck ist.

Im weiteren wird zunächst die Kontinuitätsgleichung näherungsweise gelöst, wobei nicht berücksichtigt wird, daß eine Kopplung zwischen Kontinuitätsgleichung und Navier-Stokes-Gleichung vorliegt. Die aus dieser Näherungslösung hervorgehende Geschwindigkeitsverteilung wird in die Gleichung (4.10) eingesetzt, um den Druck zu berechnen. Der erste wesentliche Schritt bei der Lösung von Gl. (4.9) ist die Reduk-

tion von 3D auf 2D durch die Mittelung über die Spaltweite /12/

$$\int_{R-s/2}^{R+s/2} \nabla \cdot \vec{v}_R \, dr = 0 \quad (4.11)$$

Die Mittelung ist möglich, da die Radialkomponente von \vec{v}_R nach Gleichung (4.8) durch die Strukturkoordinaten ausgedrückt werden kann. Es ist dabei ausreichend, nur den Verdrängungsanteil der Fluidgeschwindigkeit zu berücksichtigen, da für den "Starrkörperanteil" $\nabla \cdot \vec{v}_s \equiv 0$ gilt. Aus Gleichung (4.11) folgt mit Gleichung (4.8)

$$v_{z,z} + \frac{1}{R} v_{\varphi,\varphi} = - \frac{1}{s} \sum_{j=1}^4 [\dot{q}_j \cdot h_j(\varphi, z) + v_{z0} \cdot \bar{q} \cdot \partial_z h_j(\varphi, z)] \quad (4.12)$$

Der inhomogene Teil von Gleichung (4.12) enthält den Einfluß der Strukturbewegung. Der Index R für den Verdrängungsanteil der Fluidgeschwindigkeit wird in Gleichung (4.12) und den folgenden der Einfachheit halber weggelassen. Definiert man ein Geschwindigkeitspotential $\Phi(z, \rho, t)$ mit

$$\Phi_{,z} = v_z \quad \frac{1}{R} \Phi_{,\varphi} = v_\varphi \quad (4.13)$$

so erhält man die folgende Form der Kontinuitätsgleichung:

$$\Phi_{,zz} + \frac{1}{R^2} \Phi_{,\varphi\varphi} = - \frac{1}{s} \sum_{j=1}^4 [\dot{q}_j \cdot h_j(\varphi, z) + v_{z0} \cdot \bar{q} \cdot \partial_z h_j(\varphi, z)] \quad (4.14)$$

Die Einführung eines Geschwindigkeitspotentials stellt eine weitere Vereinfachung dar, da der Reibungsterm in Gleichung (4.10) zur Wirbelbildung führt und somit $\text{rot } \vec{v} \neq 0$ ist.

Eine analytische Lösung von Gleichung (4.14) unter Berücksichtigung von $h_{j,zz} = 0$ ist

$$\begin{aligned} \Phi(z, \varphi, t) = & v_{z0} z + \sum_{\varepsilon=1}^n [A_\varepsilon \text{ch}\left(\frac{\varepsilon z}{R}\right) \cos(\varepsilon \varphi) + B_\varepsilon \text{ch}\left(\frac{\varepsilon z}{R}\right) \sin(\varepsilon \varphi) + \\ & + C_\varepsilon \text{sh}\left(\frac{\varepsilon z}{R}\right) \cos(\varepsilon \varphi) + D_\varepsilon \text{sh}\left(\frac{\varepsilon z}{R}\right) \sin(\varepsilon \varphi)] - \\ & - \frac{R^2}{s} \sum_{j=1}^4 \int \left\{ \int [\dot{q}_j h_j + v_{z0} \bar{q} h_{j,z}] d\varphi \right\} d\varphi \end{aligned} \quad (4.15)$$

Die Konstanten A_ε , B_ε , C_ε und D_ε hängen dabei von den Randbedingungen für Druck bzw. Geschwindigkeit des Fluids am Spalteintritt bzw. am Spaltaustritt ab. Unter

Verwendung von Gleichung (4.15) kann die Druckverteilung im Spaltraum berechnet werden.

Dazu soll zunächst noch etwas näher auf die Fluidreibung eingegangen werden. Wenn die Strömung über ein Potential beschrieben wird, verschwindet der Reibungsterm in der Navier-Stokes-Gleichung (4.10). Die Beschreibung mit einem Potential ist aber eine Idealisierung, in der Realität ist stets Reibung vorhanden. Um die Reibung zu berücksichtigen und gleichzeitig die Vorteile der Potentialtheorie zu nutzen, wird in Analogie zu einer eindimensionalen stationären Strömung in einem Spalt mit der Weite s der Reibungsdruckabfall wie folgt angesetzt:

$$\frac{\partial p_R}{\partial \xi} = -\frac{\lambda}{2s} \frac{\rho}{2} (v_\varphi^2 + v_z^2) \quad (4.16)$$

Dabei ist ξ eine Koordinate in Richtung der momentanen Resultierenden der Fluidgeschwindigkeit (**Bild 4.3**). Daraus ergibt sich der Gradient des Reibungsdruckverlustes zu

$$\frac{\nabla p_R}{\rho} \approx -\frac{\lambda}{4s} v_{z0} \nabla \phi \quad (4.17)$$

wenn man annimmt, daß die Grundströmungsgeschwindigkeit v_{z0} groß gegenüber den Schwankungsanteilen ist. Der dimensionslose Reibungsbeiwert λ ergibt sich nach /13/ für laminare Strömung

$$\lambda_l = \frac{96}{\text{Re}} = \frac{48 \nu}{v_{z0} s} \quad (4.18)$$

und für den turbulenten Bereich nach /14/

$$\lambda_t = \frac{0.325}{\text{Re}^{0.22}} \quad (4.19)$$

Ersetzt man in der Navier-Stokes-Gleichung den Reibungsterm durch Gl. (4.17), so ergibt sich unter Berücksichtigung von Gl. (4.13) für die Druckverteilung:

$$p_0 - p = \rho \left[\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{1}{2} (\nabla \phi)^2 + \frac{\lambda}{4s} v_{z0} \phi \right] \quad (4.20)$$

Die konkrete Form der von z , φ , $\bar{\mathbf{q}}$, $\dot{\bar{\mathbf{q}}}$ und $\ddot{\bar{\mathbf{q}}}$ abhängigen Druckverteilung wird bei der Betrachtung von Elementarbewegungen der Struktur näher untersucht (Kap. 4.2).

Jetzt sollen die Kräfte und Momente betrachtet werden, die durch das Druckfeld im Spalraum auf die Zylinder ausgeübt werden. Diese Kräfte und Momente bezüglich der Zylinderschwerpunkte ergeben sich aus

$$\bar{Q}_j = R \int_0^{2\pi} \int_0^L p(z, \varphi, \bar{q}, \dot{\bar{q}}, \ddot{\bar{q}}) \cdot h_j(z, \varphi) dz d\varphi \quad (4.21)$$

Linearisiert man die Druckverteilung p bezüglich \bar{q}_j , $\dot{\bar{q}}_j$ und $\ddot{\bar{q}}_j$, so läßt sich Gleichung (4.17) in Matrixform darstellen:

$$\bar{Q} = \bar{M} \ddot{\bar{q}} + \bar{B} \dot{\bar{q}} + \bar{C} \bar{q} \quad (4.22)$$

mit $\bar{m}_{jk} = \frac{\partial \bar{Q}_j}{\partial \ddot{\bar{q}}_k}$, $\bar{b}_{jk} = \frac{\partial \bar{Q}_j}{\partial \dot{\bar{q}}_k}$ und $\bar{c}_{jk} = \frac{\partial \bar{Q}_j}{\partial \bar{q}_k}$

Dabei ist \bar{Q} der Vektor der Relativkräfte zwischen den Zylindern, ausgedrückt durch die Relativbewegung \bar{q} , und repräsentiert damit den Verdrängungsanteil der Fluidbewegung. Entsprechend der Aufteilung der Fluidgeschwindigkeit nach Gl. (4.4) existieren neben \bar{Q} noch die Reaktionskräfte aus dem "Starrkörperanteil"

$$\bar{Q} = \bar{M} \ddot{\bar{q}} \quad (4.23)$$

Der "Starrkörperanteil" der Fluidbewegung führt nur zu Trägheitskräften, und \bar{M} ist die (4x4) - Massenmatrix des undeformierten mit Fluid gefüllten Spaltraumes.

Die Rücktransformation der Gleichung (4.22) und (4.23) auf die ursprünglichen Strukturkoordinaten entsprechend (4.1) und (4.2) liefert unter Berücksichtigung von Gl. (4.3) folgenden Zusammenhang:

$$\begin{bmatrix} Q_A \\ Q_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{4} \bar{M} + \bar{M} & \frac{1}{4} \bar{M} - \bar{M} \\ \frac{1}{4} \bar{M} - \bar{M} & \frac{1}{4} \bar{M} + \bar{M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_A \\ \ddot{q}_B \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \bar{B} & -\bar{B} \\ -\bar{B} & \bar{B} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_A \\ \dot{q}_B \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \bar{C} & -\bar{C} \\ -\bar{C} & \bar{C} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_A \\ q_B \end{bmatrix} \quad (4.24)$$

Gleichung (4.24) ist die Grundlage für die dynamische Kopplung von Fluidbewegung und Strukturbewegung. Sie stellt eine Möglichkeit dar, die FSI in das FE-Modell für die Struktur einzubinden. Die ausführliche Darstellung der FSI-Matrizen erfolgt in Kap. 4.4.

4.2 Elementare Strukturbewegungen der Zylinder

Die konkrete Geschwindigkeits- und Druckverteilung im Ringspalt soll für zwei elementare Sonderfälle der Strukturbewegung bestimmt werden: die reine Pendelbewegung und die reine Axialverschiebung des inneren Zylinders. Für diese Sonderfälle lassen sich die Randbedingungen relativ einfach formulieren, andererseits kann aufgrund der Linearität von Gleichung (4.14) die FSI für die allgemeine Bewegung der Struktur aus der Überlagerung von Elementarbewegungen gewonnen werden. Ein weiterer Grund für die Betrachtung der Elementarfälle ist die Möglichkeit der experimentellen Verifizierung (Kap.4.3).

4.2.1 Pendelbewegung des inneren Zylinders

Bei der reinen Pendelbewegung des inneren Zylinders gibt es nur einen Strukturfreiheitsgrad, die Pendelauslenkung $\psi(t)$ (siehe **Bild 4.4**). Mit der generalisierten Koordinate $\psi(t)$ lassen sich die Schwerpunktbewegungen der Zylinder wie folgt ausdrücken:

$$\begin{aligned} \mathbf{q}_A^T &= \mathbf{0} \\ \mathbf{q}_B^T &= \left[\frac{L}{2}; 0; 0; 1 \right] \cdot \psi(t) \end{aligned} \quad (4.25)$$

Unter Beachtung von (4.3), (4.6), (4.7) und (4.25) wird aus der Kontinuitätsgleichung:

$$\phi_{,zz} + \frac{1}{R^2} \phi_{,\varphi\varphi} = \frac{1}{s} [z\psi_y + v_{z0}\psi_y] \cos\varphi \quad (4.26)$$

Gleichung (4.26) wird von folgendem Geschwindigkeitspotential erfüllt:

$$\phi(z, \varphi, t) = v_{z0}z + [H_0(z) \cdot v_{z0} \cdot \psi_y + H_1(z) \cdot L \cdot \partial_t \psi_y] \cos\varphi$$

mit

$$\begin{aligned} H_0(z) &= \frac{R^2}{s} \left[\alpha \left(\operatorname{ch} \frac{z}{R} - \frac{\operatorname{ch} \frac{L}{R} - 1}{\operatorname{sh} \frac{L}{R}} \cdot \operatorname{sh} \frac{z}{R} \right) - 1 \right] \\ H_1(z) &= \frac{R^2}{s} \left[\alpha \frac{\operatorname{sh} \frac{z}{R}}{\operatorname{sh} \frac{L}{R}} - \frac{z}{L} \right] \end{aligned} \quad (4.27)$$

Diese Lösung folgt aus Gl. (4.15), wobei dem Problem entsprechend nur die Cosinus-

terme bis $\varepsilon = 1$ berücksichtigt werden. Der Faktor α wird zunächst noch offen gelassen. Es soll gelten $0 < \alpha \leq 1$. Mit dem Faktor α kann später das Druckfeld noch beeinflusst werden, das nach Gl. (4.20) aus dem Potential ausgerechnet wird. Die Fluidgeschwindigkeiten folgen aus Gl. (4.13)

$$\begin{aligned} v_z &= v_{z0} + [\partial_z H_0(z) \cdot v_{z0} \cdot \psi_y + \partial_z H_1(z) \cdot L \cdot \partial_t \psi_y] \cos \varphi \\ v_\varphi &= -\frac{1}{R} [H_0(z) \cdot v_{z0} \cdot \psi_y + H_1(z) \cdot L \cdot \partial_t \psi_y] \sin \varphi \end{aligned} \quad (4.28)$$

und die Druckverteilung aus Gl. (4.20)

$$\begin{aligned} \frac{p(z, \varphi, t) - p_2}{\rho} &= \frac{\lambda}{4s} v_{z0}^2 [L - z] \\ &- \left\{ H_1 \cdot L \cdot \partial_t^2 \psi_y + [H_0 + \partial_z H_1 \cdot L + \frac{\lambda}{4s} \cdot H_1 \cdot L] \cdot v_{z0} \cdot \partial_t \psi_y \right. \\ &\left. + [\partial_z H_0 + \frac{\lambda}{4s} \cdot H_0] \cdot v_{z0}^2 \cdot \psi_y \right\} \cos \varphi \end{aligned} \quad (4.29)$$

mit H_0 und H_1 nach Gl. (4.27). Die Druckverteilung hängt wesentlich von der Wahl der Randbedingungen ab, d.h. von dem Faktor α . Da das Fluid vom Ringspalt in ein großes Volumen ausströmt (in das untere Plenum eines DWR), muß am Austrittsspalt ($z = L$)

$$p(z=L, \varphi) = p_2 = \text{const} \quad (4.30)$$

gelten. Aufgrund der beschriebenen 2D-Näherung läßt sich diese Randbedingung nicht exakt erfüllen. Mit der Vorgabe eines Geschwindigkeitspotentials wird die Menge der erfüllbaren Druckrandbedingungen eingeschränkt. Es ist nur möglich, Gl. (4.30) für einen bestimmten Pendelausschlag zu erfüllen. Experimentelle Untersuchungen an einem Labormodell (Kap. 4.3) haben gezeigt, daß die besten Ergebnisse erzielt werden, wenn Gl. (4.30) im Nulldurchgang des Pendels erfüllt ist, d.h. wenn $\psi = 0$ und somit die Pendelgeschwindigkeit maximal ist. **Bild 4.5** zeigt die berechnete Druckverteilung im Ringspalt des in Kap. 4.3 beschriebenen Labormodells für verschiedene α -Werte bei einer mittleren Strömungsgeschwindigkeit von $v_{z0} = 0.3$ m/s. Die Bestimmungsgleichung für den optimalen Wert von α , bei dem Gl. (4.30) im Mittel am besten erfüllt ist, lautet:

$$\alpha(Re) = \frac{2 + \frac{\lambda(Re)L}{4s}}{1 + \frac{L \cdot \text{ch}(L/R)}{R \cdot \text{sh}(L/R)} + \frac{\lambda(Re)L}{4s}} \quad \text{für } Re \geq 960$$

$$\alpha(Re) = \alpha_0 - (\alpha_0 - \alpha_{960}) \cdot \frac{Re}{960} \quad \text{für } Re < 960 \quad (4.31)$$

$$\text{mit } \alpha_0 = \frac{1 + R/L}{1 + \frac{\text{ch}(L/R)}{\text{sh}(L/R)}} \quad \text{und} \quad \alpha_{960} = \alpha(Re=960)$$

Der optimale Wert für α ist also von der Reynoldszahl und damit von der Grundströmungsgeschwindigkeit v_{z0} abhängig. Der Reibungsbeiwert λ wird nach Gl. (4.18) bei laminarer Strömung bzw. Gl. (4.19) bei turbulenter Strömung berechnet.

4.2.2 Axialverschiebung des inneren Zylinders

Bei der reinen Axialverschiebung des inneren Zylinders sind die Schwerpunktbewegungen der Zylinder folgendermaßen festgelegt:

$$\mathbf{q}_A^T = \mathbf{0}$$

$$\mathbf{q}_B^T = [1; 0; 0; 0] \cdot \mathbf{x}(t) \quad (4.32)$$

Die Kontinuitätsgleichung ergibt sich unter Beachtung der Gln. (4.3), (4.6) und (4.32):

$$\phi_{,zz} + \frac{1}{R^2} \phi_{,\varphi\varphi} = \frac{1}{s} \dot{x} \cos\varphi \quad (4.33)$$

mit der Lösung

$$\phi(z, \varphi, t) = v_{z0} z + \partial_t x \cdot F_a(z) \cdot \cos\varphi$$

$$\text{mit } F_a(z) = \frac{R^2}{s} \left\{ \beta \left[\text{ch}\left(\frac{z}{R}\right) - \frac{\text{ch}\left(\frac{L}{R}\right) - 1}{\text{sh}\left(\frac{L}{R}\right)} \text{sh}\left(\frac{z}{R}\right) \right] - 1 \right\} \quad (4.34)$$

Analog zu dem Faktor α bei der Pendelbewegung ist β hier ein noch offener Parameter mit $0 < \beta < 1$, der später zur Realisierung der Druckrandbedingung am Austrittsspalt dient. Im Gegensatz zur Pendelbewegung hängt bei der Axialverschiebung des Zylinders das Potential nur von der Strukturgeschwindigkeit ($\partial_t x$), nicht von der Koordi-

nate (x) selbst ab. Aus dem Potential folgen die Geschwindigkeiten zu

$$v_z = v_{z0} + \dot{x} \beta \frac{R}{s} \left[\operatorname{sh}\left(\frac{z}{R}\right) - \frac{\operatorname{ch}\left(\frac{L}{R}\right) - 1}{\operatorname{sh}\left(\frac{L}{R}\right)} \operatorname{ch}\left(\frac{z}{R}\right) \right] \cos\varphi$$

$$v_\varphi = \dot{x} \frac{R}{s} \left\{ 1 + \beta \left[\frac{\operatorname{ch}\left(\frac{L}{R}\right) - 1}{\operatorname{sh}\left(\frac{L}{R}\right)} \operatorname{sh}\left(\frac{z}{R}\right) - \operatorname{ch}\left(\frac{z}{R}\right) \right] \right\} \sin\varphi \quad (4.35)$$

Die Druckverteilung ergibt sich aus Gl. (4.20):

$$\frac{p(z, \varphi, t) - p_2}{\rho} = \{-F_a(z) \cdot \partial_t^2 x - v_{z0} [\partial_z F_a(z) + \frac{\lambda}{4s} F_a(z)] \partial_t x\} \cos\varphi$$

$$+ \frac{\lambda}{4s} v_{z0}^2 [L - z] \quad (4.36)$$

mit $F_a(z)$ nach Gl. (4.34). Für die Erfüllung der Druckrandbedingung Gl. (4.30) gelten die Ausführungen in Kap. 4.2.1 entsprechend. Die optimale Wahl des Faktors β ergibt sich in diesem Zusammenhang wie folgt:

$$\beta(Re) = \frac{0.25 \cdot \lambda(Re) \cdot R/s}{\operatorname{sh}(L/R) - \frac{\operatorname{ch}(L/R) \cdot [\operatorname{ch}(L/R) - 1]}{\operatorname{sh}(L/R)} + 0.25 \cdot \lambda(Re) \cdot R/s} \quad \text{für } Re \geq 960$$

$$\beta(Re) = \beta_0 - (\beta_0 - \beta_{960}) \frac{Re}{960} \quad \text{für } Re < 960 \quad (4.37)$$

mit $1/\beta_0 = 1 + \operatorname{sh}(L/R) + \frac{\operatorname{ch}(L/R) \cdot [\operatorname{ch}(L/R) - 1]}{\operatorname{sh}(L/R)}$ und $\beta_{960} = \beta(Re = 960)$

4.3 Experimentelle Verifikation

Um die analytische Näherungslösung für die FSI im Ringspalt zu überprüfen, wurde ein verhältnismäßig einfaches Labormodell konstruiert. Es handelt sich dabei um ein Strömungspendel, also um ein System mit einem Strukturfreiheitsgrad, für das in Kap. 4.2.1 die Grundgleichungen abgeleitet wurden. Das **Bild 4.6** zeigt den Aufbau. Der äußere aus Plexiglas bestehende Zylinder ist unbeweglich, während der innere aus Aluminium bestehende Zylinder am oberen Ende mit einer Schneidenlagerung in die Rahmenkonstruktion eingehängt ist. Mit Hilfe einer Pumpe wird in einem geschlossenen Kreislauf ein mittels Ventil regelbarer Volumenstrom erzeugt, der im Ringspalt von oben nach unten fließt. Die Spaltaustrittsfläche liegt unter dem Flüssigkeitsspiegel im Vorratstank. Der Pendelkörper (innerer Zylinder) ist am unteren Ende über eine Biegefeder mit dem Fundament verbunden, um die Eigenfrequenz des Systems zu erhöhen. Dies ist notwendig, um überkritische Dämpfung zu verhindern. Bei überkritischer Dämpfung käme keine Pendelschwingung, sondern nur ein Kriechen zustande, was für die meßtechnische Auswertung nachteilig wäre. Die Erfassung der Pendelelongation wurde mit HALL-Sonden im unteren Bereich des Pendels realisiert. Das Labormodell kann mit laminarer Strömung ($Re < 2300$) und auch im turbulenten Bereich betrieben werden. Die Hauptabmessungen des Modells sind: $R = 51.5\text{mm}$, $s = 3.1\text{mm}$, $L = 400\text{mm}$. Die Masse des Aluminiumzylinders beträgt 8.65 kg .

Der Vergleich zwischen Theorie und Experiment erfolgt über die Eigenfrequenz und die Eigendämpfung des FSI-Systems. Experimentell werden diese Größen mit Hilfe von Ausschwingkurven des Pendels ermittelt (Schwingungsdauer und logarithmisches Dekrement). In **Bild 4.7** sind Ausschwingkurven für verschiedene Grundströmungsgeschwindigkeiten dargestellt. Um den Einfluß der FSI zu verdeutlichen, ist in **Bild 4.7d** ein Ausschwingvorgang ohne Fluid (an Luft) zum Vergleich dargestellt.

Für die theoretische Berechnung von Eigenfrequenz und Eigendämpfung wird von dem in **Bild 4.4** dargestellten System ausgegangen. Die Bewegungsgleichung für das Strömungspendel lautet:

$$J_{yy} \ddot{\psi}_y + [m^* g L/2 + cL^2] \dot{\psi}_y + R \int_0^L \int_0^{2\pi} p(z, \varphi, t) z \cos \varphi \, d\varphi dz = 0 \quad (4.38)$$

Dabei ist $J_{yy} = 0.445\text{ kg m}^2$ das Massenträgheitsmoment des Zylinders bezüglich der Drehachse einschließlich des "Starrkörperanteils" des Fluids nach Gl. (4.23); $m^*g = 54.5\text{ N}$ ist das um den Auftrieb verminderte Gewicht des inneren Zylinders und c die Federkonstante der oben erwähnten Feder (mit $cL^2 = 94\text{ Nm}$). Der letzte Term in Gl. (4.38) stellt das Reaktionsmoment aus der Druckverteilung nach Gl. (4.21) dar und repräsentiert somit die FSI. Wird die Druckverteilung aus Gl. (4.29) in Gl. (4.38) eingesetzt, so ergibt sich:

$$(J_{yy} + \bar{J}) \ddot{\psi}_y + (\bar{d}_0 + \bar{d}_1) \dot{\psi}_y + (m^* g L/2 + cL^2 + \bar{c}_0 + \bar{c}_1) \psi_y = 0 \quad (4.39)$$

mit dem zusätzlichen Massenträgheitsmoment aus der Verdrängungsströmung

$$\bar{J} = \pi \rho \frac{L^3 R^3}{s} \left\{ \frac{1}{3} - \alpha \frac{R}{L} \left[\frac{\operatorname{ch}\left(\frac{L}{R}\right)}{\operatorname{sh}\left(\frac{L}{R}\right)} - \frac{R}{L} \right] \right\} \quad (4.40)$$

dem von der Fluidreibung λ unabhängigen Dämpfungsbeiwert aus der Verdrängungsströmung

$$\bar{d}_0 = v_{z0} \pi \rho \frac{L^2 R^3}{s} [1 - \alpha] \quad (4.41a)$$

dem von λ abhängigen Dämpfungsbeiwert aus der Verdrängungsströmung

$$\bar{d}_1 = v_{z0} \lambda \pi \rho \frac{L^3 R^3}{4s^2} \left\{ \frac{1}{3} - \alpha \frac{R}{L} \left[\frac{\operatorname{ch}\left(\frac{L}{R}\right)}{\operatorname{sh}\left(\frac{L}{R}\right)} - \frac{R}{L} \right] \right\} \quad (4.41b)$$

sowie den Steifigkeitstermen

$$\bar{c}_0 = v_{z0}^2 \frac{\pi \rho L R^3}{s} \alpha \left\{ 2 \frac{R}{L} \frac{\operatorname{ch}\left(\frac{L}{R}\right) - 1}{\operatorname{sh}\left(\frac{L}{R}\right)} - 1 \right\} \quad (4.42a)$$

und

$$\bar{c}_1 = \frac{\lambda}{4s} v_{z0}^2 \frac{\pi \rho L^2 R^3}{s} \left\{ \frac{1}{2} - \alpha \frac{R}{L} \frac{\operatorname{ch}\left(\frac{L}{R}\right) - 1}{\operatorname{sh}\left(\frac{L}{R}\right)} \right\} \quad (4.42b)$$

Wie man sieht, hängen die aus der Verdrängungsströmung resultierenden Zusatzterme von der Spaltgeometrie, den Fluideigenschaften und von den Druckrandbedingungen (Faktor α , siehe Kap. 4.2.1) ab. Bei allen drei Größen steht die Spaltweite s im Nenner, d.h. der Einfluß der FSI ist um so größer je enger der Ringspalt ist.

Aus der Bewegungsgleichung (4.39) folgen unmittelbar die für die Verifikation zu

benutzenden Größen, der Dämpfungsgrad

$$D = \frac{\bar{d}_0 + \bar{d}_1}{2 \sqrt{(J_{yy} + \bar{J})(m^*gL/2 + cL^2 + \bar{c}_0 + \bar{c}_1)}} \quad (4.43)$$

und die Eigenfrequenz

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{m^*gL/2 + cL^2 + \bar{c}_0 + \bar{c}_1}{J_{yy} + \bar{J}}} \cdot \sqrt{1 - D^2} \quad (4.44)$$

Der Vergleich von D und f zwischen Theorie und Experiment wird anhand von über 20 Meßserien mit verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten durchgeführt. Die **Bilder 4.8** und **4.9** zeigen die Resultate. Die Übereinstimmung insbesondere für ruhendes Fluid ($v_{z0} = 0$) ist gut. Die Eigenfrequenz wird mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit etwas unterschätzt. Beachtet man jedoch die Tatsache, daß die Eigenfrequenz des Pendels an Luft 2.5 Hz (also das 2.5-fache des Wertes bei ruhendem Fluid) beträgt, so wird deutlich, daß die FSI mit dem theoretischen Modell doch recht gut beschrieben wird. Auch die Werte für den Dämpfungsgrad sind akzeptabel, wenn man beachtet, daß Dämpfungsparameter in mechanischen Systemen sehr empfindliche und schwer bestimmbare Größen sind.

Für die in den **Bildern 4.8** und **4.9** berechneten Werte D und f wurde der Faktor α entsprechend der Strömungsgeschwindigkeit nach Gl. (4.31) optimal gewählt. Für nicht optimale Werte von α ist die Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung entsprechend schlechter. Das belegt die Richtigkeit der zugrunde gelegten Druckrandbedingung Gl. (4.30) am Ringspaltaustritt. Der Sprung in den theoretischen Kurven für D und f bei $v_{z0} = 0.37$ m/s hängt mit dem Übergang vom laminaren zum turbulenten Strömungsbereich zusammen (vgl. Gln. 4.18 und 4.19).

Die Berechnungen zeigen außerdem, daß die Steifigkeitsterme aus der Verdrängungsströmung (Gln. 4.42a und 4.42b) keinen nennenswerten Einfluß auf Eigenfrequenz und Dämpfung des Strömungspendels haben. Die Struktursteifigkeit ist dominierend.

4.4 Integration der FSI in das FE-Modell

4.4.1 Matrizen für ein Fluid-Struktur-Element

Um die FSI im FE-Modell für den RDB und seine Einbauten berücksichtigen zu können, müssen Elementmatrizen für den Wasserspalt zwischen den konzentrischen Zylindern formuliert werden. Die Dimension der Matrizen wird dabei von den Knotenfreiheitsgraden der Strukturknoten festgelegt. Im vorliegenden Fall sollen Fluid-

Struktur-Elemente (FSE) zwischen die Knoten konzentrischer PIPE16-Elemente (siehe Kap. 3) gelegt werden, d.h. ein FSE muß letztlich 2 Knoten mit je 6 DOF besitzen. Elementmassenmatrix und Elementdämpfungsmatrix des FSE besitzen die Dimension 12×12 . Da im Rahmen der hier betrachteten Näherungslösung keine FSI in uz-Richtung bzw. in rotz-Richtung auftritt, enthalten die FSE-Matrizen entsprechende Nullspalten und Nullzeilen, so daß effektiv die Dimension 8×8 bleibt. Die Knoten-DOF des FSE sind durch Gl. (4.1) gegeben, wobei die Knoten in den Zylinderschwerpunkten liegen.

Ausgangspunkt für die Formulierung des FSE-Massenmatrix und der FSE-Dämpfungsmatrix sind die Gln. (4.21) bis (4.24). Aufgrund der Linearisierung der Druckverteilung im Ringspalt bezüglich der Struktur-DOF \underline{q} (bzw. $\partial \underline{q} / \partial t$ und $\partial^2 \underline{q} / \partial t^2$) können die Matrixelemente von $\underline{\underline{M}}$, $\underline{\underline{M}}$ und $\underline{\underline{B}}$ jeweils durch die Betrachtung von nur jeweils einem DOF (Elementarbewegung) zusammengestellt werden. Dafür sind mit den Kap. 4.2.1 und 4.2.2 bereits die notwendige Formeln für die Druckverteilungen vorhanden (Gln. 4.29 und 4.36). Die Druckverteilungen für die Pendelbewegung um die x-Achse bzw. für die Parallelverschiebung in y-Richtung können unter Beachtung der Formfunktionen Gl. (4.7) analog dazu berechnet werden. Nach Überlagerung der Druckverteilungen und Übergang auf die relativen Knoten-DOF $\underline{\underline{q}}$ (Gln. 4.1 und 4.3) ergeben sich aus den Gln. (4.21) und (4.22) folgende Matrizen für den Verdrängungsanteil der Fluidbewegung bei allgemeiner Strukturbewegung:

$$\begin{aligned}
\overline{\overline{M}} &= \pi \rho \frac{R^4}{s} \\
& \left[\begin{array}{cccc}
\frac{L}{R} - 2\beta & \frac{\text{ch}(\frac{L}{R}) - 1}{\text{sh}(\frac{L}{R})} & 0 & \frac{\text{ch}(\frac{L}{R}) - 1}{L(\beta - \alpha)} \\
0 & 0 & 0 & \frac{\text{ch}(\frac{L}{R}) - 1}{\text{sh}(\frac{L}{R})} \\
\frac{L}{R} - 2\beta & \frac{\text{ch}(\frac{L}{R}) - 1}{\text{sh}(\frac{L}{R})} & -L(\beta - \alpha) & 0 \\
0 & 0 & \frac{\text{ch}(\frac{L}{R}) + 1}{2 \text{sh}(\frac{L}{R})} & 0 \\
0 & 0 & \frac{L^3}{12R} - L^2 \alpha \left[\frac{L}{R} - \frac{R}{L} \right] & \frac{L^3}{12R} - L^2 \alpha \left[\frac{\text{ch}(\frac{L}{R}) + 1}{2 \text{sh}(\frac{L}{R})} - \frac{R}{L} \right]
\end{array} \right]
\end{aligned}
\tag{4.45}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\lambda R}{4s} \left[\frac{L}{R} - 2\beta \frac{\operatorname{ch}(\frac{L}{R}) - 1}{\operatorname{sh}(\frac{L}{R})} \right] & 0 & \frac{\lambda R (\beta - \alpha) (\operatorname{ch}(\frac{L}{R}) - 1)}{4s \operatorname{sh}(L/R)} \\
& 0 & \frac{\lambda R}{4s} \left[\frac{L}{R} - 2\beta \frac{\operatorname{ch}(\frac{L}{R}) - 1}{\operatorname{sh}(\frac{L}{R})} \right] & 0 \\
& 0 & L\beta \left[1 - \frac{2 (\operatorname{ch}(\frac{L}{R}) - 1)}{\frac{L}{R} \operatorname{sh}(\frac{L}{R})} \right] & -L \left\{ 1 - \alpha + \frac{\lambda R (\beta - \alpha) (\operatorname{ch}(\frac{L}{R}) - 1)}{4s \operatorname{sh}(L/R)} \right\} \\
& 0 & L\beta \left[1 - \frac{2 (\operatorname{ch}(\frac{L}{R}) - 1)}{\frac{L}{R} \operatorname{sh}(\frac{L}{R})} \right] & L^2 \{ (\beta - \alpha) \left[\frac{1}{2} - \frac{\operatorname{ch}(\frac{L}{R}) - 1}{\frac{L}{R} \operatorname{sh}(\frac{L}{R})} \right] + \frac{\lambda R}{4s} \left[\frac{L}{12R} - \alpha \left(\frac{\operatorname{ch}(\frac{L}{R}) + 1}{2 \operatorname{sh}(\frac{L}{R})} - \frac{R}{L} \right) \right] \} \\
& -L\beta \left[1 - \frac{2 (\operatorname{ch}(\frac{L}{R}) - 1)}{\frac{L}{R} \operatorname{sh}(\frac{L}{R})} \right] & 0 & L^2 \{ (\beta - \alpha) \left[\frac{1}{2} - \frac{\operatorname{ch}(\frac{L}{R}) - 1}{\frac{L}{R} \operatorname{sh}(\frac{L}{R})} \right] + \frac{\lambda R}{4s} \left[\frac{L}{12R} - \alpha \left(\frac{\operatorname{ch}(\frac{L}{R}) + 1}{2 \operatorname{sh}(\frac{L}{R})} - \frac{R}{L} \right) \right] \}
\end{aligned}$$

(4.46)

$$\bar{B} = \pi v_{z0} \rho \frac{R^3}{s}$$

Die Steifigkeitsmatrix $\bar{\bar{C}}$ wird hier nicht angegeben, da ihr Einfluß auf das Schwingungsverhalten elastischer Strukturen (DWR) gegenüber der Struktursteifigkeit vernachlässigbar ist.

Eine Plausibilitätskontrolle für die Richtigkeit der Gln. (4.45) und (4.46) ist die Betrachtung des in Kap. 4.2.1 behandelten Sonderfalles der Pendelbewegung des inneren Zylinders. Der Vektor der relativen Struktur-DOF ergibt sich in diesem Fall (vergl. auch Gl. 4.25):

$$\bar{\bar{q}}^T = - \begin{bmatrix} \frac{L}{2} & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \psi_y =: \mathbf{g}^T \psi_y \quad (4.47)$$

Daher müssen die Transformationen

$$\begin{aligned} \bar{\bar{J}}_y &= \mathbf{g}^T \bar{\bar{M}} \mathbf{g} \\ \bar{\bar{d}} &= \mathbf{g}^T \bar{\bar{B}} \mathbf{g} \end{aligned} \quad (4.48)$$

das Trägheitsmoment aus Gl. (4.40) bzw. die Summe der Dämpfungsbeiwerte aus den Gln. (4.41) und (4.42) ergeben. Das ist, wie man durch Nachrechnen zeigen kann, der Fall.

Aus dem Starrkörperanteil der Fluidbewegung (Bewegung der Spalraummittelfläche) ergibt sich nur eine Massenmatrix aber keine Dämpfungsmatrix. Die Massenmatrix bezüglich des Koordinatenvektors $\bar{\bar{q}}$ (siehe Gl. 4.3) ist

$$\bar{\bar{M}} = 2\pi R_s L \rho \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{L^2}{12} + \frac{R^2}{2} + \frac{s^2}{8} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{L^2}{12} + \frac{R^2}{2} + \frac{s^2}{8} \end{bmatrix} \quad (4.49)$$

Durch die Überlagerung von Verdrängungsanteil und "Starrkörperanteil" der Fluidbewegung entsprechend der Gl. (4.24) ergibt sich die endgültige Massenmatrix des FSE mit der Dimension 8x8

$$\mathbf{M}_{\text{FSE}} = \begin{bmatrix} 0.25\bar{\bar{M}} + \bar{\bar{M}} & 0.25\bar{\bar{M}} - \bar{\bar{M}} \\ 0.25\bar{\bar{M}} - \bar{\bar{M}} & 0.25\bar{\bar{M}} + \bar{\bar{M}} \end{bmatrix} \quad (4.50)$$

sowie die Dämpfungsmatrix

$$\mathbf{B}_{\text{FSE}} = \begin{bmatrix} \overline{\overline{\mathbf{B}}} & -\overline{\overline{\mathbf{B}}} \\ -\overline{\overline{\mathbf{B}}} & \overline{\overline{\mathbf{B}}} \end{bmatrix} \quad (4.51)$$

Sowohl die Massenmatrix als auch die Dämpfungsmatrix des FSE sind nicht symmetrisch. Die Gln. (4.45) und (4.46) gelten in der angegebenen Form für eine positive Grundströmungsgeschwindigkeit v_{z0} , d.h. für eine Grundströmung in Richtung der positiven z-Achse. Für den Fall einer entgegen der positiven z-Richtung gerichteten

Strömung ($p_1 < p_2$) müssen die Außerdiagonalelemente von $\overline{\overline{\mathbf{M}}}$ und $\overline{\overline{\mathbf{B}}}$ mit dem Faktor (-1) multipliziert werden.

Es soll nun noch etwas näher auf die Einbindung der FSE-Matrizen in das FE-Modell für RDB und RDB-Einbauten (**Bild 3.10**) eingegangen werden. Der Bereich des Downcomers ist mit mehreren Rohrabschnitten diskretisiert worden. Um die Wirkung der FSI im Ringspalt auf die betreffenden Rohrelemente aufzuteilen sind mehrere FSE notwendig. Da aber für den gesamten Ringspalt nur ein Einströmbereich und ein Ausströmbereich existiert, kann man nicht einfach mehrere FSE hintereinanderschalten. Das würde bedeuten, daß die Druckrandbedingung $p=\text{const.}$ (siehe Gl. 4.30) entgegen den realen Verhältnissen an jedem FSE-Rand erzwungen wird. Es würde somit zu Sprüngen in der Druckverteilung sowie in der Geschwindigkeitsverteilung kommen. Tatsächlich gibt es für den gesamten Downcomer nur Randbedingungen am Spalteintritt und am Spaltaustritt.

Daher wird die Diskretisierung des Spaltraumes folgendermaßen vorgenommen: Es werden zunächst die Matrizen für ein FSE (Master-FSE) mit den geometrischen Parametern des gesamten Downcomers berechnet (Gln. 4.45, 4.46, 4.49-4.51). Die gedachten Knoten dieses FSE liegen in der Mitte des Downcomers (also etwa bei den Knoten 41 und 23, **Bild 3.10**). Dieses eine FSE wird nun in mehrere kleine FSE aufgeteilt, die ihrerseits an den entsprechenden Knotenpaaren von RDB und KB festgemacht werden, und die in ihrer summarischen Wirkung für den Fall der Starrkörperbewegung von RDB und KB mit dem Master-FSE identisch sind. Die Transformationsvorschrift für die Aufteilung des Master-FSE lautet:

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{\text{FSE}}^{(i)} &= \gamma_i \mathbf{G}_i^T \mathbf{M}_{\text{FSE}} \mathbf{G}_i \\ \mathbf{B}_{\text{FSE}}^{(i)} &= \gamma_i \mathbf{G}_i^T \mathbf{B}_{\text{FSE}} \mathbf{G}_i \end{aligned} \quad (4.52)$$

Dabei sind die γ_i Wichtungsfaktoren für die aus dem Master-FSE entstehenden FSE. Die Summe der Wichtungsfaktoren muß eins betragen, i.a. wird für alle Wichtungsfaktoren $\gamma_i = 1 / n_{\text{FSE}}$ angenommen. Die 8x8 Matrizen \mathbf{G}_i enthalten die geometrische Lage des i-ten FSE relativ zum Master-FSE.

$$\mathbf{G}_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -\Delta z_i & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & \Delta z_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -\Delta z_i \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & \Delta z_i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.53)$$

Dabei ist Δz_i der Abstand der FSE-Knoten zum Mittelpunkt des Ringspaltes in positiver z-Richtung.

4.4.2 Bemerkungen zur programmtechnischen Realisierung

Die programmtechnische Umsetzung der Einbindung der FSI in das FE-Modell erfolgt über ein Modul im Programmsystem NLSYS (Eigenentwicklung FZR). Im einzelnen sind dazu die folgenden Schritte notwendig:

- * Erstellung des Strukturmodelles für RDB und Einbauten im FE-Code **ANSYS** (Kap. 3.1)
- * Erzeugung eines reduzierten Systems mit 92 DOF mit **ANSYS** (statische Kondensation). Dabei wird ein Substrukturfile (Filename: rdbe.sub) erzeugt, der die Strukturmatrizen und die MDOF des reduzierten Systems enthält. In dem festzulegenden MDOF-Set müssen die DOF u_x , u_y , rot_x , rot_y aller Knotenpaare, zwischen die ein FSE gelegt werden soll, enthalten sein (**Bild 3.10**).
- * Einlesen der Strukturmatrizen im Programm **NLSYS** vom ANSYS-Substrukturfile.
- * Berechnung der FSE-Matrizen und Überlagerung mit den Strukturmatrizen im Programm **NLSYS**.
- * Durchführung einer Modalanalyse bzw. einer transienten Analyse im Programm **NLSYS** und Erzeugung von ANSYS-kompatiblen Ergebnisfiles.
- * Ggf. Durchführung des Postprocessing mit dem Code **ANSYS**

Alternativ zu dieser Vorgehensweise besteht auch die Möglichkeit, die Berechnung vollständig im Code ANSYS auszuführen. Dazu werden die FSE-Matrizen mit einem ANSYS-Makro berechnet und über das Element MATRIX27 in das Modell eingefügt.

Die zuerst genannte Vorgehensweise ist aber effektiver als die Berechnung der FSE-Matrizen mit ANSYS-Makros und Verwendung des MATRIX27 Elementes. Außerdem verfügt das Programm NLSYS über einen Eigenwertsolver, der speziell bei nicht-symmetrischen Massen- und Dämpfungsmatrizen bis zu 100 DOF schneller und

genauer ist als der in ANSYS (Rev 5.0A) verfügbare Algorithmus. Darüber hinaus kann in NLSYS die transiente Analyse mit FFT-basierten Signalverarbeitungsprozeduren verbunden werden (wichtig für die Simulation von Schwingungsspektren). Daher ist NLSYS für die vorliegende Aufgabe eine sinnvolle Ergänzung zum FE-Code ANSYS. Eine englischsprachige Programmbeschreibung von NLSYS ist als Anlage zu diesem Bericht verfügbar.

4.5 Abschätzung des Fluideinflusses bei Schalenschwingungen

Die Berücksichtigung der FSI bei Schalenschwingungen ist wesentlich komplizierter als bei der Starrkörperbewegung von konzentrischen Zylindern. Im folgenden soll ein grobes Näherungsverfahren dafür hergeleitet werden.

Für das FSI-System, bestehend aus zwei konzentrischen elastischen Zylinderschalen mit Fluid im Ringspalt (**Bild 4.10**), wird von folgenden Voraussetzungen ausgegangen:

- * Reibungsfreie, inkompressible Potentialströmung
- * Es findet keine Fluidbewegung in z-Richtung statt ($v_z = 0$)

Fritz /15/ hat unter diesen Voraussetzungen die Bewegung zweier konzentrischer rotationssymmetrischer Starrkörper untersucht.

Das hier vorgestellte Näherungsverfahren beruht auf einem Energiekriterium und liefert in Abhängigkeit von der Schalenmode eine Ersatzdichte für die Zylinderschalen.

Die Kontinuitätsgleichung lautet unter den o.g. Annahmen:

$$[r \Phi_{,r}]_{,r} + \frac{1}{r^2} \Phi_{,\varphi} = 0 \quad (4.54)$$

mit $v_r = \Phi_{,r}$ und $v_\varphi = \frac{1}{r} \Phi_{,\varphi}$

Die Schalenaufweitungen (radiale Verschiebungen) der inneren und der äußeren Schale w_i und w_a werden durch folgenden Ansatz beschrieben:

$$\begin{aligned} w_i &= w_i(r, z) \cdot \cos m\varphi \\ w_a &= w_a(r, z) \cdot \cos m\varphi \end{aligned} \quad (4.55)$$

Dazu passend wird für das Geschwindigkeitspotential angesetzt:

$$\Phi = \Phi(r) \cos m\varphi \quad (4.56)$$

Dabei ist m die Ordnung der Schalenmode in Umfangsrichtung (Zahl der Knoten). Setzt man Gl. (4.56) in Gl. (4.54) ein, ergibt sich eine Eulersche DGL für Φ :

$$r^2 \Phi_{,rr} + r \Phi_{,r} - m^2 \Phi = 0 \quad (4.57)$$

Aus der Lösung von Gl. (4.57) ergeben sich unter Beachtung der Randbedingungen

$$v_r(R_i) = \frac{\partial w_i}{\partial t} \quad v_r(R_a) = \frac{\partial w_a}{\partial t} \quad (4.58)$$

folgende Fluidgeschwindigkeiten:

$$v_r = \frac{1}{R_a^{2m} - R_i^{2m}} \begin{bmatrix} r^{m-1} \\ -r^{-(m+1)} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} -R_i^{m+1} & R_a^{m+1} \\ -R_i^{m+1} R_a^{2m} & R_a^{m+1} R_i^{2m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{w}_i \\ \dot{w}_a \end{bmatrix} \cdot \cos m\varphi \quad (4.59)$$

und

$$v_\varphi = -\frac{1}{R_a^{2m} - R_i^{2m}} \begin{bmatrix} r^{m-1} \\ r^{-(m+1)} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} -R_i^{m+1} & R_a^{m+1} \\ -R_i^{m+1} R_a^{2m} & R_a^{m+1} R_i^{2m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{w}_i \\ \dot{w}_a \end{bmatrix} \cdot \sin m\varphi \quad (4.60)$$

Die kinetische Energie des Fluids im verformten Ringspalt berechnet sich aus

$$dT_F = \frac{1}{2} \rho_F (v_r^2 + v_\varphi^2) r d\varphi dr dz \quad (4.61)$$

Die Integration über r und φ liefert nach Einsetzen von (4.59) und (4.60) die kinetische Energie eines Höhenabschnittes dz des Spaltvolumens

$$dT_F = \frac{dz \pi \rho_F}{2m (R_a^{2m} - R_i^{2m})} \left[R_i^2 (R_a^{2m} + R_i^{2m}) \dot{w}_i^2 - 4 (R_a R_i)^{m+1} \dot{w}_i \dot{w}_a + R_a^2 (R_a^{2m} + R_i^{2m}) \dot{w}_a^2 \right] \quad (4.62)$$

Die kinetische Energie der beiden Zylinderschalen ist analog dazu gegeben durch:

$$dT_S = \frac{dz \pi \rho_S}{2} [a_i h_i \dot{w}_i^2 + a_a h_a \dot{w}_a^2] \quad (4.63)$$

wobei h_i und h_a die Wandstärken und a_i und a_a die Radien der Zylinderschalen sind. Betrachtet man den Sonderfall, daß nur die äußere Schale schwingt ($w_i = 0$), so ergibt sich

$$dT_F = \frac{dz \pi \rho_F}{2m (R_a^{2m} - R_i^{2m})} R_a^2 (R_a^{2m} + R_i^{2m}) \dot{w}_a^2 \quad (4.64)$$

$$dT_S = \frac{dz \pi \rho_S}{2} a_a h_a \dot{w}_a^2$$

Die Summe der beiden kinetischen Energien von Fluid und Schale ist die Grundlage für die Berechnung einer Ersatzdichte für die Schale. Durch die Verwendung der Ersatzdichte ist dann bei der Schalenberechnung die kinetische Energie des Fluids enthalten. Für den Sonderfall $w_i = 0$ ergibt sich die Ersatzdichte aus Gl. (4.64) zu

$$\rho_{ers} = \rho_S \left[1 + \frac{\rho_F R_a^2 (R_a^{2m} + R_i^{2m})}{\rho_S m a_a h_a (R_a^{2m} - R_i^{2m})} \right] \quad (4.65)$$

Für den zweiten Sonderfall, daß nur die innere Schale schwingt ($w_a = 0$), ergibt sich in analoger Weise für die Ersatzdichte

$$\rho_{ers} = \rho_S \left[1 + \frac{\rho_F R_i^2 (R_a^{2m} + R_i^{2m})}{\rho_S m a_i h_i (R_a^{2m} - R_i^{2m})} \right] \quad (4.66)$$

Die Abschätzung der FSI auf die Eigenfrequenzen der Schalen erfolgt auf folgende Weise: Zunächst wird die Schale ganz normal ohne Fluid modelliert (Kap. 3.4.3). Mit diesem FE-Modell wird eine Modalanalyse durchgeführt, d.h. es werden Eigenfrequenzen und Schwingungsformen ohne Fluid berechnet. Anschließend werden die Eigenfrequenzen mit Hilfe des Ersatzdichte (Gl. 4.65 oder 4.66) korrigiert, wobei der folgende Zusammenhang gilt:

$$f_{FSI} = f_S \cdot \sqrt{\frac{\rho_S}{\rho_{ers}}} \quad (4.67)$$

Dabei ist zu beachten, daß für die einzelnen Moden in Abhängigkeit von m (Zahl der Wellen in Umfangsrichtung) unterschiedliche Ersatzdichten existieren.

Wendet man das Verfahren auf die geometrischen Verhältnisse am WWER-440 an, so ergeben sich für die Schalenschwingungen des RDB (äußere Zylinderschale) und des KB (innere Zylinderschale) die in Tabelle 4.1 aufgeführten Werte.

Tabelle 4.1: Einfluß der FSI auf Schaleneigenfrequenzen beim WWER-440						
Mode m	RDB oben (über RL)		RDB unten (unter RL)		KB	
	$\rho_{\text{ers}} / \rho_s$	f_{FSI} / f_s	$\rho_{\text{ers}} / \rho_s$	f_{FSI} / f_s	$\rho_{\text{ers}} / \rho_s$	f_{FSI} / f_s
1	9.71	0.32	13.8	0.27	29.5	0.18
2	3.20	0.56	4.22	0.49	8.18	0.35
3	1.99	0.71	2.45	0.64	4.23	0.49

Dabei wurde Betriebstemperatur für die Bestimmung der Stoffwerte (E-Modul der Struktur, Dichte des Fluids) zugrunde gelegt.

Das Verfahren stellt, wie eingangs erwähnt, eine Abschätzung des FSI-Einflusses dar. Die am stärksten vereinfachende Annahme ist dabei das Fehlen der z-Komponente der Fluidgeschwindigkeit ($v_z = 0$). Als Konsequenz werden wegen der Erfüllung der Kontinuitätsbedingung Gl. (4.54) die beiden anderen Geschwindigkeitskomponenten überbetont, was zu einer generellen Überschätzung der FSI führt. Damit stellen die Korrekturwerte für die Schaleneigenfrequenzen untere Schranken dar.

5 Anregung durch das strömende Kühlmittel

Für die sicherheitstechnische Bewertung von Druckwasserreaktoren erfordert das vorliegende numerische Schwingungsmodell die Kenntnis der auf die Strukturen wirkenden Erregerkräfte, um transiente Schwingungen berechnen zu können. Den Erregungsmechanismen durch das strömende Kühlmittel kommt dabei eine zentrale Bedeutung zu.

Es werden folgende Anregungsmechanismen vorgestellt: Einzelwirbel und Wirbelfelder im Downcomer sowie die Krafwirkung eines Kühlmittelstrahls auf den Kernbehälter am Eintrittsstutzen des RDB.

Großräumige Einzelwirbel bzw. Wirbelformationen, die durch Strömungsablösung oder Instabilitäten entstehen, belasten die benachbarten Strukturen besonders. Durch eine quantitative Abschätzung von Wirbelkräften im Downcomer des WWER-440 wird das belegt.

5.1 Wirbelfelder im Downcomer

5.1.1 Der Oseen-Wirbel

Unter der Voraussetzung einer rotationssymmetrischen ebenen Strömung folgt aus den Navier-Stokesschen Gleichungen in Zylinderkoordinaten für eine laminare Wirbelbewegung mit c_u als Umfangsgeschwindigkeit im Abstand r vom Wirbelzentrum, wobei die Radialgeschwindigkeit $c_r = 0$ ist,

$$\frac{c_u^2}{r} = \frac{1}{\rho_f} p_{,r} \quad (5.1)$$

und

$$c_{u,t} = \nu \left(c_{u,rr} + \frac{1}{r} c_{u,r} - \frac{c_u}{r^2} \right) \quad (5.2)$$

Aus (4.2) ergibt sich nach Einführung der folgenden dimensionslosen Größen

$$\chi = \frac{r}{r_0}, \quad U = \frac{c_u}{c_{u0}}, \quad \theta = t \cdot \frac{\nu}{r_0^2}, \quad (5.3)$$

mit c_{u0} als Umfangsgeschwindigkeit beim Bezugsradius r_0 und θ in der Bedeutung einer dimensionslosen Kennzahl für zeitabhängige Vorgänge in zähen Fluiden

$$U_{,\theta} = U_{,\chi\chi} + \frac{1}{\chi} U_{,\chi} - \frac{U}{\chi^2}. \quad (5.4)$$

Oseen fand eine Lösung von (5.4) unter der Voraussetzung, daß für $\theta = 0$ ($t = 0$) der Wirbel die Form eines Potentialwirbels mit $c_u r = c_{u0} r_0 = \text{const}$ hat [13]. Dieses Produkt

charakterisiert die Intensität des Wirbels (Zirkulation):

$$\Gamma = 2\pi c_u r = 2\pi K \quad (5.5)$$

In (5.5) bezieht sich c_u daher auch im folgenden auf den Potentialwirbel bzw. auf den Oseen-Wirbel bei $t = 0$.

Die Oseen'sche Lösung lautet

$$U = \frac{1}{\chi} \left(1 - e^{-\frac{\chi^2}{4\theta}}\right) \quad (5.6)$$

oder dimensionsbehaftet

$$c_u = \frac{\Gamma}{2\pi r} \left(1 - e^{-\frac{r^2}{4\nu t}}\right) \quad (5.7)$$

In **Bild 5.1** ist $U(\chi)$ mit θ als Parameter dargestellt. Es ist ersichtlich, daß sich der "Wirbelkern" für $\theta > 0$ wie ein fester Körper dreht.

Für den Radius \hat{r} , bei dem im Oseen-Wirbel die maximale Geschwindigkeit $c_{u\max}$ auftritt, findet man durch Differenzieren

$$\hat{r} = 2.242 \sqrt{\nu t} \quad (5.8)$$

und für die zugehörige maximale Umfangsgeschwindigkeit

$$c_{u\max} = 0,715 \cdot \hat{c}_u \quad (5.9)$$

wobei \hat{c}_u die entsprechende Geschwindigkeit des Potentialwirbels ($t=0$) bei \hat{r} bedeutet. Aus (5.5) folgt in Verbindung mit (5.8) und (5.9)

$$\hat{c}_u = 0,07099 \frac{\Gamma}{\sqrt{\nu t}} \quad (5.10)$$

bzw.

$$c_{u\max} = 0,05078 \frac{\Gamma}{\sqrt{\nu t}} \quad (5.11)$$

Die Integration von (5.1) mit c_u nach (5.7) liefert die Druckverteilung im Wirbel. Ist p_∞ der Druck in sehr großer Entfernung vom Wirbelzentrum, so erhält man für die dimensionslose Druckverteilung

$$-P = \frac{p_\infty - p}{\rho_f c_{u0}^2} \quad (5.12)$$

die in **Bild 5.2** dargestellte Abhängigkeit von χ und θ ; im Bild als Beispiel für $\theta = 0.1$ und 0.01 . Dafür wurde die Gl. (5.12) mittels numerischer Integration gelöst.

Bei turbulenten Wirbeln wird die molekulare kinematische Zähigkeit ν in den vorstehenden Gleichungen durch die im allgemeinen wesentlich größere turbulente Zähigkeit ν_w ersetzt. Turbulente Wirbel klingen demnach schneller ab. Durch Ähnlichkeitsbetrachtungen und im Vergleich mit Meßergebnissen wurde als Abhängigkeit für die turbulente Wirbelzähigkeit ν_w von Albring u. a. /15/ gefunden

$$\frac{\nu_w}{\nu} = \frac{Re}{Re_{\min}}, \quad (5.13)$$

mit $Re_{\min} \approx 31,6$. Bis Re_{\min} liegt eine laminare Wirbelbewegung vor, darüber hinaus ist ν durch ν_w nach (5.13) zu ersetzen.

Auf den Betrachtungen in diesem Kapitel aufbauend wird im folgenden ein Wirbelmodell entwickelt, welches eine weitgehende analytische Behandlung zuläßt.

5.1.2 Druckverteilung und Kraftwirkung eines ebenen Einzelwirbels

Für die Berechnung der Kraftwirkung des Wirbels aus dem Druckfeld wird eine vereinfachte Geschwindigkeitsverteilung angenommen. In **Bild 5.3** ist das Grundmodell des Wirbels dargestellt. Der Wirbel besteht aus einem inneren Bereich, in dem sich das Fluid wie ein Festkörper dreht, und einem sich daran anschließenden äußeren Potentialwirbel. Dieser Geschwindigkeitsansatz kommt der des Oseen-Wirbels sehr nahe (**Bild 5.3**).

In /17/ wurde im Rahmen einer 2D-Betrachtung der Einfluß einer der Zirkulationsbewegung überlagerten Grundströmung c_∞ auf Druckverteilung und Kraftwirkung des Wirbels untersucht (siehe **Bild 5.4**). Die Druckverteilung weist dabei eine Abhängigkeit von c_∞ auf. Bei der Wirbelkraft als Integral des Druckes über eine doppelsymmetrische Fläche entfällt jedoch diese Abhängigkeit. Die momentane Kraftwirkung des Wirbels ist unabhängig von der Grundströmungsgeschwindigkeit c_∞ . Daher ist die Betrachtung einer rotationssymmetrischen Geschwindigkeitsverteilung im Wirbel ausreichend.

Als Gleichung des Wirbelkerns ($0 \leq r \leq \hat{r}$) gilt

$$\frac{c_u}{r} = \frac{\hat{c}_u}{\hat{r}} \quad (5.14)$$

und mit Gl. (5.5) und (5.8)

$$c_u = 0,031668 \frac{\Gamma}{\nu t} r = \frac{\hat{c}_u \hat{r}}{5,0257 \nu t} r \quad (5.15)$$

Im Bereich der Potentialströmung ($r \geq \hat{r}$) wird dagegen entsprechend Gl. (5.5)

$$c_u = \frac{\Gamma}{2\pi r} = \frac{\hat{c}_u \hat{r}}{r} \quad (5.16)$$

Dann folgt für die äußere Druckverteilung $p_a(r)$ im Bereich $r \geq \hat{r}$ mit der Randbedingung, daß für $r \rightarrow \infty$ $p_a = p_\infty$ ist

$$p_a(r) = p_\infty - \frac{\rho_f K^2}{2r^2} \quad (5.17)$$

mit K nach Gl. (5.5).

Ebenso ergibt sich für die innere Druckverteilung $p_i(r)$ im Bereich $r \leq \hat{r}$ unter Beachtung der Anschlußbedingung zu (5.17) an der Stelle $r = \hat{r}$

$$p_i(r) = p_\infty - \frac{\rho_f K^2}{2\hat{r}^2} \left[2 - \left(\frac{r^2}{\hat{r}^2} \right) \right] \quad (5.18)$$

Damit kann die Wirbelkraft F_w bis zum Radius $r > \hat{r}$ berechnet werden

$$F_w = 2\pi \int_0^{\hat{r}} p_i r dr + 2\pi \int_{\hat{r}}^r p_a r dr \quad (5.19)$$

Daraus ergibt sich unter Beachtung von (5.17) und (5.18)

$$F_w = \pi r^2 p_\infty - \pi \rho_f K^2 \left(\frac{3}{4} + \ln \frac{r}{\hat{r}} \right) \quad (5.20)$$

Aufgrund der Vereinfachung im Geschwindigkeitsansatz (Gln. 5.14 und 5.16) treten gegenüber dem Oseen-Wirbel nach Gl.(5.7) Abweichungen bei der Berechnung der Wirbelkräfte auf, die durch einen Korrekturfaktor 0.8 für den Summanden $\frac{3}{4}$ in Gl.(5.20) behebbar sind. Diese Korrektur folgt aus dem Vergleich zwischen Gl.(5.20) und der numerisch berechneten Wirbelkraft des Oseen-Wirbels. Der genannte Faktor ist unabhängig vom Wirbelalter konstant und führt zu einer fast perfekten Übereinstimmung zwischen den nur numerisch bestimmbar Kräften der Oseen-Wirbel und denen des vereinfachten Wirbelmodells. Die entsprechende Endfassung für F_w nach Gl. (5.20) lautet daher

$$F_w = \pi r^2 p_\infty - \pi \rho_f (\hat{c}_w \hat{r})^2 \left(0.6 + \ln \frac{r}{\hat{r}} \right) \quad (5.21)$$

Es ist darauf hinzuweisen, daß die Größen \hat{c}_w und \hat{r} entsprechend den Gln. (5.8) und (5.10) von der Lebensdauer des Wirbels (und damit von seiner Position im Downcomer) abhängen. Die Zirkulation Γ und die Ausdehnung des Wirbels r ergeben sich aus den von den globalen Strömungsverhältnissen im Downcomer abhängigen Wirbelfeldparametern (nächstes Kapitel).

5.1.3 Wirbelfeldparameter im Downcomer des WWER-440

Die Strömung im Downcomer des WWER-440 ist turbulent. Beim Eintritt des Kühlmittels über die Eintrittsstutzen kommt es zur Wirbelbildung durch die 90° Umlenkung. Die im Eintrittsbereich entstehenden Wirbel schwimmen dann im Downcomer mit der Strömung nach unten, wobei eine Differenzgeschwindigkeit zwischen Grundströmung und Translation der Wirbelzentren besteht.

Durch die Geometrie des Ringspaltes und die Strömungsverhältnisse werden Größe, Entstehungshäufigkeit und Verteilung der einzelnen Wirbel bestimmt. Die Gesamtheit der Wirbel im Downcomer kann mit dem Modell der Kármánschen Wirbelstraße modelliert werden. In **Bild 5.5** sind die charakteristischen Größen der Wirbelstraße dargestellt, wobei die x-Achse in Strömungsrichtung und die y-Achse in Umfangsrichtung weist. Für die wichtigsten Kenngrößen der Kármánschen Wirbelstraße liegen Messungen verschiedener Autoren vor, die von Y.N. Chen zusammengefaßt wurden /16/. Danach läßt sich die Wirbelablösefrequenz f mit Hilfe der Strouhalzahl über weite Reynolddszahlbereiche aus

$$Sr = \frac{f \cdot d}{c_{\infty}} \approx 0.2 \approx konst \quad (5.22)$$

berechnen. Die Größe d spielt im vorliegenden Fall die Rolle eines Bezugsdurchmessers, der mit der Reynoldszahl durch

$$Re = \frac{d \cdot c_{\infty}}{\nu} \quad (5.23)$$

verbunden ist. Die Größe c_{∞} ist die Anströmgeschwindigkeit der Wirbel und ist im vorliegenden Fall gleich der Kühlmittelgrundgeschwindigkeit.

Die folgenden Kenngrößen der Wirbelstraße sind nach /16/ zwar von Re abhängig, können aber im Rahmen der hier vorgenommenen Näherungen als konstant angenommen werden.

So gelten für Längswirbelteilung

$$\frac{l}{d} \approx 4.25 \quad (5.24)$$

Wirbelteilungsverhältnis

$$\frac{h}{l} \approx 0.28 \quad (5.25)$$

Wirbeltranslationsgeschwindigkeit:

$$\frac{c}{c_\infty} \approx 0.15 \quad (5.26)$$

Wirbelzirkulation:

$$\frac{\Gamma}{l \cdot c_\infty} \approx 0.4 \quad (5.27)$$

Hier wird $\Gamma \approx \Gamma_0$, mit Γ_0 als Zirkulation des zum realen Wirbel zugehörigen Potentialwirbels angenommen.

Die Wirbelstraßenfrequenz f aus Gl. (5.22) ist identisch mit der Frequenz, die sich aus der Fortpflanzungsgeschwindigkeit und dem Abstand aufeinanderfolgender Wirbel ergibt (Bild 5.5). Aus den obigen Beziehungen folgt:

$$f \approx \frac{c_w}{l} = \frac{c_\infty - c}{l} = 0.85 \frac{c_\infty}{l} \quad (5.28)$$

Zur Abschätzung der zu erwartenden Wirbelkräfte wird für den WWER-440 davon ausgegangen, daß unterhalb der Kühlmiteleintritte im Downcomer entsprechend den vorhandenen 6 Eintrittsstutzen auch 6 Wirbelstraßen mit der maximalen Straßenbreite $h = U / 6$ auftreten, wobei U den mittleren Ringspaltumfang bedeutet. Diesen großen Wirbeln "1. Ordnung" sind die bei ihrem turbulenten Zerfall entstehenden kleineren Wirbel überlagert, die hier wieder als Wirbelstraße höherer Ordnung minderer Abmessungen modelliert werden.

Man erhält für die Wirbelstraße 1. Ordnung mit dem mittleren Ringspaltradius $\bar{R} = 1,68 \text{ m}$

$$h_1 = \frac{2\pi\bar{R}}{6} = 1.76 \text{ m} \quad (5.29)$$

als Wirbelstraßenbreite. Die Wirbellängsteilung l_1 folgt aus (5.25)

$$l_1 = \frac{h_1}{0.28} = 6.286 \text{ m} \quad (5.30)$$

und die Wirbelzirkulation Γ_1 nach (5.27) mit der mittleren Kühlmittelgeschwindigkeit $c_\infty = 6.8 \text{ m/s}$ im Ringspalt

$$\Gamma_1 = 0.4 l_1 c_\infty = 17.1 \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (5.31)$$

Damit wird $K_1 = \hat{c}_v \hat{f}_1$ nach (5.5)

$$K_1 = \frac{\Gamma_1}{2\pi} = 2.721 \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (5.32)$$

Unter der Annahme, daß die maximale potentialtheoretische Wirbelumfangsgeschwindigkeit \hat{c}_{WE} in der Höhe des Eintrittsstutzens gleich der Kühlmittel-Eintrittsgeschwindigkeit $c_{KE} = 9.58 \text{ m/s}$ beträgt, wird

$$\hat{r}_{EI} = \frac{K_1}{c_{KE}} = 0.284 \text{ m} \quad (5.33)$$

Die Wirbelablösefrequenz f_1 folgt aus (5.28)

$$f_1 = 0.85 \frac{c_\infty}{l_1} = 0.92 \text{ Hz} \quad (5.34)$$

Mit dem äußeren Wirbelradius r_1

$$r_1 = \frac{h_1}{2} = 0.88 \text{ m} \quad (5.35)$$

und der Kühlmitteldichte $\rho_f = 760 \text{ kg / m}^3$ wird nach Gl. (5.21) die Differenzkraft des Wirbels zu seiner Umgebung

$$\begin{aligned} \Delta F_{WEI} &= -\pi \rho_f K_1^2 \left(0.6 + \ln \frac{r_1}{\hat{r}_{EI}}\right) \\ \Delta F_{WEI} &= -30599 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.36)$$

Das negative Vorzeichen von ΔF_{WEI} besagt, daß im Wirbel ein Unterdruck und damit eine negative Kraftwirkung auf den Kernbehälter am Wirbelort existiert.

Für v_{W1} nach Gl. (5.13) und die Wirbelentstehungszeit t_{E1} aus Gl. (5.8) ergibt sich

$$\begin{aligned} v_{W1} &= \frac{K_1}{31.6} \approx 0.0861 \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \\ t_{E1} &= \frac{\hat{r}_{EI}^2}{k v_{W1}} = 0.186 \text{ s} \end{aligned} \quad (5.37)$$

Die Abströmzeit Δt der Wirbel ergibt sich aus der Abströmgeschwindigkeit $c_w = c_\infty - c$ und der Downcomerlänge $L = 7.14 \text{ m}$. Man erhält

$$\Delta t = \frac{L}{0.85 c_\infty} = 1.235 \text{ s} \quad (5.38)$$

so daß als Gesamtlebensdauer des Wirbels am Ringspaltaustritt

$$t_{A1} = t_{E1} + \Delta t = 1.421 \text{ s} \quad (5.39)$$

folgt.

Damit vergrößert sich der Wirbelkernradius \hat{r}_{E1} vom Eintritt zum Austritt entsprechend Gl. (5.8) auf

$$\hat{r}_{A1} = 2.2418 \sqrt{v_w t_{A1}} = 0.784 \text{ m} \quad (5.40)$$

Somit ergibt sich die Wirbel-Differenzkraft am Austritt nach (5.21) zu

$$\begin{aligned} \Delta F_{WA1} &= -\pi \rho_f K_1^2 \left(0.6 + \ln \frac{r_1}{\hat{r}_{A1}} \right) \\ \Delta F_{WA1} &= -12648 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.41)$$

Für eine überlagerte Wirbelstraße "2. Ordnung" sei $h_2 = h_1 / 2$, und man erhält in Analogie zur obigen Rechnung

$$\begin{aligned} l_2 &= \frac{l_1}{2}; \Gamma_2 = \frac{\Gamma_1}{2}; K_2 = \frac{K_1}{2}; \hat{r}_{E2} = \frac{\hat{r}_{E1}}{2}; \\ f_2 &= 2f_1; \Delta F_{WE2} = \frac{\Delta F_{WE1}}{4}; v_{W2} = \frac{v_{W1}}{2}; \\ t_{E2} &= \frac{t_{E1}}{2}; \hat{r}_{A2} = 0.536 \text{ m} > \frac{h_2}{2} = 0.44 \text{ m} . \end{aligned} \quad (5.42)$$

Für die Differenzkraft am Austritt ergibt sich $\Delta F_{WA2} = -2020 \text{ N}$.

Aus den hergeleiteten Parametern für die Wirbelstraßen können für die Durchführung transientser Schwingungsrechnungen mit dem in **Bild 3.10** dargestellten FE-Modell Kraft-Zeit-Verläufe für die Erregerkräfte an den betreffenden Knoten ermittelt werden. Dazu werden die Wirbel als quasistatische Einzelkräfte aufgefaßt, die an den Rohrelementen des RDB bzw. KB mit der Geschwindigkeit c_w entlanglaufen und deren Amplitude im Verlauf ihrer Existenz von F_{WE} auf F_{WA} absinken. Dabei müssen die von den verschiedenen Eintrittsstutzen ausgehenden Wirbel überlagert werden. Da die Entstehung von Wirbeln stochastische Merkmale aufweist, werden die Anfangsamplituden der Kräfte, die Entstehungszeiten zwischen zwei aufeinander folgenden Wirbeln sowie die resultierende Krafrichtung in der horizontalen Ebene stochastisch variiert. Die Einzelheiten dazu sind im Kap. 7.1 ausgeführt.

5.2 Anströmung des Kernbehälter im Bereich der Einlaßstutzen

Die statische Kraft, die ein Kühlmittelstrahl aus der Hauptumwälzleitung beim Auftreffen auf den KB ausübt, entspricht näherungsweise der Kraft eines Freistrahles auf ein ebenes Hindernis und kann aus dem Impulssatz berechnet werden:

$$F_0 = \rho_F A_E v_0^2 \quad (5.43)$$

Dabei ist A_E die Querschnittsfläche eines Einlaßstutzens und v die mittlere Kühlmittelgeschwindigkeit in der Hauptumwälzleitung. Für den WWER-440 beträgt diese Kraft bei Nominalbedingungen $F_0 = 13250$ N. Aufgrund der Turbulenz der Strömung ist der Geschwindigkeit v_0 eine Schwankung \tilde{v} überlagert. Die Kraft des Kühlmittelstrahles ist bei Berücksichtigung der Schwankung

$$F = F_0 + \tilde{F}(t) = \rho_F A_E v_0^2 \left(1 + \frac{\tilde{v}}{v_0} \right)^2 \quad (5.44)$$

wobei das Verhältnis von Schwankungsgeschwindigkeit zu mittlerer Geschwindigkeit näherungsweise anhand von experimentellen Daten abgeschätzt werden kann. In [18] werden Angaben zu gemessenen Druckfluktuationen im Zusammenhang mit stehenden akustischen Wellen gemacht. Danach beträgt der Schwankungsanteil des Druckes \tilde{p} im kalten Strang nach der HUP bis zu 40 kPa. Die eindimensionale Lösung für die Druckschwankung in einer stehenden Welle lautet:

$$\tilde{p}(x, t) = \tilde{p}_0 \cdot e^{j\omega t} \cdot e^{j \frac{\omega}{c_s} x} \quad (5.45)$$

Dabei ist ω die Eigenkreisfrequenz der Welle und c_s die Schallgeschwindigkeit. Entsprechend kann für den Schwankungsanteil der Geschwindigkeit angesetzt werden

$$\tilde{v} = \tilde{v}_0 \cdot e^{j\omega t} \cdot e^{j \left(\frac{\omega}{c_s} x - \varphi \right)} \quad (5.46)$$

Die Impulsgleichung für die stehende Welle lautet bei Vernachlässigung von Konvektions- und Reibungsterm

$$\rho \frac{\partial \tilde{v}}{\partial t} = - \frac{\partial \tilde{p}}{\partial x} \quad (5.47)$$

Das Einsetzen der Gln. (5.45) und (5.46) in Gl. (5.47) ergibt den Zusammenhang

$$\tilde{v}_0 = - \frac{\tilde{p}_0}{c_s \cdot \rho_f} \quad (5.48)$$

Die Schallgeschwindigkeit im Kühlmittel beträgt beim WWER-440 unter Nominalbedingungen nach /19/ ca. 900m/s und die Dichte 760kg/m³. Mit dem experimentell ermittelten Wert /18/ von $\tilde{p}_0 = 40\text{kPa}$ ergibt sich die Geschwindigkeitsschwankung zu

$$\tilde{v}_{\max} = 0.06 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (5.49)$$

Daraus ergibt sich aus mit Gl. (5.44) für den Schwankungsanteil der Kraft eines Kühlmittelstrahles auf den KB:

$$\tilde{F}_{\max} \leq 200\text{N} \quad (5.50)$$

Das ist gemessen am statischen Anteil $F_0 = 13250\text{N}$ ein relativ geringer Betrag. Auch im Vergleich zu den Kräften, die durch Wirbel im Downcomer entstehen (Kap. 5.1), ist der Schwankungsanteil der Strahlkraft klein. Daher spielen die Strahlkraftschwankungen für die Erregung des linearen FE-Modelles eine untergeordnete Rolle.

An Bedeutung gewinnt die gesamte Strahlkraft F_0 bei Schwingungen des KB mit großen Amplituden. Da bei einer Auslenkung des KB die Überlagerung aller 6 Kühlmittelstrahlen eine von Null verschiedene Resultierende ergibt und der Betrag dieser Resultierenden um so größer ist, je mehr der KB ausgenkt ist, kann es zu selbsterregten Schwingungen des KB kommen. Bild 5.6 illustriert diesen Anregungsmechanismus.

Nach /20/ beträgt die senkrecht zur angestrahnten Fläche wirkende Kraft

$$F_s = \rho_f v_0^2 A_E \cos \gamma = F_0 \cos \gamma \quad (5.51)$$

Damit ergibt sich für die auf den KB wirkende Kraft in y-Richtung

$$F_y = F_s \sin \gamma = \frac{1}{2} F_0 \sin 2\gamma \approx F_0 \frac{u_y}{R_{KB}} \quad (5.52)$$

Gl. (5.52) gilt für einen Kühlmittelstrahl in x-Richtung, ist also für die Schleifen 2 und 5 anzuwenden. Berücksichtigt man alle 6 Kühlmittelschleifen unter Beachtung ihrer azimuthalen Positionen, so ergeben sich unter der Annahme, daß alle Volumenströme gleich sind, folgende resultierende Kräfte auf den KB

$$\begin{aligned}
 F_x &= 4F_0 \sin^2 \alpha \frac{u_x}{R_{KB}} \\
 F_y &= 2F_0 (1 + 2 \cos^2 \alpha) \frac{u_y}{R_{KB}}
 \end{aligned}
 \tag{5.53}$$

Dabei ist α der azimutale Winkel, unter dem die Schleifen 1, 3, 4 und 6 gegenüber der globalen x-Achse in den RDB einmünden. R_{KB} ist der Außenradius des KB, u_x und u_y beschreiben die horizontale Auslenkung des KB in der Einlaßebene relativ zum RDB. Die Gl. (5.53) lassen sich anhand der **Bilder 5.7** und **5.8** nachvollziehen. Mit $\alpha = 45^\circ$, $R_{KB} = 1572\text{mm}$ und $F_0 = 13250\text{N}$ ergeben sich folgende Zahlenwerte

$$\begin{aligned}
 F_x &= 16.9 \cdot 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2} \cdot u_x \\
 F_y &= 33.7 \cdot 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2} \cdot u_y
 \end{aligned}
 \tag{5.54}$$

Die Anregungskräfte in F_x und F_y sind dem Betrag der KB-Auslenkung proportional und wirken in Richtung der Auslenkung. Sie wirken somit den elastischen Rückstellkräften, die den ausgelenkten KB in seine statische Ruhelage zurücktreiben, entgegen, können also als negative Steifigkeit aufgefaßt werden. Wenn die elastischen Rückstellkräfte kleiner als die Anregungskräfte sind, kommt es zur Selbstanregung. Dieses Phänomen kann insbesondere dann auftreten, wenn die Halterungselemente des KB (Federrohrsegmente, Führungskeile) an Steifigkeit verlieren. Die dann auftretende anomale KB-Bewegung ist zwangsläufig mit mechanischen Anschlägen verbunden und kann nur mit einem nichtlinearen Schwingungsmodell beschrieben werden.

6 Modalanalyse: Eigenfrequenzen und Schwingungsformen

Eine wichtige Methode zur Beschreibung des Schwingungsverhaltens eines linearen mechanischen Systems ist die Modalanalyse. Unter Modalanalyse versteht man die Bestimmung von Eigenfrequenzen und der zugehörigen Schwingungsformen (Moden) einer Struktur. Die Eigenfrequenzen sind die diejenigen Frequenzen, mit denen sich das lineare mechanische System bewegt, wenn keine externe Anregung vorliegt. Zu jeder Eigenfrequenz gibt es eine Schwingungsform, die angibt, wie sich die einzelnen Punkte der Struktur relativ zueinander bewegen. Die Schwingungsform sagt nichts über absolute Amplituden aus. Mathematisch gesehen ist die Modalanalyse die Lösung eines Eigenwertproblems (siehe Kap. 2.2.2, Gl. 2.3).

Für die numerische Modalanalyse existiert eine Vielzahl von Algorithmen. Man unterscheidet hinsichtlich der Eigenschaften des zu untersuchenden Systems zwischen der gedämpften und der ungedämpften Eigenwertaufgabe sowie zwischen symmetrischen und unsymmetrischen Systemmatrizen \mathbf{M} , \mathbf{B} und \mathbf{C} (Gl. 2.3). Hinsichtlich der Lösungsprozedur wird zwischen direkten und iterativen Verfahren unterschieden.

Die im Rahmen der hier vorliegenden Untersuchungen verwendeten zwei Verfahren sollen kurz erläutert werden.

Algorithmus 1 für die ungedämpfte, symmetrische Eigenwertaufgabe (EWA):

Das System wird zunächst mittels Guyan-Reduktion kondensiert, d.h die Zahl der DOF (degrees of freedom) für die EWA wird reduziert. Die MDOF (master degrees of freedom = generalisierte Freiheitsgrade) können manuell vorgegeben und/oder automatisch bestimmt werden. Das reduzierte System wird mittels Housholder-Transformation auf tridiagonale Form gebracht, danach werden die Eigenwerte (Eigenfrequenzen) mittels iterativer Intervallhalbierung (Bisektion) extrahiert. Die Ermittlung der Eigenvektoren (Schwingungsformen) erfolgt durch die inverse Vektoriteration. Dieser Algorithmus wird im FE-Code ANSYS verwendet [8]. Die Zahl der MDOF sollte mindestens doppelt so hoch sein wie die Anzahl der zu bestimmenden Eigenwerte.

Algorithmus 2 für die gedämpfte, nicht symmetrische Eigenwertaufgabe:

Dämpfung und unsymmetrische Matrizen liegen bei der Berücksichtigung der FSI vor (siehe Kap. 4.4.1). Die EWA Gl.(2.3) wird in den Zustandsraum überführt:

$$[\mathbf{A} - \lambda\mathbf{I}]\hat{\mathbf{x}} = \mathbf{0} \quad (6.1)$$

mit

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{B} \end{bmatrix} \quad \hat{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{q}} \\ \lambda \hat{\mathbf{q}} \end{bmatrix} \quad (6.2)$$

Die Systemmatrix **A** wird auf Hessenberg-Form transformiert. Die anschließende Bestimmung ihrer Eigenwerte und Eigenvektoren erfolgt mit dem QR-Verfahren /21/. Dieser Algorithmus wird im Programmsystem NLSYS verwendet.

Im folgenden wird die Modalanalyse für den WWER-440 anhand von drei verschiedenen Berechnungsmodellen (Modellierungsstufen) durchgeführt:

- * einzelne Kühlschleife (Kap. 6.1);
- * gesamter Primärkreislauf (RDB mit Einbauten, OB und 6 Kühlschleifen) ohne FSI (Kap. 6.2)
- * RDB mit Einbauten und OB mit einem reduzierten Ersatzmodell für die 6 Kühlschleifen und mit FSI (Kap. 6.3)

6.1 Einzelne Kühlschleife

Die Modellierung einer einzelnen Kühlschleife wurde im Kap. 3.2 erläutert. **Bild 3.13** zeigt die Topologie des FE-Modells. Die Knotennumerierung in diesem Bild entspricht der von Schleife 1. Für die Berechnung der Modalparameter werden die Knoten 101 (RDB-Austrittsstutzen) und 162 (RDB-Eintrittsstutzen) festgelegt (Nullsetzen aller Verschiebungen und Verdrehungen). Die Berechnung erfolgt mit dem Algorithmus 1 (s.6.), da die Dämpfung hier von untergeordneter Bedeutung ist.

Tabelle 6.1 gibt eine Übersicht über die ermittelten Moden einer leeren (trockenen) und einer gefüllten Kühlschleife.

Tabelle 6.1: Eigenschwingungsformen einer WWER-440 Kühlschleife				
Nr.	Beschreibung	EF leer	EF gefüllt	Bild
S1	Bewegung der gesamten Schleife in der horizontalen Ebene tangential zum RDB	1.2 Hz	1.0 Hz	6.1
S1a	Bewegung der gesamten Schleife tangential zum RDB mit Ausnahme der HUP (tritt statt Mode S1 auf, wenn HUP-Rollenlager blockiert)	1.4 Hz	1.3 Hz	6.20
S2	Drehung des DE um seine vertikale Achse, tangentielle Verschiebung HUL heiß und HAS heiß	2.1 Hz	1.9 Hz	6.2
S3	Tangentiale Pendelbewegung der HUP (quer zur HUL kalt), verbunden mit einer Horizontalverschiebung der HUP-Lagerebene	3.1 Hz	3.1 Hz	6.3
S3a	Tangentiale Pendelbewegung der HUP (ohne Horizontalverschiebung; tritt statt Mode S3 auf, falls HUP-Rollenlager blockiert)	5.0 Hz	5.0 Hz	6.21
S4	Radiale Verschiebung des DE, verbunden mit Biegung HUL heiß in der vertikalen Ebene	4.2 Hz	3.7 Hz	6.4
S5	Pendelbewegung der HUP in Richtung der HUL	5.6 Hz	5.5 Hz	6.5

Tabelle 6.1: Eigenschwingungsformen einer WWER-440 KÜHLSCHLEIFE				
Nr.	Beschreibung	EF leer	EF gefüllt	Bild
S6	Tangentiale Verschiebung HUL kalt, HUP und HAS kalt mit leichter gegenphasiger tangentialer Pendelung der HUP	8.3 Hz	8.2 Hz	6.6
S7	Biegung der HUL heiß in der horizontalen Ebene, tangentielle Verschiebung HAS heiß	9.6 Hz	9.3 Hz	6.7
S8	Vertikalverschiebung des DE, verbunden mit einer gleichphasigen Drehung um seine Radialachse; Vertikalbewegung HUL heiß und HAS heiß sowie leichte tangentielle Pendelung des HAS heiß	11.6 Hz	10.3 Hz	6.8
S9	Vertikalverschiebung des DE, verbunden mit einer gegenphasigen Drehung um seine Radialachse; Vertikalbewegung HUL heiß und HAS heiß sowie leichte tangentielle Pendelung des HAS heiß	12.5 Hz	11.1 Hz	6.9
S10	Vertikale Biegung HUL heiß mit radialer Pendelung HAS heiß; Horizontale Biegung HUL kalt mit Knoten bei der HUP und am horizontalen Krümmer	12.9 Hz	11.9 Hz	6.10
S11	Horizontale Biegung HUL heiß mit gegenphasiger tangentialer Bewegung HAS heiß oben	14.4 Hz	13.7 Hz	6.11
S12	Torsion der HUL kalt zwischen RDB und HUP mit tangentialer Pendelung HAS kalt	15.2 Hz	15.0 Hz	6.12
S13	Vertikale Biegung HUL kalt mit gleichphasiger Vertikalverschiebung von HUP und HAS kalt	17.8 Hz	17.4 Hz	6.13
S14	Höherer vertikaler Biegemode HUL heiß, Vertikalverschiebung HAS heiß	19.6 Hz	18.6 Hz	6.14
S15	Räumliche Biegemode HUL kalt, wobei sich die Schleifenabsenkung gegenphasig zum HUL-Bereich zwischen HUP und RDB bewegt.	21.6 Hz	20.7 Hz	6.15
S16	Vertikale Biegung HUL heiß mit Knoten bei HAS heiß, radiale Pendelung HAS heiß; Lokale räumliche Biegung HUL kalt im Bereich der Schleifenabsenkung (gegenphasig zu HUL heiß zwischen HAS heiß und DE)	23.1 Hz	21.6 Hz	6.16
S17	Vertikale Biegung HUL heiß mit Knoten bei HAS heiß, radiale Pendelung HAS heiß; Lokale Biegung HUL kalt mit Knoten bei HUP im Bereich der Schleifenabsenkung (gleichphasig zu HUL heiß zwischen HAS heiß und DE)	24.1 Hz	22.7 Hz	6.17
S18	Vertikale Biegung HUL kalt mit Knoten bei HUP	26.5 Hz	25.9 Hz	6.18
S19	Räumliche höhere Biegemode HUL kalt mit Maximalausschlag am Horizontalkrümmer	29.6 Hz	28.7 Hz	6.19

Die Moden der leeren Kühlschleife sind aufgeführt, weil im KKW Greifswald experimentelle Schwingungsuntersuchungen an einer leeren Kühlschleife durchgeführt wurden, deren Ergebnisse für die Parameterjustierung des FE-Modelles benutzt werden (Kap. 8). Die Werte der Eigenfrequenzen der einzelnen Moden sind auf die Kühlschleife 2 des KKW Greifswald (Block 6) abgestimmt. Zwischen einzelnen Anlagen bzw. zwischen einzelnen Schleifen eines Reaktors kann es individuelle Unterschiede in den Eigenfrequenzen geben (siehe Kap. 8).

Ein Schwingungsexperiment im KKW Dukovany hat gezeigt, daß die niedrigste Mode der gefüllten Schleife bei ca. 1.4 Hz lag /22/, während in Greifswald die niedrigste Eigenfrequenz der leeren Schleife bei 1.2 Hz zu finden ist, was ca. 1.0 Hz im gefüllten Zustand entspräche. Um diesen gravierenden Unterschied von 40% zu erklären, wird die horizontale Beweglichkeit der HUP eingeschränkt (Blockierung eines Rollagers). Das wird durch eine entsprechende Modifikation der Steifigkeitsmatrix realisiert (Tabelle 3.3 auf Seite A3.27, Parametersatz 152). Diese Modifikation führt dazu, daß sich die Moden S1 und S3 sowie die entsprechenden Frequenzen verändern. Die veränderten Moden sind in Tabelle 6.1 mit S1a und S3a bezeichnet.

Der Unterschied zwischen gefüllter und leerer Schleife macht sich natürlich vor allem in den Eigenfrequenzen solcher Moden bemerkbar, bei denen die Komponenten, die viel Fluid fassen (HUL und DE), stark ausgelenkt werden. Insbesondere sind dies die Moden S1, S2, S4, S8 und S9. Dagegen werden die Moden bei denen hauptsächlich die HUP oder die HAS bewegt werden, kaum beeinflusst (S3, S5, S6, S12, S13).

Es muß auch darauf hingewiesen werden, daß die in Tabelle 6.1 beschriebenen Moden berechnet wurden unter der Voraussetzung, daß sich der RDB in Ruhe befindet, also eine ideale Einspannung für die Schleife ist. Das wurde in der Modenummerierung mit einem vorangestellten "S" (Schleife) gekennzeichnet. Tatsächlich sind die Bewegungen von RDB und Kühlschleifen zumindest in bestimmten Frequenzbändern aber miteinander verkoppelt, so daß einige der aufgeführten Moden im Gesamtmodell eine etwas andere Form haben können bzw. bei etwas anderen Frequenzen liegen. Dieses wird im nächsten Kapitel untersucht.

6.2 Gesamter Primärkreis

Das Gesamtmodell für den Primärkreislauf besteht aus dem Teilmodell für den RDB und seine Einbauten (ohne FSE, Bild 3.10) und 6 daran gekoppelte Schleifenmodelle (Bilder 3.13 und 3.14). Die Einzelheiten der Modellierung sind in Kap. 3.3 beschrieben.

Für die Berechnung der Modalparameter wurde wieder der Algorithmus 1 für die ungedämpfte symmetrische EWA benutzt (s.o.). Dabei wurde das ursprüngliche System mit ca. 2300 DOF durch die Guyan-Reduktion auf 1000 MDOF reduziert. Mit diesem reduzierten System können die Moden bis 30 Hz mit hinreichender Genauigkeit bestimmt werden.

Alle Moden des Gesamtmodelles bis 30 Hz sind in den **Bildern 6.22 bis 6.144** dargestellt. Wegen der 6 identischen Teilmodelle (Schleifen) kommt es bei der Lösung der EWA zu mehrfachen Eigenwerten (gleiche oder dicht beieinander liegende Eigenfrequenzen). Die zugehörigen Schwingungsformen unterscheiden sich lediglich durch die jeweils partizipierenden Schleifen bzw. durch die Phasenbeziehungen der Schleifen untereinander. Das betrifft insbesondere jene Moden, bei denen der RDB annähernd in der Ruhelage verharrt. Die Tabelle 6.2 enthält eine Übersicht über alle Moden. Dem Moden-Kennzeichen ist ein "G" vorangestellt, um auf die Berechnung mit dem Gesamtmodell hinzuweisen.

Tabelle 6.2: Moden des Gesamtmodells			
Nr.	Beschreibung	EF	Bilder
G1-G6	Entspricht Mode S1 (Tab. 6.1) mit jeweils verschiedenen beteiligten Schleifen; RDB in Ruhe	1.02 Hz	6.22-6.27
G7-G12	Entspricht Mode S2 mit jeweils verschiedenen beteiligten Schleifen; RDB in Ruhe	1.88 Hz	6.28-6.33
G13-G18	Entspricht Mode S3 mit verschiedener Schleifenpartizipation; RDB in Ruhe	3.07-3.09 Hz	6.34-6.39
G19	Pendelbewegung des RDB mit RDBE und OB in der x-z-Ebene; dazu gleichphasige horizontale Verschiebung aller Schleifen in x-Richtung	3.51 Hz	6.40
G20	Pendelbewegung des RDB mit RDBE und OB in der y-z-Ebene; dazu gleichphasige horizontale Verschiebung aller Schleifen in y-Richtung	3.60 Hz	6.41
G21-G24	Entspricht Mode S4 mit verschiedener Schleifenpartizipation; RDB in Ruhe	3.71 Hz	6.42-6.45
G25	Pendelbewegung RDB und RDBE mit gleichphasiger OB-Grundbiegung in y-z-Richtung; dazu gegenphasige Horizontalverschiebung der Schleifen in y-Richtung	4.87 Hz	6.46
G26	Pendelbewegung RDB und RDBE mit gleichphasiger OB-Grundbiegung in x-z-Richtung; dazu gegenphasige Horizontalverschiebung der Schleifen in x-Richtung	4.94 Hz	6.47
G27-G32	Entspricht Mode S5 mit verschiedener Schleifenpartizipation; RDB in Ruhe	5.51-5.52 Hz	6.48-6.53
G33-G38	Entspricht Mode S6 mit verschiedener Schleifenpartizipation; RDB annähernd in Ruhe	8.2 Hz	6.54-6.59
G39-G44	Entspricht Mode S7 mit unterschiedlicher Beteiligung der Schleifen; RDB annähernd in Ruhe	9.23-9.26 Hz	6.60-6.65
G45	Entspricht Mode S8 mit Beteiligung aller Schleifen; dazu Pendelung RDB und RDBE mit gegenphasiger Biegung OB in der x-z-Ebene	10.21 Hz	6.66
G46	Entspricht Mode S8 mit Beteiligung der Schleifen 1 und 3; dazu Pendelung RDB und RDBE mit gegenphasiger Biegung OB in der y-z-Ebene	10.26 Hz	6.67

Tabelle 6.2: Moden des Gesamtmodells			
Nr.	Beschreibung	EF	Bilder
G47-G50	Entspricht der Mode S8 mit verschiedener Schleifenpartizipation; RDB annähernd in Ruhe	10.27 bis 10.28 Hz	6.68-6.71
G51	Pendelung RDB und RDBE mit gegenphasiger Biegung OB in der x-z-Ebene; dazu bei allen Schleifen vertikale Biegung HUL heiß und HUL kalt zwischen RDB und HAS kalt	10.9 Hz	6.72
G52	Pendelung RDB und RDBE mit gegenphasiger Biegung OB in der y-z-Ebene; dazu bei allen Schleifen räumliche Biegung HUL heiß und HUL kalt zwischen RDB und HAS kalt, leichte tangentielle Pendelung DE	11.0 Hz	6.73
G53-G58	Entspricht Mode S9 mit verschiedener Schleifenpartizipation; RDB annähernd in Ruhe	11.06 bis 11.24 Hz	6.74-6.79
G59-G64	Entspricht Mode S10 mit verschiedener Schleifenpartizipation; RDB annähernd in Ruhe	11.83 bis 11.88 Hz	6.80-6.85
G65-G70	Entspricht Mode S11 mit verschiedener Schleifenpartizipation; RDB in Ruhe	13.69 Hz	6.86-6.91
G71-G76	Entspricht Mode S12 mit verschiedener Schleifenpartizipation; RDB in Ruhe	14.98 bis 15.01 Hz	6.92-6.97
G77	Zweite Biegemode OB in der x-z-Ebene; dazu schwingen alle Schleifen entsprechend Mode S12	16.01 Hz	6.98
G78	Zweite Biegemode OB in der y-z-Ebene; dazu schwingen alle Schleifen entsprechend Mode S12	16.05 Hz	6.99
G79-G84	Entspricht Mode S13 mit verschiedener Schleifenpartizipation; RDB annähernd in Ruhe	17.40 bis 17.46 Hz	6.100 bis 6.105
G85	Gleichphasige Vertikalschwingung RDB, RDBE und OB; dazu schwingen alle Schleifen entsprechend Mode S14	18.01 Hz	6.106
G86-G90	Entspricht Mode S14 mit unterschiedlicher Schleifenpartizipation; RDB annähernd in Ruhe	18.53 bis 18.78 Hz	6.107 bis 6.111
G91	Gleichphasige Vertikalschwingung RDB, RDBE und OB; gegenphasig dazu schwingen alle Schleifen entsprechend Mode S14	19.02 Hz	6.112
G92-G97	Entspricht Mode S15 mit verschiedener Schleifenpartizipation; RDB in Ruhe	20.48 bis 20.55 Hz	6.113 bis 6.118
G98 bis G103	Entspricht Mode S16 mit verschiedener Schleifenpartizipation; RDB in Ruhe	21.53 bis 21.54 Hz	6.119 bis 6.124
G104 bis G109	Entspricht Mode S17 mit verschiedener Schleifenpartizipation; RDB in Ruhe	22.65 bis 22.94 Hz	6.125 bis 6.130
G110 bis G115	Entspricht Mode S18 mit verschiedener Schleifenpartizipation; RDB in Ruhe	25.66 bis 25.76 Hz	6.131 bis 6.136

Tabelle 6.2: Moden des Gesamtmodells			
Nr.	Beschreibung	EF	Bilder
G116	Gegenphasige elastische Verformung von RDB und RDBE in der x-z-Ebene und gegenphasige Biegung im OB (SUS Standrohre und Standrohrrahmen) in der x-z-Ebene; dazu Verformung der Schleifen entsprechend Mode S19	26.64 Hz	6.137
G117	Gegenphasige elastische Verformung von RDB und RDBE in der y-z-Ebene und gegenphasige Biegung im OB (SUS Standrohre und Standrohrrahmen) in der y-z-Ebene; dazu Verformung aller Schleifen entsprechend Mode S19	26.66 Hz	6.138
G118 bis G123	Entspricht Mode S19 mit verschiedener Schleifenpartizipation; RDB annähernd in Ruhe	28.31 bis 28.91 Hz	6.139 bis 6.144

Die Auflistung in Tabelle 6.2 zeigt, daß es keine Moden gibt, bei denen nur der RDB und seine Einbauten schwingen. Die RDB-Bewegung ist immer auch mit Schleifenbewegungen verbunden. Dagegen gibt es aber Moden, bei denen sich der RDB in Ruhe befindet und die einzelnen Schleifen sich wie bei der Modellierung in Kap. 6.1 verhalten (G1-G6 Δ S1; G7-G12 Δ S2; G13-G18 Δ S3; G27-G32 Δ S5; G33-G38 Δ S6; G39-G44 Δ S7; G53-G58 Δ S9; G59-G64 Δ S10; G65-G70 Δ S11; G71-G76 Δ S12; G79-G84 Δ S13; G92-G97 Δ S15; G98-G103 Δ S16; G104-G109 Δ S17; G110-G115 Δ S18).

6.3 Reduziertes Modell des Primärkreises mit Fluid-Struktur-Interaktion

Das Gesamtmodell des Primärkreislaufes (Kap. 6.2) ist aufgrund der vielen DOF und der damit verbundenen Vielzahl der Moden im Bereich bis 30 Hz insbesondere hinsichtlich transienter Berechnungen (Kap. 7) und hinsichtlich der Schadenssimulation (Kap. 9) sehr rechenzeitaufwendig. Außerdem ist dieses Modell bezüglich der reinen Schleifenmoden, die in vielen Fällen nicht interessieren, redundant.

Gesucht ist daher ein reduziertes Modell, das die verkoppelten Moden von RDB, RDBE und OB einerseits und der Kühlschleifen andererseits (also G19, G20, G25, G26, G45, G46, G51, G52, G77, G78, G85, G116, G117) genügend detailliert beschreibt. In einem solchen Modell müssen die Kühlschleifen in einer Weise reduziert werden, daß einerseits die gesamte Steifigkeits- und Trägheitswirkung auf den RDB erhalten bleibt, andererseits aber die reinen Schleifenmoden unterdrückt werden. Außerdem muß die Einbindung der FSE möglich sein.

Die Erstellung des reduzierten Modells erfolgt in mehreren Schritten. Zunächst wird ein Modell mit Kühlschleifen aber ohne RDB, RDBE und OB erstellt. Für die spätere Kopplung mit dem RDB werden lediglich die Knoten 44 und 47 generiert (**Bild 3.10**), die mit den Anfangs- und Endknoten der Schleifen starr verbunden sind. Mittels Substrukturtechnik (Guyan-Reduktion) wird dieses 6-Schleifenmodell auf ein System

mit 24 MDOF reduziert. Die MDOF sind dabei die radialen Verschiebungen der 6 DE-Mittelknoten (126ux, 226ux, 326ux, 426ux, 526ux, 626ux), die tangentialen Verschiebungen der 6 HUP-Knoten (147uy, 247uy, ..., 647uy) sowie alle DOF der Koppelknoten 44 und 47. Der entsprechende ANSYS-Eingabefile ist **SELOOP.MAC**. Die Substrukturmatrizen werden im File **loops.sub** abgelegt.

Nun wird das Modell des RDB mit RDBE und OB gemäß **Bild 3.10** erstellt (noch ohne FSE). Die Substruktur des 6-Schleifenmodelles wird mit diesem Modell an den Koppelknoten 44 und 47 verbunden. Damit hat man zunächst erreicht, daß die meisten, für die gekoppelte Bewegung von RDB und Schleifen unwesentlichen Freiheitsgrade eliminiert wurden. Gegenüber dem Gesamtmodell (Kap. 6.2) wird die Zahl der Freiheitsgrade von etwa 2300 auf ca. 350 reduziert. Um die nun noch verbleibenden Moden, bei denen der RDB in Ruhe verharrt, zu eliminieren, werden die MDOF der Schleifensubstruktur mit Hilfe von Zwangsbedingungen untereinander verbunden (ANSYS-File: **loops.cpl**). Diese Kopplung erfolgt so, daß nur Moden mit RDB-Bewegung möglich sind. Grundlage für die Koppelgleichungen sind die Amplituden der betreffenden DOF aus den Schwingungsformen des Gesamtmodells, bei denen der RDB nicht in Ruhe ist.

Die Einbindung der FSI erfolgt im Programm NLSYS. Dazu wird das Modell für RDB, RDBE und OB mit dem kondensierten Schleifenmodell mit dem ANSYS-Code nochmals reduziert (auf 95 MDOF). Die Strukturmatrizen **M**, **B** und **C** dieses kondensierten Systems werden in einem Substruktur-File (**c0r95.sub**) abgelegt, der von NLSYS gelesen wird. Im NLSYS-Code erfolgt die Überlagerung der Strukturmatrizen mit den FSE-Matrizen (die Einzelheiten dazu sind im Kap. 4.4.2 beschrieben).

Das auf diese Weise erzeugte Modell mit 95 DOF berücksichtigt nun sowohl in reduzierter Form die Kühlschleifen, soweit sie für die RDB Bewegung einen Einfluß haben, als auch die FSI im Downcomer.

Die Tabelle 6.3 gibt einen Überblick über die Moden des reduzierten Modelles bis 35 Hz. Es sind die Eigenfrequenzen mit und ohne FSI aufgeführt. Der Moden-Nummer ist jeweils ein "R" vorangestellt, um auf die Berechnung mit dem reduzierten Modell hinzuweisen.

Tabelle 6.3: Moden des reduzierten Modells bei einer Temperatur von 20°C				
Nr.	Beschreibung	EF mit FSI (Dämpfung)	EF ohne FSI (Dämpfung)	Bilder
R1	Pendelung RDB, RDBE und OB in der x-z-Ebene; dazu gleichphasige horizontale Verschiebung der Schleifen in x-Richtung; entspricht Mode G19	3.51 Hz (2.4 %)	3.51 Hz (2.4 %)	6.145 6.40
R2	Pendelung RDB, RDBE und OB in der y-z-Ebene; dazu gleichphasige horizontale Verschiebung der Schleifen in y-Richtung; entspricht Mode G20	3.60 Hz (2.3 %)	3.60 Hz (2.3 %)	6.146 6.41

Tabelle 6.3: Moden des reduzierten Modells bei einer Temperatur von 20°C				
Nr.	Beschreibung	EF mit FSI (Dämpfung)	EF ohne FSI (Dämpfung)	Bilder
R3	Pendelung RDB, RDBE mit gleichphasiger Grundbiegung OB in der y-z-Ebene; dazu gegenphasige horizontale Verschiebung in y-Richtung; entspricht Mode G25	4.87 Hz (1.8 %)	4.87 Hz (1.8 %)	6.147 6.46
R4	Pendelung RDB, RDBE mit gleichphasiger Grundbiegung OB in der x-z-Ebene; dazu gegenphasige horizontale Verschiebung in x-Richtung; entspricht Mode G26	4.94 Hz (1.8 %)	4.94 Hz (1.8 %)	6.148 6.47
R5	Starke Verschiebung der HUPs entsprechend der Mode S6, wobei HUP 1-3 und HUP 4-6 jeweils untereinander gleichphasig sind; dazu schwache Pendelung RDB und RDBE mit gegenphasiger Grundbiegung OB in y-z-Richtung	8.48 Hz (1.2 %)	8.48 Hz (1.2 %)	6.149 6.54 6.6
R6	wie R5, aber RDB-Pendelung in x-z-Richtung	8.49 Hz (1.2 %)	8.49 Hz (1.2 %)	6.150
R7	Pendelung RDB und RDBE mit gegenphasiger Grundbiegung OB in x-Richtung; entspricht Mode G51	10.7 Hz (1.1 %)	10.9 Hz (1.1 %)	6.151 6.72
R8	Pendelung RDB und RDBE mit gegenphasiger Grundbiegung OB in y-Richtung; entspricht Mode G52	10.9 Hz (1.1 %)	11.1 Hz (1.1 %)	6.152 6.73
R9	Gegenphasige Pendelung von RDB und RDBE in der x-z- Ebene; Biegung OB in x-z-Ebene	14.4 Hz (0.8 %)	26.3 Hz (1.1 %)	6.153 6.137
R10	Gegenphasige Pendelung von RDB und RDBE in der y-z- Ebene; Biegung OB in y-z-Ebene	14.4 Hz (0.8 %)	26.5 Hz (1.1 %)	6.154 6.138
R11	Höhere Biegemode OB (vor allem SUS) in x-z-Richtung	16.4 Hz (1.0 %)	16.1 Hz (1.0 %)	6.155 6.77
R12	Höhere Biegemode OB (vor allem SUS) in y-z-Richtung	16.5 Hz (1.0 %)	16.1 Hz (1.0 %)	6.156 6.78
R13	Gleichphasige Vertikalschwingung RDB, RDBE und OB; entspricht Mode G85	18.5 Hz (1.0 %)	18.5 Hz (1.0 %)	6.157
R14	Gegenphasige Biegung RDB (unterer Teil) und KB in der x-z-Ebene; Biegung KB-Einbauten	23.9 Hz (0.5 %)	46.0 Hz (1.6 %)	6.158
R15	Gegenphasige Biegung RDB (unterer Teil) und KB in der x-z-Ebene; Biegung KB-Einbauten	24.0 Hz (0.5 %)	46.1 Hz (1.6 %)	6.159
R16	Höhere Biegemode RDB und OB in der x-z-Ebene; dazu gegenphasig höhere Biegemode KB und SB, starke relative Verschiebung im Führungskorbbereich	32.7 Hz (1.05 %)	—	6.160
R17	Höhere Biegemode RDB und OB in der y-z-Ebene; dazu gegenphasig höhere Biegemode KB und SB, starke relative Verschiebung im Führungskorbbereich	32.7 Hz (1.05 %)	—	6.161

Für die Berechnung der Moden wurde Algorithmus 2 benutzt (s.o.), wobei eine Berücksichtigung der Werkstoffdämpfung erfolgte. Der aus der strukturellen Dämpfung resultierende Dämpfungsgrad liegt zwischen 1% und 2.5 %.

Wie aus Tabelle 6.3 hervorgeht, ist bei den Moden, die durch eine Relativverschiebung zwischen RDB und KB charakterisiert sind (R9, R10, R14, R15, R16, R17), eine gravierende Absenkung der Eigenfrequenzen zu verzeichnen, wenn die FSI berücksichtigt wird. Der Dämpfungsgrad dieser Moden wird leicht abgesenkt. Dieser Effekt hängt mit der starken zusätzlichen Trägheit zusammen, die die FSI bei diesen Moden verursacht (vgl. Gl. 4.43 und 4.44).

Bei der Reduktion der Schleifen wurden die Tangentialverschiebungen der Pumpenknoten 147, 247, ..., 647 in das MDOF-Set aufgenommen. Das hat zur Folge, daß zwei 8.4 Hz Moden auch vom reduzierten Modell berechnet werden (R5 und R6), obwohl bei dieser Frequenz der RDB nur sehr kleine Schwingungsamplituden relativ zu den kalten Strängen der Schleifen zeigt (vgl. die Moden G33 bis G38 des Gesamtmodells bei 8.2 Hz). Trotzdem ist die Berücksichtigung dieser Moden im reduzierten Modell wichtig. Die HUPs stellen im Betriebszustand eine starke Anregungsquelle dar, so daß die 8.4 Hz Moden in der erzwungenen Schwingungsantwort des Systems mit einem hohen Wichtungsfaktor beteiligt sind. Daher ist bei laufenden HUPs immer auch ein 8.4 Hz Peak an den RDB-Signalen nachweisbar. Im Anhang A6 sind dazu zwei Schwingungsspektren von der Kalt-Warm-Erprobung am Block 5 des KKW Greifswald dargestellt. **Bild 6.162**, links, zeigt die Spektralleistungen der RDB-Bodenverschiebung in x-Richtung und der RDB-Flanschbeschleunigung in z-Richtung ohne laufende HUP (nur Untergrundanregung). Ein 8.4 Hz Peak ist nicht oder kaum zu sehen. **Bild 6.162**, rechts, zeigt die gleichen Signale nach Zuschaltung der HUP5, und man erkennt dort einen deutlichen 8.4 Hz Peak in beiden Spektren.

Aus Veröffentlichungen zu experimentellen Schwingungsuntersuchungen am WWER-440 geht hervor, daß die Signale von vier (in Vertikalrichtung empfindlichen) Absolutwegaufnehmern am RDB-Flansch bei 8.4 Hz alle in Phase zueinander sind [23]. Daraus darf allerdings nicht geschlossen werden, daß es sich um eine reine Vertikalschwingung handelt. Aus **Bild 6.149** geht nämlich hervor, daß der RDB eine Pendelbewegung mit nur kleinem Vertikalanteil ausführt, der OB schwingt gegenphasig dazu. Am RDB-Flansch ist der Verdrehwinkel gerade null oder sehr klein, so daß die Absolutwegaufnehmer nur den Vertikalanteil der Mode detektieren können. Eine Instrumentierung, die auch horizontal detektierende Aufnehmer am RDB enthält, wäre für die Interpretation der Peaks somit günstiger.

7 Berechnung erzwungener Schwingungen

Die erzwungenen Schwingungen werden mittels transientscher Analyse berechnet (siehe Kap. 2.2.2, Gl.2.1). Das FE-Modell wird mit einer zeitabhängigen Anregung $f(t)$ beaufschlagt und antwortet mit einer zeitabhängigen Verschiebung $q(t)$ an den einzelnen Knoten. Die Knotenverschiebungen sind dabei echte Amplituden und keine relativen Auslenkungen wie bei der Modalanalyse. Die Amplituden des Verschiebungsvektors hängen maßgeblich von Größe und zeitlichem Verlauf der Anregung ab.

Für die transiente Analyse wird das reduzierte Modell mit 95 DOF für RDB, RDBE, OB und Schleifen mit Berücksichtigung der FSI benutzt. Die Erstellung dieses durch seine Systemmatrizen M , B und C repräsentierten Modells ist im Kap. 6.3 erläutert.

7.1 Anregungsformen

Als Anregung für die Komponenten des WWER-440-Primärkreises im Leistungsbetrieb kommen drei wesentliche Quellen in Betracht: Druckschwankungen im Kühlmittel (inklusive Wirbelablösung), Unwuchterregung an den HUPs und Untergrundanregung des RDB-Auflagers. Bei Anlagenstillstand kommt es durch kleine Schwingungen des Fundaments zu einer Stützerregung über das RDB-Ringauflager. Schließlich ist bei Schwingungsexperimenten noch die Einleitung externer Kräfte mittels Shaker oder Impulshammer denkbar. Für die transiente Analyse muß die jeweilige Anregung so aufbereitet werden, daß sie in Form von Knotenkräften oder -verschiebungen als Funktion der Zeit auf das FE-Modell wirken kann.

Im Kapitel 5 wurden bereits die Kräfte der **Wirbelanregung** im Downcomer abgeschätzt. Es handelt sich dabei um quasistatische Kräfte, die mit einer bestimmten Geschwindigkeit im Downcomer nach unten laufen, wobei ihre Amplituden stetig abnehmen (Gln. 5.36 und 5.41). Die Kräfte wirken sowohl auf den RDB als auch auf den KB jeweils in entgegengesetzter Richtung. Aus diesem Prozeß müssen für die RDB-Knoten 43 bis 37 sowie für die KB-Knoten 25 bis 16 (Zählung in Strömungsrichtung, siehe **Bild 3.10**) Knotenkraft-Zeitverläufe bestimmt werden. Dabei sind die Kräfte, die von jedem der 6 Eintrittsstützen ausgehen, zu überlagern.

Eine Einzelkraft, die sich gerade an einer bestimmten Stelle zwischen den zwei Knoten eines Rohrelements befindet, wird mit Hilfe der Formfunktion des finiten Elementes auf diese Knoten aufgeteilt. Der prinzipielle Kraft-Zeit-Verlauf, der sich aus dem Vorbeischwimmen eines einzelnen Wirbels für einen festen Knoten ergibt, ist in **Bild 7.1** dargestellt. Dieser Verlauf ergibt sich aus der Beziehung

$$F = F_{\max} \cdot [4 \cdot \tau \cdot (1 - \tau)]^{2.409421} \quad \text{mit} \quad \tau = \frac{t \cdot c_w}{2r} \quad (7.1)$$

wobei c_w die Abströmgeschwindigkeit des Wirbels und r der äußere Wirbelradius ist (siehe Kap. 5). Die Generierung von Kraft-Zeit-Signalen für die Knoten erfolgt durch die zeitlich gestaffelte Überlagerung mehrerer solcher Verläufe. Um dem stochastischen Charakter der Wirbelentstehung Rechnung zu tragen, werden die Parameter der in **Bild 7.1** gezeigten Kurve (Amplitude und Dauer, beides abhängig von der Wirbelgröße) sowie der zeitliche Abstand zwischen zwei aufeinanderfolgenden Impulsen innerhalb bestimmter Grenzen variiert. Dies geschieht mit Hilfe von gleichverteilten Random-Sequenzen. Die x- und die y- Komponente der Knotenkraft werden dabei unabhängig voneinander generiert. Auf diese Weise werden zunächst die Kräfte für die oberen Downcomerknoten 43 (RDB) und 25 (KB) (**Bild 3.10**) erzeugt. Aus diesen Signalen werden durch eine zeitliche Verschiebung (entsprechend der Abströmgeschwindigkeit der Wirbel) und durch einen Faktor für die Abminderung der Amplitude (Gln. 5.36, 5.41) die Verläufe für die stromabwärts folgenden Knoten bestimmt. Das **Bild 7.2** zeigt den Verlauf der Amplituden über der z-Koordinate bezogen auf die Amplitude an den ersten Knoten nach dem Eintritt (43/25).

Im **Bild 7.3a** ist eine Realisierung des Kraft-Zeitverlaufes für den Knoten 43 dargestellt und im **Bild 7.3b** das zugehörige Leistungsspektrum. Im vorliegenden Fall wurde der Kraft-Zeitverlauf mit folgenden Parametern erzeugt:

- * Maximalkraft des Einzelimpulses: $F_{\max} = -50\ 000\text{N} \dots 50\ 000\text{N}$. Dieser Streubereich trägt der Tatsache Rechnung, daß die Wirbel von 6 Schleifen zu überlagern sind und somit die resultierende Kraft in x-Richtung sowohl positiv als auch negativ sein kann.
- * Impulsdauer des Einzelimpulses $t_i = h / c_w$ (vgl. Kap. 5.1.3): $t_i = 0.1\text{s} \dots 0.3\text{s}$. Dies entspricht der Überlagerung von Wirbelstraßen 1. bis 3. Ordnung (Kap. 5.1.3).
- * Wirbelablösefrequenz: $f = 5\text{Hz} \dots 16\text{Hz}$. Dies entspricht der Überlagerung von Wirbelstraßen 1. bis 3. Ordnung (Kap. 5.1.3) bei 6 Schleifen.

Aus dem Spektrum geht hervor, daß die Wirbelkraftanregung niederfrequent ist. Innerhalb von 20 Hz fällt die Spektralleistung ca. um 3 Dekaden. Das entspricht prinzipiell den Erfahrungen mit Turbulenzdruckschwankungen /15, 25-27/.

Die **Unwuchterregung** durch die HUPs läßt sich im stationären Betrieb durch eine harmonische Kraftfunktion mit der Frequenz von ca. 25 Hz darstellen. Die durch die nichtlineare Lagerdynamik ebenfalls vorhandenen Vielfachen dieser Frequenz spielen im betrachteten Frequenzbereich bis 30Hz keine Rolle. Pumpenhoch- und Auslaufvorgänge lassen sich durch Gleitsinussignale beschreiben, wobei die Kraftamplitude zum Quadrat der momentanen Drehzahl proportional ist. Die Unwuchtkraft greift an den Knoten für die HUPs an. Im reduzierten Modell stehen dafür die Knoten 147 und 447 zur Verfügung. Die Unwuchtkraft läßt sich beschreiben durch

$$\begin{aligned}
 F_u &= m_R \cdot e \cdot \Omega^2 \cdot \sin \Omega t = m_u \cdot r_u \cdot \Omega^2 \cdot \sin \Omega t \\
 \Omega &= \Omega(t) = 2\pi f_{\text{Drehzahl}}
 \end{aligned}
 \tag{7.2}$$

wobei m_R die Rotormasse und e die Exzentrizität ist. Für Pumpen, Ventilatoren, Schwungräder etc. liegt der zulässige Wert für das Produkt $e\Omega$ zwischen (2.5....16)mm/s (siehe /28/). Mit $m_R \approx 15000\text{kg}$ und $\Omega = 157.08\text{s}^{-1}$ ergibt sich somit

$$\hat{F}_u \leq 37800 \text{ N}
 \tag{7.3}$$

Da die Rotorlagerung der HUP i.a. eine nichtlineare Charakteristik aufweist, können neben der Drehfrequenz $f = 25 \text{ Hz}$ auch Subharmonische auftreten ($f_{1/2} = 12.5 \text{ Hz}$ und $f_{1/3} = 8.33 \text{ Hz}$). Eine physikalische Ursache für das Auftreten der Subharmonischen ist z.B. der Oilwhirl durch eine Vergrößerung des Lagerspiels /29/. Die Subharmonischen müssen nicht zwangsläufig genau bei $1/2 \cdot f$ oder $1/3 \cdot f$ liegen. Untersuchungen für den Oilwhirl zeigen, daß Resonanzpeaks bei $(0.3...0.5) \cdot f$ auftreten können /29/. Die Amplituden der Subharmonischen können u.U. in der gleichen Größenordnung liegen wie die der Drehfrequenz. **Bild 7.4** zeigt ein entsprechendes Zeitsignal und das zugehörige Anregungsspektrum mit der Drehfrequenz und zwei Subharmonischen. Die Drehzahl wurde im gezeigten Beispiel langsam zwischen 24.7Hz und 24.9Hz variiert, die Subharmonische $f_{1/2}$ zwischen 12.3Hz und 12.6Hz und die Subharmonische $f_{1/3}$ zwischen 8.0Hz und 8.6Hz.

Die **Untergrundbewegung** des Fundamentes als Stützererregung am Knoten 71 wird als Pseudorandomsignal für die Verschiebungen 71_{ux} , 71_{uy} , 71_{uz} realisiert. Der RMS-Wert dieser Verschiebungen wird mit $0.1\mu\text{m}$ vorgegeben.

7.2 Berechnung der Schwingungsspektren

Die Berechnung erzwungener Schwingungen geschieht mit den Parametermatrizen des reduzierten Modells mit 95 MDOF (Kap. 6.3) mit dem Code NLSYS. Entsprechend Gl. (2.1) werden zunächst die Zeitsignale berechnet, wobei die Generierung des Anregungsvektors $f(t)$ nach Kap. 7.1 erfolgt. Diese Zeitsignale werden dann im Spektralanalysemodul von NLSYS so weiterverarbeitet, als ob es digitalisierte Meßwerte wären. Es werden jeweils Reihen aus 1024 Zeitwerten pro Signal generiert und mittels FFT in den Frequenzbereich transformiert. Die Spektren der aufeinanderfolgenden Reihen werden arithmetisch gemittelt. Es ist möglich, die Autoleistungsspektren sowie Kreuzleistungsspektren, Übertragungsfunktionen, Phasen und Kohärenzen beliebiger Signalkombinationen zu berechnen.

Für den zu untersuchenden Frequenzbereich bis 30 Hz muß die Zeitschrittweite gemäß dem Nyquisttheorem 0.0167s oder kleiner sein. Für die vorliegenden Rechnungen wurde $\Delta t = 0.013\text{s}$ gewählt.

Die **Bilder 7.5 bis 7.10** zeigen Zeitsignale und Autospektralleistungen (ASL) verschiedener Knotenverschiebungen bei **Wirbelkraftanregung** im Downcomer bei einer Temperatur von 20°C. Die Amplituden der Zeitsignale liegen im Bereich von ca. 2 µm bei den Horizontalverschiebungen im unteren RDB-Bereich (37ux, 37uy - **Bild 7.5**) und am RDB-Deckelflansch (52ux, 52uy - **Bild 7.7**) und im Bereich von ca. 0.2-0.4 µm bei den Vertikalverschiebungen am OKG und am RDB (06uz, 34uz - **Bild 7.9**).

Die ASL (**Bilder 7.6, 7.8, 7.10**) zeigen, daß die einzelnen Schwingungsmoden unterschiedlich stark angeregt werden und in den verschiedenen Signalen auch unterschiedlich gut zu detektieren sind. So sind z.B. die Moden R5 und R6 bei ca. 8.5 Hz in keiner ASL zu sehen. Das liegt daran, daß diese Moden (im wesentlichen eine HUP-Schwingung, siehe Kap. 6.3) durch die Druckfluktuationen im Downcomer so gut wie nicht angeregt werden und zudem am RDB eine sehr kleine relative Auslenkung aufweisen (**Bilder 6.54 bis 6.59**).

Die Vertikalschwingungsmode R13 bei ca. 18 Hz ist in den ASL der Horizontalverschiebungen kaum zu sehen, dafür aber in den ASL der Vertikalverschiebungen gut ausgeprägt, weil dort der relative Anteil der übrigen Moden am Gesamtsignal kleiner ist als bei den Horizontalverschiebungen.

Die Moden R3/R4 (4.7Hz / 4.8Hz) werden stärker angeregt als die Moden R1/R2 (ca. 3.6Hz), weil bei R1/R2 der gesamte Primärkreis mitbewegt werden muß, während bei R3/R4 die Schleifen relativ kleine Ausschläge aufweisen (vgl. **Bilder 6.40/6.41** und **6.46/6.47**). Auffällig ist, daß der 3.6 Hz Peak in den y-Signalen noch weniger deutlich zu sehen ist als in den x-Signalen. Das bedeutet, daß die Mode R2 nicht so stark angeregt wird wie die Mode R1.

Die Moden R3/R4 (4.8Hz), R7/R8 (10.3Hz), R9/R10 (13.8Hz), R11/R12 (16.3Hz) und R14/R15 (23.8Hz) sind in allen ASL gut zu detektieren.

Die **Bilder 7.11 bis 7.16** zeigen die den **Bildern 7.5 bis 7.10** entsprechenden Signale (37ux, 37uy, 52ux, 52uy, 34uz, 06uz) bei **Wirbelanregung, Unwuchtanregung und Untergrundanregung**. Diese Anregungskombination liegt im normalen Betriebszustand des Reaktors vor. Durch das Hinzukommen der quasiharmonischen Anregungen werden die Moden R5/R6 nun so stark angeregt, daß in allen ASL ein deutlicher Peak bei ca. 8.5 Hz zu sehen ist (siehe auch Kap. 6.3 und **Bild 6.162**). Darüber hinaus weisen die ASL auch Peaks bei ca. 12.4Hz und 24.8Hz auf, die aber keine Eigenfrequenzen des Systems sondern die quasiharmonische Antwort auf die Unwuchtanregung sind. Es ist also festzuhalten, daß nicht jeder Peak in einem Spektrum einer Eigenfrequenz des mechanischen Systems zugeordnet werden kann. Die Amplituden der Zeitsignale sind etwa in derselben Größenordnung wie im Fall der alleinigen Wirbelanregung.

Neben den reinen Knotenverschiebungen interessieren natürlich auch Signalkombinationen, die solchen Größe zugeordnet werden können, die während des Reaktorbetriebes meßbar sind. Dies gilt natürlich nicht für die Verschiebungen von RDB-Einbauten, aber z.B. für die Schwankungsanteile des extern gemessenen

Neutronenfusses. Diese sind annähernd proportional zur Änderung der Wasserspaltweite im Downcomer und damit zu den Relativverschiebungen zwischen RDB und KB /29/. Die Differenz der Knotenverschiebungen $42u_x - 24u_x$ (Bild 3.10) entspricht daher dem Schwankungssignal einer Neutronen-Ionisationskammer bei 180° an der Oberkante der Spaltzone, die Verschiebungsdifferenz $40u_x - 22u_x$ dem Schwankungssignal einer Ionisationskammer bei 180° an der Unterkante der Spaltzone. Bild 7.17 zeigt die ASL und die Phasendifferenz dieser beiden Verschiebungsdifferenzen bei Wirbelanregung, Unwuchtanregung und Untergrundbewegung. Es treten hier vor allem die Moden in Erscheinung, die durch eine Relativverschiebung zwischen RDB und KB gekennzeichnet sind (R9/R10 und R14/R15). Bei R14/R15 weisen die Signale aufgrund der Biegung des KB Gegenphase auf (vgl. dazu Bild 6.158). Der Peak der HUP-Drehfrequenz ist nur im unteren Signal vorhanden, während die 12.5Hz-Subharmonische in beiden Signalen gut zu erkennen ist. Die anderen Eigenfrequenzen bzw. auch die 1/3-Subharmonische sind in den ASL nicht oder nur schwach als Peak vorhanden.

Andere wichtige Meßgrößen sind die Absolutwegsignale (A01 bis A04) am RDB-Deckelflansch. Wie auch bei westlichen DWR werden für die Schwingungsüberwachung vier jeweils um ca. 90° versetzte, in vertikaler Richtung empfindliche Absolutwegaufnehmer montiert. Beim WWER-440 sind diese Aufnehmer auf der Oberkante des Druckringes, der den RDB-Deckel gegen den RDB-Flansch preßt, angebracht. Aufgrund des radialen Abstandes zur RDB-Mittelachse (ca. 2000mm) geht in die Signale A01 bis A04 nicht nur die Vertikalverschiebung des RDB-Deckelflansches ein, sondern auch die Neigung der Flanschebene. Der Zusammenhang mit den Knoten-DOF ist gegeben durch

$$\begin{aligned}
 A01(90^\circ) &= 52u_z + 52rot_x \cdot R_F \\
 A02(0^\circ) &= 52u_z - 52rot_y \cdot R_F \\
 A03(-90^\circ) &= 52u_z - 52rot_x \cdot R_F \\
 A04(180^\circ) &= 52u_z + 52rot_y \cdot R_F
 \end{aligned}
 \tag{7.4}$$

wobei 52 die Knotennummer des FE-Modells (Bild 3.10) und R_F der Teilkreisradius der Spannbolzen ist. Bild 7.18 zeigt die ASL von A02 und A04 sowie die Phasendifferenz bei Wirbelanregung, Unwuchtanregung und Untergrundanregung. Es sind alle Eigenfrequenzen des Systemes als Peaks zu erkennen sowie auch die Pumpendrehzahl und deren Subharmonische.

Beim Phasenverlauf von A02/A04 ist auffällig, daß bei 8.5 Hz Gleichphase vorliegt. Das könnte dazu führen, den 8.5Hz-Peak als reine Vertikalschwingung des RDB zu mißdeuten. Anhand der Schwingungsmoden R5/R6 läßt sich dieses Phänomen jedoch erklären (siehe Kap. 6.3).

Insgesamt muß daher eingeschätzt werden, daß die gängige Instrumentierung allein mit den vier vertikalen Absolutwegensensoren beim WWER-440 keine eindeutige Interpretation der RDB-Bewegung gestattet. Eine wesentliche Ursache dafür liegt darin, daß sich in den Signalen Pendelbewegungen, Biegungen und

Vertikalbewegungen überlagern. Günstiger wäre eine Instrumentierung mit horizontal detektierenden Sensoren am RDB-Flansch und am RDB-Boden sowie einem vertikal detektierenden Sensor, der annähernd auf der RDB-Längsachse liegt (z.B. Pol der RDB-Bodenkalotte).

Die bis hierher vorgestellten Rechnungen sind alle mit Berücksichtigung der FSI durchgeführt worden. Die **Bilder 7.19 und 7.20** verdeutlichen noch einmal den Einfluß der FSI. Dargestellt sind die ASL der Knotenverschiebung 37_{ux} mit und ohne FSE, im **Bild 7.19** bei Wirbelanregung plus Pumpenanregung und im **Bild 7.20** bei einer Einzelkraftanregung am RDB-Boden in x-Richtung (37_{fx}). Die Einzelkraft weist dabei eine ähnliche spektrale Charakteristik auf wie die Knotenkräfte bei der Wirbelanregung im Downcomer (vgl. **Bild 7.3b**). Wie bereits in Kap. 6.3 erläutert, werden durch die FSI die Moden mit Relativbewegung zwischen RDB und KB (R11/R12 und R14/R15) stark beeinflusst. Dementsprechend führt die Berücksichtigung der FSI auch zu Veränderungen in den ASL der erzwungenen Verschiebungen. Es erscheint ein Peak bei 13.8 Hz, der ohne FSI bei 26 Hz liegt (Verschiebung der Moden R11/R12, vgl. Tabelle 6.3). Dabei ist die Amplitude des 13.8Hz-Peak wesentlich höher, da die Anregung im unteren Frequenzbereich energiereicher ist. Ein zusätzlicher Peak bei 23.8Hz wird durch die Verschiebung der Moden R14/R15 verursacht (vgl. Tabelle 6.3). Bei Wirbelanregung, Unwuchtanregung und Untergrundanregung führt die FSI zu einer generellen Anhebung der Amplituden im Bereich zwischen 12 und 24 Hz (**Bild 7.19**). Dieser Effekt tritt bei der Einzelkraftanregung nicht auf (**Bild 7.20**). Bei dieser Erregung werden außerdem die Moden R11/R12 ohne FSI nicht so stark angeregt, daß ein Peak bei 26 Hz erscheint.

8 Modelljustierung

Die in Kapitel 3 beschriebene FE-Modellierung führt auf ein lineares Berechnungsmodell. Diese lineare Modellierung stellt in gewisser Hinsicht eine Vereinfachung der tatsächlichen Verhältnisse dar. In der Realität können nichtlineare Effekte eine wichtige Rolle spielen. So ist z.B. die Steifigkeit der RDB-Ringlagerung bei Zug und Druck unterschiedlich ("starre" Ringauflage bei Druck, "weiche" Spannpratzen bei Zug). Auch geometrische Effekte wie die Balligkeit eines Auflageflansches oder Reibungseffekte sind von Bedeutung. Bei den Federrohrsegmenten kommt nicht-lineares Materialverhalten hinzu, da mit der Montage des RDB-Deckels eine teilweise Plastifizierung der Federrohrsegmentquerschnitte verbunden ist.

Die Berücksichtigung dieser für Einzelrechnungen mit kleineren Modellen durchaus interessanten nichtlinearen Effekte ist im Gesamtmodell nicht sinnvoll, da zum einen die Modalanalyse nur für lineare Modelle erklärt ist und andererseits die nichtlineare Modellierung eine unüberschaubare Vielfalt von Systemzuständen und Berechnungsergebnissen mit sich bringen würde. Übersichtlicher und ökonomischer ist die Justierung der linearen Berechnungsmodelle mit Hilfe von experimentellen Schwingungsuntersuchungen. Dabei werden bestimmte Parameter des FE-Modelles so angepaßt, daß z.B. eine weitgehende Übereinstimmung besteht zwischen den Modalparametern (Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen), die aus experimentellen Frequenzspektren bestimmt werden, und denen, die rechnerisch mit dem FE-Modell bestimmt werden (Gl. 2.3). Die Eigenfrequenzen stellen die Zielfunktion dar, während die Schwingungsformen als Zuordnungs- bzw. Unterscheidungskriterium dienen. Für die Anpassung werden vorwiegend solche Parameter herangezogen, die zu Strukturteilen gehören, deren Diskretisierung mit Unsicherheiten verbunden ist. Das betrifft in erster Linie die elastischen Verbindungen zwischen den einzelnen Großbauteilen, also die Elemente der Steifigkeitsmatrizen. Die Anpassung der a-priori-Parameter stellt eine Verschmierung der nichtlinearen Effekte bzw. eine Linearisierung für einen bestimmten Bewegungszustand dar. Die Anpassung der Parameter kann um so besser erfolgen, je mehr Informationen aus Schwingungsexperimenten vorliegen.

8.1 Steifigkeitsmatrizen des Modelles für RDB und Einbauten

Ein Element, das das Schwingungsverhalten von RDB und RDBE maßgeblich beeinflusst, ist die RDB-Ringauflage. In Kap. 3.1.2 ist die grundsätzliche Modellierung als Steifigkeitsmatrix erläutert, und in Kap. 3.4.1 wurden Einzelrechnungen vorgestellt, die auf a-priori Parameter für die Steifigkeitsmatrix C^{RL} führen (Gl. 3.5). Wichtige Anhaltspunkte zum Update der Steifigkeitsparameter bieten Schwingungsexperimente, die an den Blöcken 3 und 4 des KKW Greifswald am RDB bei der Kalt-Warm-Erprobung durchgeführt wurden /3,9/.

Bei diesen Experimenten wurde der RDB im unteren Bereich über eine Einzelkraft angeregt. Bild 8.1 zeigt den Versuchsaufbau. Die Krafteinleitung erfolgte über einen Bruchtopf. Dabei wird der RDB über einen hydraulischen Mechanismus quasistatisch ausgelenkt. Das Reaktorgebäude fungiert als Widerlager. Beim Erreichen der Nenn-

kraft (ca. 200....300kN) wird im Bruchtopf ein Sollbruchelement (Graugußbolzen) zerstört. Das führt zu einer plötzlichen Entlastung, und der RDB kann frei ausschlagen. Die Kraftmessung wird im Bruchtopf über Dehnmeßstreifen realisiert. Es erfolgte sowohl eine Anregung in horizontaler als auch in vertikaler Richtung. Die Ausschwingvorgänge des RDB wurden über induktive Wegaufnehmer am Pol der RDB-Kalotte in horizontaler und vertikaler Richtung gemessen (**Bild 8.1**). Die Experimente wurden bei folgenden Montagezuständen durchgeführt /3/:

- * Leerer RDB (mit angeschweißten HUL)
- * RDB mit KB, SB
- * RDB mit KB, SB, Dummy-Spaltzone, OKG
- * Kompletter Reaktor (RDB+RDBE+OB) mit Dummy-Spaltzone und Wasser

Bild 8.2 (aus /3/) zeigt exemplarisch typische gemessene Zeitverläufe der Kraft und der horizontalen RDB-Verschiebungen bei horizontaler Anregung (F_x) für den leeren und den kompletten RDB. Die maximalen Amplituden der RDB-Verschiebungen liegen bei ca. 0.4 mm. Die Amplitudenspektren dieser Signale geben Informationen über die Eigenfrequenzen des RDB bei den jeweiligen Montagezuständen. Das **Bild 8.3** (aus /9/) zeigt die spektralen Amplituden (in linearem Maßstab!) der Horizontalverschiebung in x-Richtung für den leeren RDB und für den kompletten RDB (Block 3) nach horizontaler Anregung (F_x), **Bild 8.4** die entsprechenden Kurven nach vertikaler Anregung (F_z). Die Hauptpeaks dieser Spektren sind der jeweiligen Eigenfrequenz zuzuordnen, bei der der RDB eine Pendelbewegung ausführt, die Kühlschleifen aber in relativer Ruhe sind (vgl. Mode R7/R8, Kap 6.3). Die anderen Moden können bei der vorliegenden Position der Kraftanregung nicht mit dieser Intensität angeregt werden (vgl. dazu **Bild 7.20**). Die Nebenpeaks in **Bild 8.3a** deuten möglicherweise auf nichtlineares Verhalten der Ringauflagerung infolge der relativ großen Auslenkung hin (z.B Kippen).

Die Auswertung aller Experimente an Block 3 und 4 ergibt die in Tabelle 8.1 dargestellten Werte für die RDB-Pendelmode.

Tabelle 8.1: Dominierende Frequenzen der RDB-Verschiebungen bei den Bruchtopfexperimenten für verschiedene Montagezustände (Greifswald 3/4). Quelle: /3/		
Montagezustand	Block 3	Block 4
Leerer RDB (mit angeschweißten HUL)	15.4 Hz	13.4 Hz
RDB+KB+SB	14.4 Hz	12.6 Hz
RDB+KB+SB+Dummy-Spaltzone+OKG	13.0 Hz	nicht gemessen
RDB+KB+SB+Dummy-Spaltzone+OKG+OB+Fluid	12.2 Hz	11.0 Hz

Der Vergleich der Resultate von Block 3 und Block 4 zeigt, daß es doch deutliche Unterschiede zwischen einzelnen Anlagen geben kann. Die Ursachen dafür können z.B. in den Montage- und Fertigungstoleranzen oder in absichtlichen geringfügigen konstruktiven Unterschieden liegen (unterschiedliche Plattierung der RDB-Innenwand, Abweichungen von der Sollwandstärke, unterschiedliches Anzugsmoment der Spann-

pratzenschrauben usw.). Das bedeutet für die Modelljustierung, daß die Parameteranpassung nicht für einen Reaktortyp sondern nur für eine bestimmte Anlage erfolgen kann, sofern die genaue Übereinstimmung berechneter und gemessener Eigenfrequenzen das Ziel der Modellierung ist.

Im vorliegenden Bericht werden die Werte von Block 4 zur Justierung herangezogen, da diese mit Ergebnissen späterer Messungen (z.B. KWE Block 5 /4/) besser zusammenpassen. Mit dem in Kap. 6.3 beschriebenen reduzierten Modell werden für die Pendelschwingungsmoden des RDB mit den a-priori Parametern sowie den justierten Parametern für die Steifigkeitsmatrix der Ringauflagerung C^{RL} die in Tabelle 8.2 dargestellten Eigenfrequenzen berechnet.

Tabelle 8.2: Berechnete RDB-Pendelfrequenzen vor und nach der Justierung der Ringlagersteifigkeiten (mit a-priori Parametern und justierten Parametern)			
Montagezustand	a-priori Parameter	justierte Parameter	Experiment Block 4
Leerer RDB (mit angeschweißten HUL)	13.0 Hz 13.3 Hz	13.4 Hz 14.4 Hz	13.4 Hz (± 0.8 Hz)
RDB+KB+SB	11.7 Hz 11.8 Hz	12.3 Hz 12.9 Hz	12.6 Hz (± 0.8 Hz)
RDB+KB+SB+Dummy-Spaltzone+OKG	10.8 Hz 10.9 Hz	11.3 Hz 11.9 Hz	nicht gemessen
RDB+KB+SB+Dummy-Spaltzone+OKG+OB+Fluid	10.5 Hz 10.6 Hz	10.8 Hz 11.1 Hz	11.0 Hz (± 0.8 Hz)

Die angegebenen Frequenzen gelten für den kalten Reaktor (also $T = 20^{\circ}\text{C}$). Durch das Abnehmen des E-Moduls sinken die EF bei Betriebstemperatur noch etwas ab (siehe Kap. 9.1). Beim Vergleich zwischen Rechnung und Messung am Block 4 ist folgendes zu beachten:

- * Es gibt zwei "Pendelfrequenzen" (Kap. 6.3, Moden R7/R8), die nicht bei genau derselben Frequenz liegen. In Tabelle 8.2 stehen die EF der Moden in der x-z-Ebene sowie die EF der Moden in der y-z-Ebene jeweils untereinander
- * Die Spektren der Ausschwingvorgänge wurden mit einer Frequenzauflösung von $\Delta f = 0.788 \text{ Hz}$ ermittelt /30/. Dicht benachbarte Pendelfrequenzen können damit also nicht getrennt werden. Eine Spektrenmittelung ist aufgrund des Abklingverhaltens der Wegsignale ebenfalls nicht möglich. Die experimentellen Werte für die Pendelfrequenzen sind daher fehlerbehaftet, worauf durch die in Klammern stehenden Abweichungen in Tabelle 8.2 hingewiesen wird.

Unter Berücksichtigung dieser Fakten ist die Übereinstimmung der mit den angepaßten Parametern für C^{RL} berechneten EF und der an Block 4 experimentell bestimmten EF der RDB-Pendelmoden sehr gut.

Die justierte Steifigkeitsmatrix für die Ringauflagerung ist für $\vartheta=20^\circ\text{C}$:

$$C_u^{\text{RL}} = \begin{pmatrix} 10^{12} \text{kg/s}^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & 10^{12} \text{kg/s}^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & 1.5 \cdot 10^{10} \text{kg/s}^2 & 4.0 \cdot 10^{12} \frac{\text{kgmm}}{\text{s}^2} & -4.0 \cdot 10^{12} \frac{\text{kgmm}}{\text{s}^2} & 0 \\ & & & 3.4 \cdot 10^{16} \frac{\text{kgmm}^2}{\text{s}^2} & 0 & 0 \\ & & & & 3.4 \cdot 10^{16} \frac{\text{kgmm}^2}{\text{s}^2} & 0 \\ \text{symm} & & & & & 0 \end{pmatrix} \quad (8.1)$$

Die Außerdiagonalelemente stellen Koppelglieder zwischen den einzelnen DOF dar (siehe Kap. 3.1.2). Die Kopplung zwischen der Verdrehung der Ringlagerebene (rotx, roty) und der Anhebung ihres Mittelpunktes (uz) ist auch experimentell zu beobachten. Das Amplitudenspektrum in **Bild 8.4** (rechts) weist trotz vertikaler Anregungsrichtung einen hohen Peak bei der Pendelfrequenz auf, andererseits ist die Vertikalschwingung bei ca. 18Hz (Mode R13) in den horizontalen Verschiebungssignalen gut zu erkennen. Als weiteres Indez dafür, daß mit der Steifigkeitsmatrix C^{RL} nach Gl. (8.1) auch die EF der Mode R13 (Vertikalbewegung RDB+RDBE, **Bild 6.157**) etwa richtig liegt, kann **Bild 8.5** dienen. Es handelt sich dabei um Signale, die bei der KWE Block 4 (Greifswald) gemessen wurden. Die zugehörigen Positionen der Sensoren sind in **Bild 3.27** dargestellt. In den ASL der Signale sind Peaks bei ca. 18.5 Hz zu sehen, wobei diese Peaks bei den vertikal detektierenden Senoren B10 und B11 besonders klar hervortreten.

Für die Anpassung der Steifigkeitsmatrizen der Verbindungen im RDB (Führungskeile, Federrohrsegmente, Federpakete) geben die Bruchtopfexperimente keine Anhaltspunkte, da andere als die Pendelmoden des RDB nicht angeregt bzw. nicht nachgewiesen werden konnten. Aufschluß über die Moden, die von den internen Verbindungselementen maßgeblich beeinflusst werden, können nur Messungen bei Inbetriebnahmen oder während des Betriebes geben. Erschwerend dabei ist das Fehlen mechanischer Incoresignale, so daß man auf excore Verschiebungen bzw. Beschleunigungen oder aber auf Neutronen- oder Drucksignale angewiesen ist. Letztere stehen mit der mechanischen Verformung der Komponenten aber nur in einem mittelbaren Zusammenhang.

Bild 8.6 zeigt beispielsweise Leistungsspektren von Ionisationskammersignalen, die während der Inbetriebnahme des Blockes 3 gemessen wurden /31/. Im 5-HUP-Betrieb weisen die Spektren einen Peak bei ca. 14 Hz auf. Dies kann als Bestätigung dafür gelten, daß bei dieser Frequenz eine Reaktivverschiebung zwischen RDB und KB auftritt (vgl. Moden R9/R10, **Bilder 6.153** und **6.154**). Da die Moden mit Relativverschiebung zwischen RDB und KB maßgeblich von den Steifigkeitsparametern der Führungskeile C^{FK} beeinflusst werden, ist davon auszugehen, daß bereits die a-priori Parameter dieser Matrix hinreichend genau sind. Darauf deuten auch die ASL im **Bild 6.162** (KWE Block 5) hin, die bei ca. 24 Hz einen Peak aufweisen. Dieser Peak kann

den Moden R14/R15 zugeordnet werden.

Die Federrohrsegmente und die Federpakete haben jeweils nur auf die Mode R13 einen spürbaren Einfluß (Kap. 9.1.2). Ohne experimentelle Informationen über die vertikalen Verschiebungen von KB, KK und OKG lassen sich daher die Werte für C^{RS} und C^{FP} nicht getrennt justieren. Die a-priori Parameter (Kap. 3.1.2) wurden beibehalten, da die gemessenen Schwingungsspektren zumindest nicht im Widerspruch zu der sich ergebenden EF von R13 (ca. 18.5 Hz) stehen.

8.2 Modell für die Kühlschleifen

Ebenso wie bei RDB und RDBE ist auch für das FE-Modell der Kühlschleife (Kap. 3.2 und 6.1, **Bild 3.13**) eine Justierung erforderlich. Insbesondere die zur Modellierung der Lagerungen des Dampferzeugers (DE), der Hauptumwälzpumpe (HUP) und des Hauptabsperrschiebers (HAS) im heißen Strang verwendeten Steifigkeitsmatrizen werden einer Parameteranpassung unterzogen, wobei wiederum die Modalparameter als Vergleichskriterium zwischen Rechnung und Experiment dienen. Um die Modalparameter einer Kühlschleife experimentell zu bestimmen, wurden Schwingungsexperimente am Block 6 des KKW Greifswald und am Block 4 des tschechischen KKW Dukovany /22/ durchgeführt. Dabei handelte es sich in Greifswald um eine leere Kühlschleife (ohne Kühlmittel). Der RDB enthielt keine Einbauten und kein Fluid, der OB war jedoch montiert. In Dukovany dagegen war die Schleife mit Kühlmittel gefüllt, der OB jedoch abgenommen (Brennstoffumladung). Im folgenden wird das Experiment in Greifswald näher beschrieben.

8.2.1 Durchführung des Modalanalyseexperimentes

Die für die Modalanalyse notwendige Schwingungsanregung wurde einerseits mit einem elektrodynamischen Schwingungserreger (Shaker) der Firma Brüel & Kjær (Typ 4801) und zum anderen mit einem 5kg-Impulshammer realisiert. Folgende Positionen wurden für die Anregung ausgewählt (**Bild 8.7**):

- Dampferzeugeraufhängung in -x Richtung (radial zum Reaktordruckbehälter)
- Hauptabsperrschieber im kalten Strang in -y' Richtung (senkrecht zum kalten Strang, horizontale Ebene)
- Hauptumwälzpumpe in -y' Richtung (nur Impulshammeranregung)

Der Shaker wurde an den entsprechenden Positionen über eine dünne Stange mit der Struktur verbunden. **Bild 8.9** zeigt die Anbringung am Dampferzeuger. Zwischen dem strukturseitigen Stangenende und dem Anregungspunkt wurde ein piezoelektrischer Kraftaufnehmer montiert. Der Shaker liefert eine maximale dynamische Kraftamplitude von 400 N. Da jedoch der Ausschlag zwischen dem Schwingkern und dem Shakergehäuse begrenzt ist, wird dieser Wert für niedrige Frequenzen nicht erreicht, wenn nur die Trägheit der Shakermasse (ca. 80 kg) als Widerlager genutzt wird. Daher wurde der Shaker zusätzlich mit dem Reaktorgebäude verspannt. Aber auch diese Verspannung besitzt eine gewisse Elastizität, so daß für sehr niedrige Frequenzen

(unterhalb 1 Hz) merklich geringere Kraftamplituden erzielt werden (**Bild 8.10**). Das hat auch zur Folge, daß die Kohärenz zwischen Kraftanregung und Beschleunigungsantworten in diesem Bereich sehr niedrig sind (**Bild 8.11**).

Die Steuerung des Erregersignals erfolgte mit einem Signalgenerator. Als Signalform wurde ein Gleitsinus gewählt mit der Startfrequenz 0.2 Hz, der Endfrequenz 25 Hz und einer Hochlaufzeit von 26 Sekunden. Bei der Hammeranregung wurden ca. 20 Schläge mit einem zeitlichen Abstand von 15 Sekunden ausgeführt.

Die Strukturantwort wurde mit 9 Beschleunigungsaufnehmern des Typs B&K 4378 (Empfindlichkeit 31 pC/ms⁻²) an insgesamt 25 Positionen gemessen (**Bild 8.8**). Somit mußten für eine Anregungsposition drei Meßserien durchgeführt werden (mit Umsetzung der Beschleunigungssensoren). Die Beschleunigungssignale und das Kraftsignal wurden über einstellbare Ladungsverstärker (B&K 2635), die sich in unmittelbarer Nähe der Meßorte befanden, gewandelt und verstärkt.

Die Datenerfassung erfolgte mit einem digitalen 16-kanaligen PC-basierten Erfassungsgerät direkt auf Festplatte mit einer Auflösung von 12 bit. Alle Kanäle wurden nach entsprechender Filterung mit einer Abtastrate von 78.125 Hz ($\Delta t = 12.8$ ms) digitalisiert. Die Meßzeit wurde festgelegt auf 30 Minuten für Shakeranregung (ca. 140.000 Abtastwerte pro Signal) und auf 5 Minuten für die Hammeranregung (ca. 23.000 Abtastwerte pro Signal).

8.2.2 Identifikation der Modalparameter

Die Bestimmung der Modalparameter (Eigenfrequenzen und Schwingungsformen) erfolgt auf der Grundlage der an der Struktur gemessenen Zeitsignale. Dazu sind folgende Schritte erforderlich:

- * Berechnung der Autospektren und der Kreuzspektren zwischen der Kraftanregung und den Beschleunigungsantworten. Aus den Auto- und Kreuzspektren können die Übertragungsfunktionen bestimmt werden.
- * Schätzung der Eigenfrequenzen, Dämpfungen und Schwingungsformen auf der Basis einer analytischen Approximation der Überlagerungsfunktionen mit Fit-Funktionen (curve fitting).
- * Erstellung eines geometrischen Modells für die Kühlschleife für die graphische Animation der Eigenschwingungsformen.

Die Zeitdaten liegen zunächst als 12-bit Integerwerte vor und werden in physikalische Werte umgewandelt

$$a_i(n) = \frac{x_i(n) - 2047}{2048} \cdot \frac{5V}{t_{fi}} \quad (8.2)$$

wobei n der Zeitindex, i die Kanalnummer und t_{fi} der Übertragungsfaktor der i -ten Meßkette ist. Die Zeitreihen $a_i(n)$ werden mit der FFT in den Frequenzbereich trans-

formiert, wobei die Sweep-Länge 1024 beträgt. Die gemittelten Auto- und Kreuzspek-
tren ergeben sich aus

$$A_{ii}(\omega) = \frac{1}{\text{NSWEEP}} \sum_{k=1}^{\text{NSWEEP}} |\text{FFT}_k[a_i(n)]|^2 \quad (8.3)$$

$$A_{ij}(j\omega) = \frac{1}{\text{NSWEEP}} \sum_{k=1}^{\text{NSWEEP}} \text{FFT}_k[a_i(n)] \cdot \text{FFT}_k^*[a_j(n)]$$

wobei k der Sweep-Index ist. Die Übertragungsfunktionen berechnen sich aus

$$H_{ij}(j\omega) = \frac{A_{ij}(j\omega)}{A_{ii}(\omega)} \quad (8.4)$$

Die Frequenzauflösung ist dabei $1/(1024 \cdot dt) = 0.076$ Hz und der Analysenbereich 0...30.5 Hz. Höhere Frequenzauflösungen sind mit Zoomfaktoren möglich (FFT-Länge 2048 oder 4096). Für die Signale bei Shakeranregung wurde das Hanningfenster zur Wichtung benutzt. Die Kohärenzfunktionen zwischen Erregung und Antworten

$$\gamma_{ij}^2(\omega) = \frac{|A_{ij}(j\omega)|^2}{A_{ii}(\omega) \cdot A_{jj}(\omega)} \quad (8.5)$$

geben Hinweise auf die Linearität des Systems und auf die Qualität der Messung (Signal-Rausch-Verhältnis). Im **Bild 8.11** sind die Übertragungsfunktion (Betrag und Phase) und die Kohärenz zwischen dem Kraftsignal am Dampferzeuger und der Beschleunigungsantwort am Hauptabsperrschieber heiß (Punkt 5 im **Bild 8.8**) dargestellt. Die Messungen weisen eine gute Qualität auf (klare Resonanzpeaks und hohe Kohärenz). Der Einbruch der Kohärenz unterhalb von 1 Hz wird durch die zu schwache Erregerkraft in diesem Bereich verursacht (siehe Kapitel 8.2.1).

Die Schätzung der modalen Parameter (s_m, \hat{u}_m) beruht auf der bekannten analytischen Darstellung für die Übertragungsmatrix linearer Schwingungssysteme /32/

$$H_{ij}^{an}(j\omega) = \sum_{m=1}^{n_{\text{modes}}} \left(\frac{\hat{u}_{im} \hat{u}_{jm}}{(j\omega - s_m)} + \frac{(\hat{u}_{im} \hat{u}_{jm})^*}{(j\omega - s_m^*)} \right) \quad (8.6)$$

sowie der Anpassung dieser analytischen Darstellung an die aus den Messungen ermittelten Übertragungsfunktionen mit einem Least-Squares-Verfahren

$$\sum_{\omega=\omega_0}^{\omega_1} |H_{ij}(j\omega) - H_{ij}^{an}(j\omega)|^2 \rightarrow \text{minimum} \quad (8.7)$$

Für die Realisierung der Parameterschätzung wurde der kommerziell verfügbare Code STAR-Struct® verwendet. Das für die bewegte Darstellung der Moden erstellte geometrische Modell ist in **Bild 8.8** zu sehen. Für die Punkte, an denen nicht gemessen wurde, sind Zwangsbedingungen erstellt worden, so daß sich die Schwingungsamplituden dort aus Linearkombinationen der Amplituden der Meßpunkte ergeben. Diese Zwangsbedingungen unterliegen einer gewissen Willkür und dienen lediglich zur besseren Darstellung der Schwingungsformen. Im Sinne einer linearen Interpolation zwischen den Meßpunkten sind sie nur für die unteren Eigenschwingungsformen zulässig.

8.2.3 Verwendung der Modalparameter zur Justierung des FE-Modells

Die experimentell bestimmten Modalparameter wurden zur Justierung des in **Bild 3.13** dargestellten FE-Modells der Kühlschleife verwendet. Dabei wurden die Eigenfrequenzen als Anpassungskriterium verwendet, während die Schwingungsformen nur als Zuordnungs- bzw. Unterscheidungskriterium dienten. Zur Anpassung wurden ausschließlich die Steifigkeitsmatrizen der Lagerungen von HUP, HAS heiß und DE herangezogen. Die Parameter der Rohrleitungen sowie die Massenparameter von HUP, HAS und DE können mit ausreichender Genauigkeit aus den Konstruktionsunterlagen bestimmt werden.

Tabelle 8.3 zeigt einen Vergleich zwischen den experimentell ermittelten und den berechneten Eigenfrequenzen vor und nach der Justierung.

Tabelle 8.3: Vergleich der Eigenfrequenzen zwischen Experiment und Rechnung vor und nach der Justierung (Leere Kühlschleife Block 6, KKW Greifswald)				
Mode (Kap. 6.1)	Experiment	Rechnung (einzelne Schleife)		Bilder
		justiertes Modell	Wert vor Justierung	
S1	1.15 Hz	1.15 Hz	0.45 Hz	6.1
S2	2.12 Hz	2.12 Hz	1.62 Hz	6.2
S3	3.81 Hz	3.78 Hz	3.05 Hz	6.3
S4	4.20 Hz	4.21 Hz	4.08 Hz	6.4
S5	5.55 Hz	5.55 Hz	4.18 Hz	6.5
	6.49 Hz	-	-	
	7.06 Hz	-	-	
	8.06 Hz	-	-	
S6	8.38 Hz	8.37 Hz	6.75 Hz	6.6
S7	9.61 Hz	9.60 Hz	9.35 Hz	6.7
S8	11.70 Hz	11.61 Hz	11.56 Hz	6.8
S9	12.35 Hz	12.53 Hz	12.50 Hz	6.9

Tabelle 8.3: Vergleich der Eigenfrequenzen zwischen Experiment und Rechnung vor und nach der Justierung (Leere Kühlschleife Block 6, KKW Greifswald)				
Mode (Kap. 6.1)	Experiment	Rechnung (einzelne Schleife)		Bilder
		justiertes Modell	Wert vor Justierung	
S10	13.21 Hz	12.89 Hz	12.79 Hz	6.10
	13.35 Hz	-	-	
	13.83 Hz	-	-	
	14.00 Hz	-	-	
S11	14.28 Hz	14.39 Hz	14.21 Hz	6.11

Die relativ große Abweichung der ersten beiden Eigenfrequenzen vor der Justierung hat ihre Ursache darin, daß bei der Modellierung der DE-Aufhängung die Dampfrohre des zweiten Kreislaufes nicht berücksichtigt wurden. Es zeigt sich, daß mit den für die Justierung ausgewählten Parametern (Steifigkeitsmatrizen) eine vollständige Übereinstimmung der ersten fünf Eigenfrequenzen erreicht wird. Die höheren Eigenfrequenzen, die durch lokale Schwingungsformen gekennzeichnet sind, weisen eine geringere Empfindlichkeit gegenüber diesen Parametern auf, werden aber durch das nicht justierte FE-Modell bereits hinreichend genau beschrieben.

Die Moden, welche die Berechnung nicht liefert (Leerfelder in Tabelle 8.3), sind solche, bei denen eine starke Verkopplung der Bewegung der Kühlschleifen mit der Bewegung des RDB vorliegt. Diese Moden können mit dem FE-Modell einer einzelnen Kühlschleife prinzipiell nicht erfaßt werden. Dafür wäre die Berechnung mit dem FE-Modell des gesamten Primärkreislaufes (siehe Kap. 6.2) erforderlich unter Beachtung des jeweiligen Montagezustandes für RDB, RDBE und OB (siehe Kap. 8.2, Anfang). Für die Justierung der genannten Parameter genügen jedoch die Moden, bei denen die Bewegungen der Kühlschleifen und des RDB nicht bzw. nur schwach verkopfelt sind.

In ähnlicher Weise erfolgten Durchführung und Auswertung des Experimentes im KKW Dukovany, wobei jedoch zu bemerken ist, daß die Qualität der Meßsignale, bedingt durch längere Übertragungswege und kompliziertere Versuchsbedingungen, nicht so gut ist wie in Greifswald. Es werden hier deshalb nicht alle Resultate dargestellt sondern nur die eindeutig belegten Unterschiede zum Greifswalder Experiment. Die Ergebnisse für die unteren Moden sowie deren Vergleich mit der Berechnung sind in Tabelle 8.4 dargestellt. Als a-priori Parameter für die Steifigkeitsmatrizen der SG-, HUP, HASH-Lagerung wurden die Werte der Greifswalder Schleife nach deren Justierung verwendet. Es ist bei der Gegenüberstellung der EF aber zu beachten, daß die Schleife mit kaltem Wasser gefüllt war. Die mit der RDB-Bewegung gekoppelten Moden, die im Experiment ebenfalls nachgewiesen wurden aber bei der Berechnung mit dem Schleifenmodell nicht anfallen, sind in der Tabelle 8.4 nicht aufgeführt.

Tabelle 8.4: Vergleich der Eigenfrequenzen zwischen Experiment und Rechnung vor und nach der Justierung (Gefüllte Kühlschleife Block 4, KKW Dukovany)

Mode (Kap. 6.1)	Experiment	Rechnung (einzelne Schleife)		Bilder
		justiertes Modell	Wert vor Justierung	
S1a	1.42 Hz	1.41 Hz	1.18 Hz	6.20
S2	2.27 Hz	2.25 Hz	1.78 Hz	6.2
S3a	4.40 Hz	4.37 Hz	5.00 Hz	6.3
S4	3.33 Hz	3.46 Hz	3.70 Hz	6.4
S5	5.30 Hz	5.40 Hz	5.57 Hz	6.5
S6	9.1 Hz	9.1 Hz	9.6 Hz	6.6
S7	10.2 Hz	10.2 Hz	9.1 Hz	6.7
S10	11.1 Hz	10.9 Hz	10.4 Hz	6.10

Beim Vergleich der Ergebnisse von Greifswald und Dukovany fällt zunächst auf, daß die EF der Moden S1, S2, S3, S6 und S7 bei Dukovany deutlich höher liegen, obwohl die Masse durch die Fluidfüllung höher ist. Dies läßt sich nur so erklären, daß die horizontale Verschieblichkeit der HUP und des HAS heiß nicht mehr in dem Maße gegeben ist wie in Greifswald. In der Rechnung wird dies durch entsprechende Steifigkeitsparameter für die Pumpenlagerung und die Lagerung des HAS heiß berücksichtigt (vgl. Kap. 3.2 und 6.1, **Bild 3.13**).

Wie schon bei RDB, RDBE und OB zeigt sich auch bei der Kühlschleife, daß die genaue Lage der Eigenfrequenzen der einzelnen Moden bei den individuellen Reaktoren unterschiedlich sein kann. Das unterstreicht die Notwendigkeit einer anlagenspezifischen Modelljustierung.

9 Sensitivitätsstudien und Schadenssimulation

Im Rahmen der Sensitivitätsstudien wird untersucht, wie sich die Modalparameter und damit das dynamische Verhalten des reduzierten globalen Schwingungsmodells für RDB, RDBE und OB (Kap. 6.3) in Abhängigkeit von der Temperatur bzw. in Abhängigkeit von bestimmten Steifigkeitsparametern ändern. Dabei werden die betreffenden Parameter in einem relativ weiten Bereich variiert, um die generellen Tendenzen aufzuzeigen. Die Schadenssimulation beinhaltet demgegenüber die Berechnung erzwungener Schwingungen mit solchen FE-Parametern, die sich für einen konkreten mechanischen Schaden ergeben. Es werden für die wesentlichen Schädigungen typische Schwingungsspektren simuliert.

9.1 Temperatureinflüsse

Die Temperatur geht als globaler Parameter in die Schwingungsmodellierung ein, d.h. es wird ein mittlerer Wert für den gesamten Primärkreis angenommen. Der Einfluß wird bei der Modellierung durch einen temperaturabhängigen E-Modul für die Materialien erfaßt. Dabei wird eine quadratische Approximation verwendet

$$\begin{aligned} E(T) &= E_0 + E_1 \cdot T + E_2 \cdot T^2 \\ E_0 &= 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \\ E_1 &= -33.3 \frac{\text{MPa}}{\text{K}} \\ E_2 &= -0.166 \frac{\text{MPa}}{\text{K}^2} \end{aligned} \quad (9.1)$$

wobei T die Temperaturdifferenz zu $\vartheta=20^\circ \text{C}$ ist. Mit dem Ansatz (9.1) werden die meisten Baustähle hinreichend genau erfaßt. **Bild 9.1** zeigt den Verlauf des E-Moduls im Bereich zwischen 0 und 400°C .

Mit der Angabe des temperaturabhängigen E-Moduls ergibt sich die entsprechende Steifigkeit der finiten Rohrelemente (PIPE16). Die Berechnung der Steifigkeitsmatrizen, mit denen die Verbindungen der Hauptkomponenten modelliert werden (Kap. 3.1.2), beruht auf dem E-Modul für 20°C . Daher müssen die Steifigkeitsmatrizen ebenfalls an die entsprechende Temperatur angepaßt werden:

$$C(T) = \frac{E(T)}{E_0} \cdot C(0) \quad (9.2)$$

Mit dieser globalen Modellierung des Temperatureinflusses läßt sich eine unmittelbare Abhängigkeit der Eigenfrequenzen von der Temperatur angeben:

$$f_i(T) \approx f_i(0) \cdot \sqrt{\frac{E(T)}{E_0}} \quad (9.3)$$

Die Gl. (9.3) hat Näherungscharakter, weil kleine Änderungen von Massenparametern mit der Temperatur (insbesondere für das Kühlmittel) nicht berücksichtigt sind. Bei einer definierten globalen Temperaturänderung ist also die prozentuale Änderung aller Eigenfrequenzen gleich, d.h. höhere Eigenfrequenzen ändern sich stärker. Die zugehörigen Schwingungsformen verändern sich nicht.

Bild 9.2 zeigt die ASL der Knotenverschiebung $37ux$ bei Wirbelkraftanregung plus Pumpenanregung für die Temperaturen $\vartheta=20^\circ\text{C}$ und $\vartheta=280^\circ\text{C}$ ($T=260\text{K}$). Die Resonanzpeaks der Eigenfrequenzen verschieben sich bei $T = 260$ zu den entsprechenden niedrigeren Frequenzen, wobei für alle Eigenfrequenzen ungefähr die folgende Beziehung gilt:

$$\frac{f_i(T=260)}{f_i(T=0)} \approx 0.95 \quad (9.4)$$

Die Lage der Peaks der Pumpendrehzahl (24.7 ... 24.9 Hz) sowie der 1/2-Subharmonischen (12.35 ... 12.45 Hz) bleibt unverändert. Die Amplitude des 12.4 Hz Peaks sinkt bei 280°C etwas ab, da ein größerer Teil der Anregungsenergie in die dichter benachbarten Moden R9/R10 (13.2 Hz) fließt. Da die 1/3 Subharmonische (8.0 ... 8.6 Hz) mit der Eigenfrequenz der Moden R5/R6 zusammenfällt, sinkt die Lage des 8.5-Hz-Peaks mit wachsender Temperatur ebenfalls ab. Man erkennt aber, daß der R5/R6-Peak bei 280°C oberhalb, bei 20°C dagegen unterhalb der 1/3 Subharmonischen der HUP liegt. Die 1/3 Subharmonische erscheint jeweils als Seitenpeak mit kleinerer Amplitude.

9.2 Sensitivität der Modalparameter gegenüber der Änderung der Steifigkeitsmatrizen

Die Verbindung der Hauptkomponenten untereinander sowie die Lagerung des Reaktors auf dem Gebäudefundament wird mit Steifigkeitsmatrizen modelliert (Kap. 3). In diesem Kapitel wird untersucht, welchen Einfluß die Absenkung einer Steifigkeitsmatrizen auf die einzelnen Eigenfrequenzen hat. Dabei wird die betreffende Steifigkeitsmatrix ungeachtet ihrer Struktur insgesamt modifiziert:

$$\mathbf{C}_{\text{mod}} = \gamma \cdot \mathbf{C}_{\text{ref}} \quad (9.5)$$

Die Tabelle 9.1 zeigt die Veränderung der Eigenfrequenzen bei Modifizierung der Steifigkeitsmatrix für die Federrohrsegmente (vgl. Kap. 3.1). Der Referenzzustand ist die Matrix \mathbf{C}^{RS} für $\vartheta=280^\circ\text{C}$. Es sind jeweils die Werte für $\gamma = 1$ (Normalzustand), $\gamma =$

0.9 (10% Steifigkeitsverlust), $\gamma = 0.75$ (25% Steifigkeitsverlust) und $\gamma = 0.5$ (50% Steifigkeitsverlust) angegeben.

Tabelle 9.1: Sensitivitätsanalyse für die Steifigkeitsmatrix der Federrohrsegmente Eigenfrequenzen und prozentualer Wert zum Referenzzustand				
Mode	$\gamma = 1$	$\gamma = 0.9$	$\gamma = 0.75$	$\gamma = 0.5$
R1	3.34 Hz	3.34 Hz (100%)	3.34 Hz (100%)	3.34 Hz (100%)
R2	3.43 Hz	3.43 Hz (100%)	3.43 Hz (100%)	3.43 Hz (100%)
R3	4.63 Hz	4.63 Hz (100%)	4.63 Hz (100%)	4.63 Hz (100%)
R4	4.70 Hz	4.70 Hz (100%)	4.70 Hz (100%)	4.70 Hz (100%)
R5	8.07 Hz	8.07 Hz (100%)	8.07 Hz (100%)	8.07 Hz (100%)
R6	8.09 Hz	8.09 Hz (100%)	8.09 Hz (100%)	8.09 Hz (100%)
R7	10.3 Hz	10.3 Hz (100%)	10.3 Hz (100%)	10.3 Hz (100%)
R8	10.4 Hz	10.4 Hz (100%)	10.4 Hz (100%)	10.4 Hz (100%)
R9	13.7 Hz	13.7 Hz (100%)	13.7 Hz (100%)	13.6 Hz (99.2%)
R10	13.7 Hz	13.7 Hz (100%)	13.7 Hz (100%)	13.6 Hz (99.2%)
R11	15.6 Hz	15.6 Hz (100%)	15.6 Hz (100%)	15.6 Hz (100%)
R12	15.6 Hz	15.6 Hz (100%)	15.6 Hz (100%)	15.6 Hz (100%)
R13	17.6 Hz	17.3 Hz (98.3%)	16.7 Hz (94.9%)	15.0 Hz (85.2%)
R14	22.8 Hz	22.8 Hz (100%)	22.8 Hz (100%)	22.8 Hz (100%)
R15	22.8 Hz	22.8 Hz (100%)	22.8 Hz (100%)	22.8 Hz (100%)

Bei der Absenkung von C^{RS} reagiert die Mode R13 (Vertikalschwingung) sehr stark, die Moden R9/R10 sehr wenig und die übrigen Moden gar nicht. Diese Abhängigkeiten sind im **Bild 9.3** dargestellt.

Die Tabelle 9.2 zeigt die Veränderung der Eigenfrequenzen bei Modifizierung der Steifigkeitsmatrix für die Führungskeile (vgl. Kap. 3.1). Der Referenzzustand ist die Matrix C^{FK} für $\vartheta=280$ °C.

Tabelle 9.2: Sensitivitätsanalyse für die Steifigkeitsmatrix der Führungskeile Eigenfrequenzen und prozentualer Wert zum Referenzzustand				
Mode	$\gamma = 1$	$\gamma = 0.9$	$\gamma = 0.75$	$\gamma = 0.5$
R1	3.34 Hz	3.34 Hz (100%)	3.34 Hz (100%)	3.34 Hz (100%)
R2	3.43 Hz	3.43 Hz (100%)	3.43 Hz (100%)	3.43 Hz (100%)
R3	4.63 Hz	4.63 Hz (100%)	4.63 Hz (100%)	4.63 Hz (100%)
R4	4.70 Hz	4.70 Hz (100%)	4.70 Hz (100%)	4.70 Hz (100%)

Tabelle 9.2: Sensitivitätsanalyse für die Steifigkeitsmatrix der Führungskeile Eigenfrequenzen und prozentualer Wert zum Referenzzustand				
Mode	$\gamma = 1$	$\gamma = 0.9$	$\gamma = 0.75$	$\gamma = 0.5$
R5	8.07 Hz	8.07 Hz (100%)	8.07 Hz (100%)	8.07 Hz (100%)
R6	8.09 Hz	8.09 Hz (100%)	8.09 Hz (100%)	8.09 Hz (100%)
R7	10.3 Hz	10.2 Hz (99.5%)	10.1 Hz (98.0%)	9.3 Hz (90.3%)
R8	10.4 Hz	10.2 Hz (99.0%)	10.1 Hz (97.1%)	9.30 Hz (89.4%)
R9	13.7 Hz	13.3 Hz (97.0%)	12.6 Hz (92.5%)	11.7 Hz (85.6%)
R10	13.7 Hz	13.3 Hz (97.0%)	12.6 Hz (92.5%)	11.9 Hz (86.5%)
R11	15.6 Hz	15.6 Hz (100%)	15.6 Hz (100%)	15.5 Hz (99.4%)
R12	15.7 Hz	15.7 Hz (100%)	15.7 Hz (100%)	15.6 Hz (99.4%)
R13	17.6 Hz	17.6 Hz (100%)	17.6 Hz (100%)	17.6 Hz (100%)
R14	22.8 Hz	22.7 Hz (99.6%)	22.6 Hz (99.1%)	22.4 Hz (98.2%)
R15	22.8 Hz	22.7 Hz (99.6%)	22.6 Hz (99.1%)	22.4 Hz (98.2%)

Bei der Absenkung der FK-Steifigkeiten reagieren vor allem die Moden R9/R10 (Relativbewegung RDB-KB) und etwas schwächer R7/R8. Obwohl die Moden R14/R15 ebenfalls mit einer Relativbewegung zwischen RDB und KB verbunden sind (**Bilder 6.158** und **6.159**), ist ihre Empfindlichkeit gegenüber der FK-Steifigkeitsmatrix relativ gering. Offensichtlich ist die elastische Biegung von KB und KK / OKG entscheidend für die Lage dieser Eigenfrequenz. Im **Bild 9.4** ist die Sensitivität aller Eigenfrequenzen dargestellt.

Die Tabelle 9.3 zeigt die Veränderung der Eigenfrequenzen bei Modifizierung der Steifigkeitsmatrix für die RDB-Ringauflagerung (vgl. Kap. 3.1). Der Referenzzustand ist die Matrix C^{RL} für $\vartheta=280\text{ °C}$.

Tabelle 9.3: Sensitivitätsanalyse für die Steifigkeitsmatrix der RDB-Ringauflagerung Eigenfrequenzen und prozentualer Wert zum Referenzzustand				
Mode	$\gamma = 1$	$\gamma = 0.9$	$\gamma = 0.75$	$\gamma = 0.5$
R1	3.34 Hz	3.33 Hz (99.7%)	3.30 Hz (98.8%)	3.19 Hz (95.5%)
R2	3.43 Hz	3.42 Hz (99.7%)	3.40 Hz (99.1%)	3.32 Hz (96.8%)
R3	4.63 Hz	4.56 Hz (98.5%)	4.42 Hz (95.5%)	4.11 Hz (88.8%)
R4	4.70 Hz	4.63 Hz (98.5%)	4.51 Hz (96.0%)	4.24 Hz (90.2%)
R5	8.07 Hz	8.07 Hz (100%)	8.07 Hz (100%)	8.07 Hz (100%)
R6	8.09 Hz	8.09 Hz (100%)	8.09 Hz (100%)	8.09 Hz (100%)
R7	10.3 Hz	10.1 Hz (98.0%)	9.75 Hz (94.7%)	9.11 Hz (88.4%)

Tabelle 9.3: Sensitivitätsanalyse für die Steifigkeitsmatrix der RDB-Ringauflagerung Eigenfrequenzen und prozentualer Wert zum Referenzzustand				
Mode	$\gamma = 1$	$\gamma = 0.9$	$\gamma = 0.75$	$\gamma = 0.5$
R8	10.4 Hz	10.2 Hz (98.1%)	9.81 Hz (94.3%)	9.14 Hz (87.9%)
R9	13.7 Hz	13.7 Hz (100%)	13.6 Hz (99.2%)	13.5 Hz (98.5%)
R10	13.7 Hz	13.7 Hz (100%)	13.6 Hz (99.2%)	13.5 Hz (98.5%)
R11	15.6 Hz	15.6 Hz (100%)	15.5 Hz (99.4%)	15.5 Hz (99.4%)
R12	15.7 Hz	15.7 Hz (100%)	15.6 Hz (99.4%)	15.6 Hz (99.4%)
R13	17.6 Hz	17.2 Hz (97.7%)	16.5 Hz (93.8%)	14.4 Hz (81.8%)
R14	22.8 Hz	22.8 Hz (100%)	22.8 Hz (100%)	22.8 Hz (100%)
R15	22.8 Hz	22.8 Hz (100%)	22.8 Hz (100%)	22.8 Hz (100%)

Bei der Absenkung von C^{RL} ändern sich alle Eigenfrequenzen, deren Moden mit einer Pendel- oder Vertikalbewegung des RDB verbunden sind (vgl. Kap. 6.3). Besonders stark reagieren die Moden R13, R7/R8 und R3/R4. Überhaupt nicht sprechen dagegen die Moden R5/R6 und R14/R15 an.

Die Sensitivitätsanalyse für die Steifigkeitsmatrix der 72 Federpakete ergibt keine Abhängigkeit der Eigenfrequenzen, da die Federsteifigkeit relativ klein ist. Die Federpakete werden aber bei der Montage des RDB-Deckels stark vorgespannt, so daß sie trotz ihrer relativ geringen Federsteifigkeit eine hohe Kraft auf das OKG ausüben. Ein Nachlassen der Vorspannkraft kann dazu führen, daß der Kontakt der konischen Zentrierkerzen der OKG-Grundplatte mit den BK teilweise verloren geht, so daß die Steifigkeit zwischen OKG und KK/BK geringer wird. Die Tabelle 9.4 zeigt die Veränderung der Eigenfrequenzen bei Modifizierung der Steifigkeit zwischen KK und OKG (Modellierung durch eine Einzelfeder).

Tabelle 9.4: Sensitivitätsanalyse für die Steifigkeit zwischen KK und OKG Eigenfrequenzen und prozentualer Wert zum Referenzzustand				
Mode	$\gamma = 1$	$\gamma = 0.9$	$\gamma = 0.75$	$\gamma = 0.5$
R1	3.34 Hz	3.34 Hz (100%)	3.34 Hz (100%)	3.34 Hz (100%)
R2	3.43 Hz	3.43 Hz (100%)	3.43 Hz (100%)	3.43 Hz (100%)
R3	4.63 Hz	4.63 Hz (100%)	4.63 Hz (100%)	4.63 Hz (100%)
R4	4.70 Hz	4.70 Hz (100%)	4.70 Hz (100%)	4.70 Hz (100%)
R5	8.07 Hz	8.07 Hz (100%)	8.07 Hz (100%)	8.07 Hz (100%)
R6	8.09 Hz	8.09 Hz (100%)	8.09 Hz (100%)	8.09 Hz (100%)
R7	10.3 Hz	10.3 Hz (100%)	10.3 Hz (100%)	10.3 Hz (100%)
R8	10.4 Hz	10.4 Hz (100%)	10.4 Hz (100%)	10.4 Hz (100%)

Tabelle 9.4: Sensitivitätsanalyse für die Steifigkeit zwischen KK und OKG Eigenfrequenzen und prozentualer Wert zum Referenzzustand				
Mode	$\gamma = 1$	$\gamma = 0.9$	$\gamma = 0.75$	$\gamma = 0.5$
R9	13.7 Hz	13.7 Hz (100%)	13.7 Hz (100%)	13.7 Hz (100%)
R10	13.7 Hz	13.7 Hz (100%)	13.7 Hz (100%)	13.7 Hz (100%)
R11	15.6 Hz	15.6 Hz (100%)	15.6 Hz (100%)	15.6 Hz (100%)
R12	15.7 Hz	15.7 Hz (100%)	15.7 Hz (100%)	15.7 Hz (100%)
R13	17.6 Hz	17.6 Hz (100%)	17.5 Hz (99.4%)	17.3 Hz (98.3%)
R14	22.8 Hz	22.8 Hz (100%)	22.8 Hz (100%)	22.8 Hz (100%)
R15	22.8 Hz	22.7 Hz (100%)	22.8 Hz (100%)	22.8 Hz (100%)

Der Einfluß der KK-OKG-Steifigkeit manifestiert sich ausschließlich in einer leichten Veränderung der Mode R13 (Vertikalschwingung) und hat damit eine ähnliche, wenn auch nicht so starke Wirkung wie die Federrohrsegmente.

9.3 Simulation mechanischer Komponentenschäden

Bei der Simulation mechanischer Schäden an den Verbindungselementen der Hauptkomponenten wird die betreffende Steifigkeitsmatrix so modifiziert, daß diese Modifikation einer bestimmten Schädigung an einem vorgegebenen Ort entspricht (z.B. Bruch eines bestimmten FK oder Versagen eines bestimmten FRS). Die allgemeine Form dieser Modifikation ist

$$\mathbf{C}_{u,mod} = \mathbf{C}_u - \Delta \mathbf{C}_u \quad (9.6)$$

Der Index u weist darauf hin, daß es sich um eine Untermatrix der entsprechenden Elementmatrix handelt (vgl. Gl. 3.2).

9.3.1 Versagen von Federrohrsegmenten

Die Fehlermatrix für das Versagen eines FRS ist unter Berücksichtigung der Gln. (3.6) und (3.7) gegeben durch

$$\Delta C_{u,i}^{RS} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & c_{iz} & R_t c_{iz} \sin \alpha_i & -R_t c_{iz} \cos \alpha_i & 0 \\ & & & R_t^2 c_{iz} \sin^2 \alpha_i & -R_t^2 c_{iz} \sin \alpha_i \cos \alpha_i & 0 \\ & & & & R_t^2 c_{iz} \cos^2 \alpha_i & 0 \\ \text{symm} & & & & & 0 \end{pmatrix} \quad (9.7)$$

wobei $i = 1 \dots 6$ die Nummer des defekten FRS ist, R_t der Teilkreisradius, α_i die azimutale Lage der FRS-Mitte und c_{iz} die vertikale Federsteifigkeit des einzelnen FRS. Für diese Größen gilt

$$\begin{aligned} R_t &= 1650 \text{ mm} \\ \alpha_i &= (i-1) \cdot \frac{\pi}{3} \\ c_{iz} &= \frac{\pi}{3} \cdot K_i = 1.14 \cdot 10^9 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2} \end{aligned} \quad (9.8)$$

Bei Versagen mehrerer FRS müssen die entsprechenden $\Delta C_{u,i}^{RS}$ überlagert werden

$$\Delta C_u^{RS} = \sum_{(i)} \Delta C_{u,i}^{RS} \quad (9.9)$$

Zunächst wird das Versagen des FRS bei 0° ($i=1$) betrachtet. Es werden die erzwungenen Schwingungen bei Wirbelkraftanregung im Downcomer, Unwuchtanregung der HUP sowie Untergrundanregung berechnet. In den **Bildern 9.5 bis 9.16** sind die ASL für verschiedene Schwingungssignale (sowohl reine Knotenverschiebungen als auch für Meßsignale relevante Kombinationen, siehe Kap. 7) zusammengestellt. Es ist jeweils die Kurve für den ungeschädigten Zustand (grün) über der Kurve für den geschädigten Zustand (rot) dargestellt. Wie die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse (Tabelle 9.1) erwarten lassen, ist die Schädigung in einer Verschiebung des Peaks der Mode R13 (von 17.6 Hz nach 17.1 Hz) zu erkennen. Die anderen Peaks bleiben annähernd unverändert, mit Ausnahme einer leichten Amplitudenerhöhung der Peaks bei 12.5 Hz und 13.7 Hz in den ASL Knotenverschiebungen 06uz und 34uz (**Bilder 9.9 und 9.10**).

Die Änderung des 17.6 Hz Peaks (Mode R13) ist besonders deutlich in den reinen z-Verschiebungen 06uz (OKG) und 34uz (RDB) zu sehen, aber auch in den horizontalen Knotenverschiebungen des RDB (37xu, 37uy, 52ux, 52uy) ist der Effekt gut erkennbar. Weniger deutlich manifestiert sich das 0° -FRS Versagen in den Signalen A02 und A03 (Absolutwege RDB-Deckelflansch). Bei A02 (**Bild 9.11**) kommt es erstaunlicherweise zu einer Absenkung der ASL oberhalb von 17 Hz. Der R13-Peak wird fast vollständig von der Flanke des R11/R12-Peaks absorbiert.

Da es sich bei R13 um eine Vertikalschwingung handelt, ist es schwierig die azimutale Lage des defekten FRS zuzuordnen. Allenfalls die Relativverschiebungen zwischen den Knoten 42 und 24 sowie 40 und 22 (I-Kammersignale) weisen einen Unterschied in x- und y-Richtung auf (**Bilder 9.13 bis 9.16**), während die Verschiebungen der Knoten 37 und 52 in x- und y-Richtung gleichartig reagieren. Die Fluktuationen der I-Kammersignale sind aber aufgrund ihres nuklearen Charakters nur näherungsweise ein Maß für die Relativverschiebung.

Bei gleichzeitigem Versagen von zwei benachbarten FRS (0° und 60°) sinkt die Eigenfrequenz der Mode R13 von 17.6Hz auf 16.3Hz ab. Entsprechend deutlicher werden die beschriebenen Effekte in den ASL der Schwingungssignale (**Bilder 9.17 bis 9.28**). Neben der Verschiebung des 17.6 Hz Peaks ist vor allem bei der Knotenverschiebung 06uz (OKG) eine sehr deutliche Amplitudenerhöhung des 13.7Hz Peaks (R9/R10) und des 12.5Hz Peaks (1/2 HUP-Drehfrequenz) zu sehen. Bei den Signalen A02 und A03 dagegen ist die Mode R13 (17.6Hz) als Peak gar nicht mehr erkennbar, und es kommt bei A02 zu einer Absenkung der ASL-Amplitude ab 17Hz.

Als Fazit ist festzuhalten, daß beim Versagen von ein oder zwei FRS eine frequenzselektive Änderung der ASL-Peaks auftritt. Das Verhalten der ASL-Amplituden hängt von der "Meßposition" des jeweiligen Signals ab. Die Schädigung führt nicht unbedingt zu einer Amplitudenerhöhung.

9.3.2 Bruch von Führungskeilen

Der Bruch eines FK wird simuliert durch das Weglassen des entsprechenden Beitrages zur Steifigkeitsmatrix C_u^{FK} . Die entsprechende Fehlermatrix ist unter Berücksichtigung der Gl. (3.8) gegeben durch:

$$\Delta C_{u,i}^{FK} = \begin{pmatrix} c_i \cdot \sin^2[(i-1) \cdot \frac{\pi}{4}] & -\frac{1}{2} c_i \cdot \sin[(i-1) \cdot \frac{\pi}{2}] & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & c_i \cdot \cos^2[(i-1) \cdot \frac{\pi}{4}] & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & c_{rot} \cdot \cos^2[(i-1) \cdot \frac{\pi}{4}] & \frac{1}{2} c_{rot} \cdot \sin[(i-1) \cdot \frac{\pi}{2}] & 0 \\ & & & & c_{rot} \cdot \sin^2[(i-1) \cdot \frac{\pi}{4}] & 0 \\ \text{symm} & & & & & 0 \end{pmatrix} \quad (9.10)$$

mit $i = 1 \dots 8$ und c_i und c_{rot} nach den Gln. (3.14) und (3.15). Beim Bruch mehrerer FK müssen die entsprechenden $\Delta C_{u,i}^{FK}$ überlagert werden

$$\Delta C_u^{FK} = \sum_{(i)} \Delta C_{u,i}^{FK} \quad (9.11)$$

Auch hier wird zunächst der Bruch eines FK (bei 0° , $i=1$) untersucht. Bei dieser Schädigung verändern sich die EF der folgenden Moden (Tabelle 9.5)

Tabelle 9.5: Veränderung der EF durch Bruch des FK bei 0°			
Mode	EF Normalzustand	EF bei Bruch FK	Änderung
R8	10.4 Hz	10.2 Hz	0.2 Hz (2%)
R10	13.7 Hz	12.7 Hz	1.0 Hz (7%)
R15	22.8 Hz	22.6 Hz	0.2 Hz (1%)

Bei den anderen Moden tritt keine nennenswerte EF-Änderung ein. Bei den R10 und R15 Moden handelt es sich um Schwingungen in der y-z-Ebene. Die entsprechenden Moden in der x-z-Ebene behalten ihren ursprünglichen Wert.

Die **Bilder 9.29 bis 9.40** zeigen die ASL ausgewählter Schwingungssignale bei Wirbelanregung, Unwuchtanregung und Untergrundanregung.

Betrachtet man die horizontalen Knotenverschiebungen des RDB (**Bilder 9.29 bis 9.32**), so fällt zunächst auf, daß sich die Schädigung ausschließlich in den ASL der y-Verschiebungen abbildet, während die ASL der x-Richtung nahezu unverändert bleiben. Dies korrespondiert mit den EF-Änderungen in Tabelle 9.5. Die physikalische Ursache dafür ist, daß ein FK als Tangentialfeder wirkt und damit der 0° -FK nur einen reinen y-Beitrag zur Steifigkeitsmatrix liefert (vgl. Gl. 9.10). Am stärksten verschiebt sich in den ASL von $37u_y$ bzw. $52u_y$ der R10-Peak. Aufgrund seiner dichten Nachbarschaft zur 1/2-Subharmonischen der HUP-Drehfrequenz (12.5Hz) verschmilzt er mit dem 12.5Hz Peak bei der hier vorliegenden Frequenzauflösung. Damit verbunden ist eine deutliche Amplitudenerhöhung. Die Peaks der Moden R8 (10.4Hz) und R15 (22.7Hz) werden weniger stark beeinflusst.

In den ASL der Vertikalverschiebungen $06u_z$ und $34u_z$ (**Bilder 9.33, 9.34**) erhöht sich lediglich die Amplitude des 12.5Hz Peaks. Die Absolutwegverschiebungen reagieren ähnlich wie die horizontalen RDB-Knotenverschiebungen (**Bilder 9.35, 9.36**). Während die ASL von A02 nahezu unverändert bleibt, ist bei A03 eine deutliche Verschiebung des R10-Peaks zu sehen, die zur Verschmelzung mit dem 12.5Hz Peak führt. Allerdings erhöht sich die Amplitude dabei nur wenig. Im Bereich ab 18 Hz kommt es zu einer leichten Abnahme der Amplitude. Auch bei den Relativverschiebungen (I-Kammersignale, **Bilder 9.37 bis 9.40**) ist das beschriebene Verhalten der Peaks bei 10.4Hz, 13.7Hz und 22.7Hz in den y-Signalen zu beobachten, während die ASL der x-Signale unverändert bleiben.

Für den Fall, daß zwei FK (bei 0° und 45°) gebrochen sind, ergibt sich bei den EF der Moden das folgende Bild (Tabelle 9.6):

Tabelle 9.6: Veränderung der EF durch Bruch der FK bei 0° und 45°			
Mode	EF Normalzustand	EF bei Bruch FK	Änderung
R7	10.34 Hz	10.3 Hz	0.05 Hz (0.5%)
R8	10.4 Hz	9.8 Hz	0.6 Hz (6%)
R9	13.7 Hz	13.5 Hz	0.2 Hz (1.5%)
R10	13.7 Hz	12.0 Hz	1.7 Hz (12%)
R14	22.8 Hz	22.7 Hz	0.1 Hz (0.5%)
R15	22.8 Hz	22.4 Hz	0.4 Hz (2%)

Beim Bruch von 2 FK ändert sich bei den in Tabelle 9.6 aufgeführten Moden neben den EF auch die Vorzugsrichtung der Bewegung. So erfolgt z.B. bei der Mode R7 die in Kap. 6 (Tabelle 6.3, **Bild 6.151**) gezeigte Bewegung nicht mehr in der x-z-Ebene sondern in einer Vertikalebene, die ca. 20° gegen die x-Achse verdreht ist, während die Bewegung der Mode R8 in 110°-Richtung erfolgt. Die Änderung der nicht in Tabelle 9.6 aufgeführten Moden ist unerheblich.

Die **Bilder 9.41 bis 9.52** zeigen die ASL ausgewählter Schwingungssignale bei Wirbelanregung, Unwuchtanregung und Untergrundanregung. Die Schädigung ist in den ASL aller Signale gut erkennbar. Da die FK bei 0° und 45° insgesamt einen größeren Einfluß auf die y-Steifigkeit haben (Gln. 9.10, 9.11), ist die Veränderung in den y-Signalen deutlicher als in den x-Signalen. Besonders signifikant ist die Aufspaltung des 13.7Hz Peaks in zwei Peaks bei 13.5Hz und 12.0Hz (**Bilder 9.42, 9.44, 9.46, 9.48, 9.50, 9.52**). Die Amplitude des 13.5Hz Peaks wird etwas kleiner, die des 12.0Hz Peaks deutlich größer als die Amplitude des ursprünglichen Peaks. Auch der 12.5Hz Peak ($1/2 f_{HUP}$) sowie der 9.8Hz Peak (Mode R8, ursprünglich 10.4Hz) werden deutlich höher. Die Verschiebung des 22.8Hz Peaks ist nur in den y-Signalen zu sehen, jedoch mit der Ausnahme von A03 (**Bild 9.48**), wo der 22.8Hz Peak im ungeschädigten Zustand bereits sehr klein ist und im geschädigten Zustand nahezu verschwindet.

Es soll nun noch untersucht werden, inwiefern aus den ASL eine Zuordnung der azimuthalen Position eines geschädigten FK möglich ist. Der Bruch des FK bei 180° hat dieselbe Wirkung wie der Bruch des 0° FK (vgl. Gl. 9.10). Der Bruch eines FK bei 90° oder 270° läßt die x-Signale unverändert und beeinflusst die x-Signale in der Weise wie der 0° FK-Bruch die y-Signale. Der Bruch eines FK auf der x-Achse läßt sich also sehr gut von einem Bruch eines FK auf der y-Achse unterscheiden, aber Brüche von jeweils gegenüberliegenden FK sind nicht zu unterscheiden.

Bei Bruch eines Führungskeiles bei 45°, 135°, 225° oder 315° ändern sich die Moden der x-z-Ebene und der y-z-Ebene (R7, R8, R9, R10, R14, R15). Die Änderung der EF ist dabei noch mit einer Drehung der Schwingungsrichtung verbunden (Tabelle 9.7).

Tabelle 9.7: Änderung der Moden bei Bruch eines FK				
Mode	EF normal	EF geschädigt	Vorzugsrichtung bei Bruch 45° oder 225°	Vorzugsrichtung bei Bruch 135° oder 315°
R7	10.35 Hz	10.18 Hz	132°	42°
R8	10.40 Hz	10.36 Hz	42°	132°
R9	13.7 Hz	12.7 Hz	135°	45°
R10	13.7 Hz	13.7 Hz	45°	135°
R14	22.8 Hz	22.6 Hz	135°	45°
R15	22.8 Hz	22.8 Hz	45°	135°

Die Unterscheidung der azimuthalen Position des gebrochenen FK zwischen 45°/225° einerseits und 135°/315° andererseits ist daher nur durch Zusatzuntersuchungen anhand der Phase zwischen den Knotenverschiebungen 37ux und 37uy möglich. Eine solche Unterscheidung ist nur bei gut getrennten Resonanzpeaks in den ASL möglich, d.h. der betrachtete Peak darf nur eine Mode als Ursache haben. Die Peaks der Moden R7 und R8 sowie R14 und R15 liegen zu dicht zusammen, so daß eine Phasenbetrachtung keinen Sinn hat. In Betracht kommt nur der Peak der Mode R10 (R9 liegt zu dicht am $1/2 f_{HUP}$ -Peak). Liegt in der Phasenfunktion zwischen 37ux und 37uy bei 13.7Hz also Gleichphase vor, so handelt es sich um den Bruch des 0°-FK oder des 225°-FK. Liegt bei 13.7Hz Gegenphase vor, handelt es sich um den 135°-FK oder um den 315°-FK.

Die **Bilder 9.53** und **9.54** zeigen die ASL der Knotenverschiebungen 37ux und 37uy bei einem 45°-FK-Bruch, im **Bild 9.55** ist die zugehörige Phasenfunktion dargestellt. Die **Bilder 9.56** bis **9.58** enthalten die entsprechenden Kurven für einen 135°-FK-Bruch. Während sich die ASL der Knotenverschiebungen nicht unterscheiden, erkennt man in den Phasenfunktionen den beschriebenen Effekt. Beim 45°-FK-Bruch liegt im Bereich 13.2Hz bis 14Hz Gleichphase vor, beim 135°-Bruch Gegenphase.

Als Fazit für den Bruch von Führungskeilen ist festzuhalten, daß die Schädigung frequenzselektiv auf die ASL wirkt. Aufgrund der differenzierten Beeinflussung von x- und y-Signalen ist eine Zuordnung der geschädigten FK möglich. Diese Zuordnung ist aber nicht völlig eindeutig, da jeweils gegenüberliegende FK den selben Beitrag zur Steifigkeitsmatrix C_u^{FK} liefern und deren Bruch damit auch die ASL der Schwingungssignale in gleicher Weise verändert.

10 Untersuchungen an einem 1:10 Versuchsstand

Im FZR existiert ein Versuchsstand zur Unterstützung der Schwingungsmodellierung von WWER-440 Reaktoren. Das physische Versuchsmodell entspricht in seinem Aufbau im wesentlichen dem DWR WWER-440 / W230 im Maßstab 1:10 /33/. Die nuklearen RDBE des Originalreaktors wurden dabei durch nichtnukleare Imitationen nachgebildet.

Aus technologischen bzw. versuchstechnischen Gründen existieren aber eine Reihe von Besonderheiten:

- * Die Kühlschleifen sind aus Platzgründen nicht maßstabsgerecht nachgebildet. Es existieren keine DE und HAS sondern lediglich Umwälzpumpen, die mit den Original-HUP nicht vergleichbar sind. Die Kühlmittleitungen wurden deshalb nicht an den RDB angeschweißt, sondern über weiche Faltenbälge angeschraubt. Damit wird eine mechanische Entkopplung zwischen RDB und Schleifen erreicht.
- * Der Kreislauf arbeitet druckfrei, die maximale stationäre Temperatur des Kühlmittels bei voller Pumpenleistung ist 70°C.
- * Als Fundament für den RDB dient ein konischer Graugußring (Masse 1.8 Tonnen), der seinerseits auf drei um je 120° versetzten Betonsäulen in einer Höhe von ca. 1.20 m über dem Hallenboden gelagert ist. Diese Fundamentierung weist Eigenschwingungen im betrachteten Frequenzbereich auf. Ein der Originalanlage entsprechendes Vollfundament war nicht realisierbar.
- * Sowohl die Wandstärke des RDB als auch die des KM entspricht nicht dem Maßstab 1:10. Im Vergleich zu den Längen und Durchmessern liegen dünnere Wände als beim Original vor. Damit sind Biegeschwingungen und Schalenschwingungen nicht entkoppelt.
- * Aus Gründen der besseren Montierbarkeit der RDBE und der Meßtechnik wurde der RDB zweiteilig ausgeführt. Ober- und Unterteil werden mit einem Überwurfflansch zusammengesraubt. Am RDB-Boden befindet sich ein Ablassventil, das im Verhältnis zum RDB eine nicht zu vernachlässigende Masse hat.
- * Der RDB-Deckel ist nicht wie beim Original als Kugelkalotte ausgeführt, sondern als flache Scheibe. Der OB fehlt vollständig.

Im Anfangsstadium des Vorhabens wurde ein FE-Modell für den 1:10-Versuchsstand entwickelt /34/. Die Modellierung erfolgte ähnlich wie für den Originalreaktor (Kap. 3). Dieses Modell wurde mit Hilfe von experimentellen Untersuchungen justiert. Die Tabelle 10.1 zeigt eine Übersicht über die identifizierten Moden.

Tabelle 10.1: Moden des 1:10-Modells für RDB und RDBE (justiert)		
Mode	EF	Beschreibung der Schwingungsform
1	125 Hz	Gleichphasige Pendelbewegung von RDB und RDBE in der x-z-Ebene mit kleinem Relativausschlag zwischen RDB und KB und elastischer Biegung des RDB
2	139 Hz	Gleichphasige Pendelbewegung von RDB und RDBE in der y-z-Ebene mit kleinem Relativausschlag zwischen RDB und KB und elastischer Biegung des RDB
3	183 Hz	Gleichphasige Pendelbewegung von RDB und RDBE mit horizontaler Verschiebung des Fundamenttringes in der x-z-Ebene
4	248 Hz	Gleichphasige Pendelbewegung von RDB und RDBE mit horizontaler Verschiebung des Fundamenttringes in der x-z-Ebene
5	269 Hz	Gleichphasige z-Verschiebung von RDB und RDBE gekoppelt mit gegenphasiger Pendelbewegung von RDB und RDBE in der x-z-Ebene
6	305 Hz	Gegenphasige elastische Verformung von RDB und RDBE in der x-z-Ebene
7	326 Hz	Gegenphasige elastische Verformung von RDB und RDBE in der y-z-Ebene
8	461 Hz	Zweite Biegeschwingform des RDB mit gegenphasiger Bewegung der RDBE im oberen Bereich in der x-z-Ebene
9	599 Hz	Zweite Biegeschwingform des RDB mit gegenphasiger Bewegung der RDBE im oberen Bereich in der y-z-Ebene
10	625 Hz	Vertikale Verschiebung der KBE gegenüber KB und RDB

Auffällig bei den Moden ist, daß die zueinander adäquaten Schwingungsformen der x-z-Ebene und der y-z-Ebene (1/2, 3/4, 6/7, 8/9) extrem unterschiedliche Eigenfrequenzen aufweisen. Die Ursachen hierfür liegen einerseits in der offensichtlich inhomogenen Fundamentierung (System Gußring-Betonsäulen-Hallenboden) und andererseits in hohen Fertigungstoleranzen der Komponenten (z.B. balliger RDB-Auflageflansch).

Zielstellung der Untersuchungen war es, die Resultate des 1:10-Modelles für den Originalreaktor nutzbar zu machen. Insbesondere sollten Schädigungen an den RDBE auch experimentell untersucht werden, um die numerische Schadenssimulation zu untermauern.

Dieser Ansatz erwies sich jedoch als Fehlschlag. Aufgrund der oben erwähnten konstruktiven Unterschiede ist das Schwingungsverhalten von 1:10-Modell und Originalanlage auch qualitativ in keiner Weise vergleichbar. Somit sind die Ergebnisse des 1:10-Modells für die Untersuchung des Schwingungsverhaltens der Originalanlage ohne Wert.

Erschwerend für die Modelljustierung sowie für die experimentelle Schadenssimulation sind auch die verhältnismäßig großen Fertigungstoleranzen am 1:10-Modell. Diese führen dazu, daß nach jedem Öffnen des RDB bzw. nach jeder Neumontage der

RDBE andere Eigenfrequenzen gemessen werden. Z.B. waren auch die in Tabelle 10.1 dargestellten Schwingungsmoden nach der Demontage der RDBE und erneuter Montage nicht mehr reproduzierbar. Hier spielen auch nichtlineare Effekte (Kontaktprobleme) eine Rolle.

Die an dem 1:10-Modell gewonnenen Resultate zeigen zwar die prinzipielle Tauglichkeit der Vorgehensweise (theoretische Modellierung - experimentelle Untersuchung - Justierung des theoretischen Modelles), aber eine Übertragbarkeit des Schwingungsverhaltens zwischen 1:10-Modell und Original ist zumindest für die komplizierte Struktur des kompletten Primärkreises nicht gegeben.

Aus diesen Erkenntnissen heraus wurden die Untersuchungen des 1:10-Modelles in Abweichung des ursprünglichen Arbeitsplanes nicht mehr weitergeführt und durch Schwingungsmessungen an den Originalanlagen ersetzt. Die bis dahin gewonnenen Ergebnisse sind detailliert in /33,34/ dargelegt.

Um eine möglichst gute Verifizierung des FE-Modells für den Originalreaktor WWER-440 zu gewährleisten, wurden vorhandene Resultate von Schwingungsexperimenten an den RDB der Blöcke 3 und 4 des KKW Greifswald verwendet. Zusätzlich zum Arbeitsplan wurden Schwingungsexperimente in den KKW Dukovany und Greifswald durchgeführt (Kap. 8).

11 Schlußfolgerungen und Ausblick

Die wesentlichen Ergebnisse des Vorhabens werden in diesem Kapitel thesenartig zusammengefaßt.

- * Das Schwingungsverhalten des Primärkreislaufes des WWER-440 läßt sich mit einem globalen FE-Modell beschreiben. Dabei werden alle Hauptkomponenten (RDB, OB, KB, UKG, OKG, KK, BE, HUL, HUP, DE, HAS) mit linienförmigen Rohrelementen modelliert.
- * Die Verbindungselemente zwischen den Hauptkomponenten (Federrohrsegmente, Führungskeile, Federpakete) sowie die Lagerungen im Reaktorgebäude (RDB-Ringauflager, DE-Aufhängung, HUP-Lagerung) werden zweckmäßigerweise mit Steifigkeitsmatrizen modelliert. Die Elemente der Steifigkeitsmatrizen werden durch separate Berechnungen ermittelt. Dabei kommen höherdimensionale lokale FE-Modelle (Schalen- oder Volumenmodelle) aber auch analytische Lösungen für einfache Bauteile zum Einsatz.
- * Das globale Schwingungsmodell wird für Untersuchungen im Frequenzbereich von 0-30 Hz verwendet. Dieser Bereich ist nach den experimentellen Erfahrungen relevant für die mechanische Integrität des WWER-440.
- * Schalenschwingungen von RDB und KB werden ebenfalls mit lokalen FE-Modellen berechnet. Die niedrigste Schalenschwingung des RDB liegt bei 35 Hz. Die niedrigsten EF der KB-Schalenmoden liegen bei 18Hz und 26Hz. Allerdings liegt keine Verkopplung mit Biegeschwingungen vor, so daß das globale Rohrmodell bis mindestens 30Hz gültig ist.
- * Das globale dynamische Verhalten des Primärkreislaufes wird mit drei Modellvarianten untersucht:
 - Teilmodell für eine einzelne Kühlschleife (Modell S)
 - Vollständiges Modell für den Primärkreislauf, d.h. RDB, RDBE, OB und sechs Kühlschleifen (Modell G)
 - Modell für RDB, RDBE, OB mit den Kühlschleifen als Substruktur (Modell R)
- * Die Schwingungen von RDB, RDBE und OB sind mit denen der Kühlschleifen gekoppelt.
- * Der Einfluß der Fluid-Struktur-Interaktion im Bereich des Downcomers muß bei der Schwingungsmodellierung berücksichtigt werden. Sie wirkt modenselektiv in dem Sinne, daß Moden mit einer Relativbewegung zwischen RDB und KB in ihren EF verschoben werden.
- * Die Einbindung der FSI in das FE-Modell wurde durch die Entwicklung eines speziellen Fluid-Struktur-Elementes (FSE) realisiert. Das FSE basiert auf einer zweidimensionalen analytischen Näherungslösung der Fluidgleichungen für eine enge Ringspaltgeometrie mit bewegten Mantelflächen (Kap. 4).

- * Die Modalanalyse liefert die Eigenfrequenzen und zugehörigen Schwingungsformen (Moden) des Primärkreises. Mit dem vollständigen Primärkreismodell (Modell G) werden im Frequenzbereich bis 30 Hz 123 Moden ermittelt. Die für das Schwingungsverhalten von RDB, RDBE und OB maßgeblichen Moden werden mit dem Modell R ermittelt, im Frequenzbereich bis 30Hz ergeben sich 15 Moden (Kap. 6).
- * Das globale Schwingungsmodell wird anhand von experimentellen Resultaten justiert. Dies geschieht, indem bestimmte Parameter des FE-Modells (in aller Regel die Steifigkeitsmatrizen) so angepaßt werden, daß gemessene und gerechnete Modalparameter möglichst genau übereinstimmen (Kap. 8).
- * Das vorliegende Modell kann als weitgehend verifiziert gelten. Allerdings kann nicht ausgeschlossen werden, daß zwischen einzelnen Reaktoranlagen bezüglich der Lage der EF z.T. erhebliche Unterschiede bestehen können. Daher ist in solchen Fällen eine anlagenspezifische Modelljustierung dann notwendig, wenn eine vollständige Übereinstimmung zwischen den EF der Messung und der Rechnung gefordert wird (gilt für RDB, RDBE, OB und auch für Schleifen).
- * Generelle Aussagen über die Modensensitivität und die Detektierbarkeit von Schäden (siehe unten) gelten aber unabhängig vom Modellabgleich für eine individuelle Anlage.
- * Mit Hilfe der transienten Analyse können die Knotenverschiebungen des FE-Modells als Funktion der Zeit ermittelt werden. Diese Zeitreihen können wie Meßwerte weiterverarbeitet werden, d.h. es werden daraus z. B. Autospektralleistungen oder Phasenfunktionen berechnet (Kap. 7).
- * Für die transiente Analyse ist die Modellierung der Erregung (Schwingungsanregung) erforderlich. Bei Betrieb des Reaktors kommen drei wesentliche Anregungsquellen vor: Druckschwankungen im Kühlmittel infolge von turbulenten Wirbelfeldern, drehfrequente Anregung durch die HUPs, bzw. Subharmonische oder Harmonische davon, sowie die stochastische Untergrundanregung (Stützererregung am Fundament). Die Wirbelfeldanregung wird auf der Grundlage des Oseen-Wirbels modelliert (Kap. 5).
- * Mit Hilfe von Sensitivitätsstudien wird die Veränderung des Schwingungsverhaltens bei Temperaturänderungen sowie bei Steifigkeitsverlusten elastischer Verbindungselemente untersucht (Kap. 9). Die Veränderung der Temperatur verursacht eine gleichmäßige relative Änderung aller EF. Demgegenüber wirken Steifigkeitsänderungen bestimmter Komponenten modenselektiv.
- * Die Simulation konkreter mechanischer Schäden wird über die Modifikation der FE-Parameter für das betroffene Bauteil realisiert (Kap. 9). Die wesentlichen RDB-internen Schäden sind Brüche von Führungskeilen und Versagen von Federrohrsegmenten. Die Moden und Antwortspektren erzwungener Schwingungen der Gesamtstruktur bei geschädigten Einzelkomponenten unterscheiden sich in

aller Regel deutlich von jenen der intakten Struktur.

- * Die Erkennbarkeit eines Schadens in den ASL ist grundsätzlich natürlich von der gewählten Meßposition abhängig. Ein Steifigkeitsverlust bedeutet nicht zwangsläufig auch eine Amplitudenerhöhung, u.U. können die Amplituden sogar absinken (Beispiel FRS-Versagen, Kap. 9.3.1).
- * Ein relativ eindeutiges Indiz für eine Schädigung ist die modenselektive Verschiebung von Resonanzpeaks.
- * Das Schadensbild bei FRS-Versagen unterscheidet sich deutlich von dem des FK-Bruchs. Von den Veränderungen sind unterschiedliche Peaks in den ASL in separierten Frequenzbereichen betroffen. Ein FK-Bruch beeinflußt die ASL der Knotenverschiebungen richtungsabhängig, so daß auch eine Zuordnung der azimutalen Position des defekten FK möglich ist. Da die FRS vor allem die Vertikalschwingungen bestimmen, gibt es hier eine solche Richtungsabhängigkeit nicht.
- * Die untersuchten RDB-internen Schäden sind in den ASL von excore gemessenen Verschiebungssignalen (oder Beschleunigungen) erkennbar. Eine günstige Instrumentierung für die frühzeitige Schadensdetektion enthält Sensoren am RDB, deren Vorzugsmeßrichtung mit den Hauptschwingungsrichtungen übereinstimmt. Diese Richtungen können mit dem FE-Modell vorausberechnet werden. Grundsätzlich sind Messungen der Horizontalverschiebungen des RDB im Bereich der Bodenkalotte besser geeignet als Messungen in Auflagernähe oder am oberen Block. Im Bereich des Auflagers sind die Amplituden kleiner, im oberen Block kann es zu Dynamikbegrenzungen durch die dort dominierenden Biegeschwingungen der relativ weichen Strukturen kommen. Signale, die eine Kombination der Knotenverschiebungen messen (Horizontal- und Vertikalkomponenten), wie z.B. die Absolutwegaufnehmer am RDB-Deckelflansch, reagieren zwar auch auf Schädigungen, allerdings ist eine Ursachenzuordnung schwieriger, da horizontale und vertikale Moden in diesen Signalen miteinander verkoppelt auftreten. Externe Neutronenflußschwankungen als Anhaltspunkt für die Relativverschiebung zwischen RDB und KB können insbesondere für die Erkennung von FK-Brüchen eine brauchbare Ergänzung darstellen. Möglicherweise jedoch sind für die Erkennung über den Neutronenfluß bereits große Relativamplituden nötig.
- * Die experimentellen Untersuchungen an einem Versuchsstand im Maßstab 1:10 haben sich nur teilweise bewährt. Über den Vergleich Rechnung-Messung wird gezeigt, daß die gewählte Struktur des FE-Modells geeignet ist, gemessene Eigenfrequenzen bzw. Moden prinzipiell auch im theoretischen Modell darzustellen. Die Nachrechnung experimenteller Schadenssimulationen scheitert jedoch an der Tatsache, daß bereits das Normalschwingungsverhalten stark von der Montage abhängt. Diese nicht nachvollziehbaren Abhängigkeiten überdecken die Veränderungen infolge der simulierten Bauteilschäden. Wegen der hohen Präzision bei der Montage der DWR (auch bei Brennstoffumladung) sind solche Effekte für die Modellierung der Originalstruktur nicht relevant. Vielmehr können

Veränderungen der Schwingungssignaturen nach Umladungen als Indizien für Montagefehler dienen.

Die in diesem Vorhaben erarbeiteten Resultate tragen maßgeblich zur Erweiterung der Wissensbasis für die Online-Schwingungsdiagnostik von WWER-440 bei. Einerseits ist durch die mit dem FE-Modell berechneten Moden eine Interpretation von Resonanzpeaks in den ASL gemessener Signale möglich. Zum anderen wird aufgezeigt, wie sich die Schwingungssignale im Falle hypothetischer Komponentenschäden verändern (Frequenz- und Amplitudenänderungen). Daraus lassen sich auch Empfehlungen für eine optimale Sensorkonfiguration ableiten.

Das entwickelte Modell ist darüber hinaus prinzipiell auch geeignet für die Berechnung von Strukturantworten und Strukturbeanspruchungen infolge von Extrembelastungen bei Einwirkungen von außen (z.B. Sicherheitserdbeben oder Explosionsdruckwelle).

12 Literatur

- /1/ Bauernfeind, V. Vibration Monitoring of a Four-Loop PWR: Model-Investigation of the Sensitivity of the Monitored Signals on Mechanical Failures. Progress in Nuclear Energy Vol. 21 (SMORN-V, München, 1987).
- /2/ Neumeyer, F., K. Schramm, H.-J. Wehling, V. Bauernfeind, R. Sunder. Entwicklung von Kriterien zur Schadensfrüherkennung durch Schwingungsüberwachung an Primärkreisen von Druckwasserreaktoren. Abschlußbericht KWU und GRS zum Förderprojekt BMFT 1500462/A3 und RS 468A.
- /3/ Döge, S., G. Grunwald, H.-J. Hardtke, G. Hessel, F. Holzweißig, P. Schumann. Schwingungsuntersuchungen am Reaktordruckgefäß WWER-440. Kernenergie 28 (1985) 1, S. 18-26
- /4/ Altstadt, E., G. Grunwald, C. Pusch, P. Schumann. Ergebnisse experimenteller Schwingungsuntersuchungen am Block 5 des KKW Nord während der Kalt-Warm-Erprobung. Zentralinstitut für Kernforschung Rossendorf, Arbeitsbericht RPD 2/90, Juli 1990
- /5/ Altstadt, E., G. Grunwald, P. Liewers, P. Schumann, F.-P. Weiß. Analytical Model for Description of Control Element Vibration Occuring During Abnormal Core Barrel Motion. Proceedings of COMADEM '91, Southampton 1991
- /6/ Liewers, P., W. Schmitt, P. Schumann, F.-P. Weiß. Detection of Core Barrel Motion at WWER-440 Type Reactors. Progress in Nuclear Energy Vol. 21 (SMORN V, Munich 1987), p. 89 - 96, Pergamon Press.
- /7/ Zienkiewicz, O.C., J.R. Whiteman. Finite Elements - The Background Story, The Mathematics of Finite Elements and Applications. Academic Press, London 1973
- /8/ ANSYS User's Manual for Rev. 5.0. Vol 4: Theory. Swanson Analysis Systems, Inc. (1993).
- /9/ Freund, A. Maschinendynamische Strukturuntersuchungen an Kernkraftanlagen. Dissertation TU Dresden, Fakultät für Maschinenwesen, 1988.
- /10/ Grunwald, G., E. Altstadt. Modellierung der Fluid-Struktur-Wechselwirkung in einem 2D-Ringspalt. Arbeitsbericht Nr. 1/93, Forschungszentrum Rossendorf, 1993.
- /11/ Schumann, P. Untersuchungen zur Druckgefäßbewegung während der Inbetriebnahme Nord II/4. Arbeitsbericht Zentralinstitut für Kernforschung, RPD-5, 1980.

- /12/ Schulz, P. Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Fluid-Struktur-Wechselwirkung am Schwingungsmodell eines Druckwasserreaktors. Dissertation Universität Nürnberg-ERlangen, 1982.
- /13/ Albring, W. Angewandte Strömungslehre. Verlag Theodor Steinkopff, Dresden, 1970.
- /14/ Grunwald, G., E. Müller. Berechnung von Regelstabschwingungen in einem hexagonalen Strömungskanal mittels instationärer Druckverteilung um die Stäbe. Arbeitsbericht Zentralinstitut für Kernforschung, ZfK-507, 1983.
- /15/ W. Albring, Elementvorgänge fluider Wirbelbewegungen, Akademie-Verlag Berlin 1981
- /16/ Y.N. Chen, 60 Jahre Forschung über die Kármánschen Wirbelstraßen, Schweizerische Bauzeitung 91 (1973), H. 44
- /17/ Altstadt, E., G. Grunwald, M. Scheffler. Erregermechanismen von strömungsinduzierten DWR-Kernbehälterschwingungen. Interner Arbeitsbericht FZR, Institut für Sicherheitsforschung, 1994.
- /18/ Breitenfeld, R., G. Grunwald, G. Hessel, P. Liewers, W. Schmitt. Druckschwingungen im Primärkreislauf des WWER-440. Kernenergie 29(1986), Heft 1, S. 10-15.
- /19/ V.V. Bulavin, D.F. Gutsev, V.I. Pavelko. The Experimental Definition of Acoustic Standing Waves Series Shapes Formed in the Coolant of the Primary Circuit of VVER-440 Type Reactor. Progress in Nuclear Energy, Volume 29. No. 3/4, pp.153-170, 1995.
- /20/ Truckenbrodt, E. Lehrbuch der angewandten Fluidmechanik. Springer-Verlag, 1983.
- /21/ Wilkinson, J.H. The Algebraic Eigenvalue Problem. Clarendon Press, 1988
- /22/ Altstadt, E., F.-P. Weiß, R. Weiß. Vibration Experiments at a Coolant Loop of the Dukovany NPP. Preprint des Forschungszentrum Rossendorf, FZR-86, 1995
- /23/ Runkel, J., D. Stegemann, J. Fiedler, P. Hroššo, Š. Figedy, J. Sadilek, J. Hulin. Results of Noise Analysis in the WWER-440 Type Nuclear Power Plant Dukovany. Proceedings of SMORN VII, Symposium on Nuclear Reactor Surveillance and Diagnostics, Vol. 1, Avignon 1995.

- /24/ Bulavin, V.V, D.F. Gutsev, V.I. Pavelko. Some Results of the Vibration Analysis on the VVER-440 Type Reactor Vessel Top Head and on the Facilities of its Primary Circuit Six Loops. Proceedings of SMORN VII, Symposium on Nuclear Reactor Surveillance and Diagnostics, Vol. 2, Avignon 1995.
- /25/ Bauernfeind, V. Evaluation of the Exciting Forces Causing Vibrations of PWR-Primary Components. International Conference on Vibrations in Nuclear Plants, Keswick (U.K.), 1982.
- /26/ Chen, S.S., M.W. Wambsganss, Parallel-Flow-Induced Vibration of Fuel Rods. Nuclear Engineering and Design, 18 (1972).
- /27/ Au-Yang, M.K., B. Brenneman, D. Raj. Flow-induced vibration test of an advanced water reactor model - Part 1: turbulence-induced forcing function. Nuclear Engineering and Design, 157 (1995).
- /28/ Holzweißig, F., H. Dresig. Lehrbuch der Maschinendynamik. Fachbuchverlag Leipzig, 1982.
- /29/ Liewers, P., W. Schmitt, P. Schumann, F.-P. Weiß. Abbildung anomaler Reaktorschachtschwingungen in externen Neutronenflußschwankungen. Kernenergie 32 (1989).
- /30/ Döge, S., G. Grunwald, G. Hessel, J. Pohlus: Experimentelle Parameterbestimmung am Reaktordruckgefäß WWER-440. Arbeitsbericht RPP-18/79, Zentralinstitut für Kernforschung Rossendorf, November 1979
- /31/ Schumann, P., F.-P. Weiß: Zusammenstellung der wesentlichsten Ergebnisse von Rauschuntersuchungen während der Nulleistung und des energetischen Anfahrens bei der Inbetriebnahme des Blockes 3 im KKW Bruno Leuschner. Arbeitsbericht RPP-4/78, Zentralinstitut für Kernforschung Rossendorf, Juni 1978
- /32/ Natke, H.-G.: Einführung in die Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse. Zweite Auflage, Verlag Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig / Wiesbaden, 1988.
- /33/ Altstadt, E., G. Grunwald, K. Richter: Ein Versuchsmodell für den 1. Kreislauf des WWER-440 im Maßstab 1:10. Arbeitsbericht RPD - 8/90, Zentralinstitut für Kernforschung Rossendorf, Dezember 1990.
- /34/ Altstadt, E., M. Scheffler, R. Weiß: Schwingungsmechanische Berechnungen für das 1:10 Reaktormodell des WWER 440 mittels Finiter Elemente. Interner Laborbericht FZR (Zwischenbericht zum Vorhaben), Februar 1993.

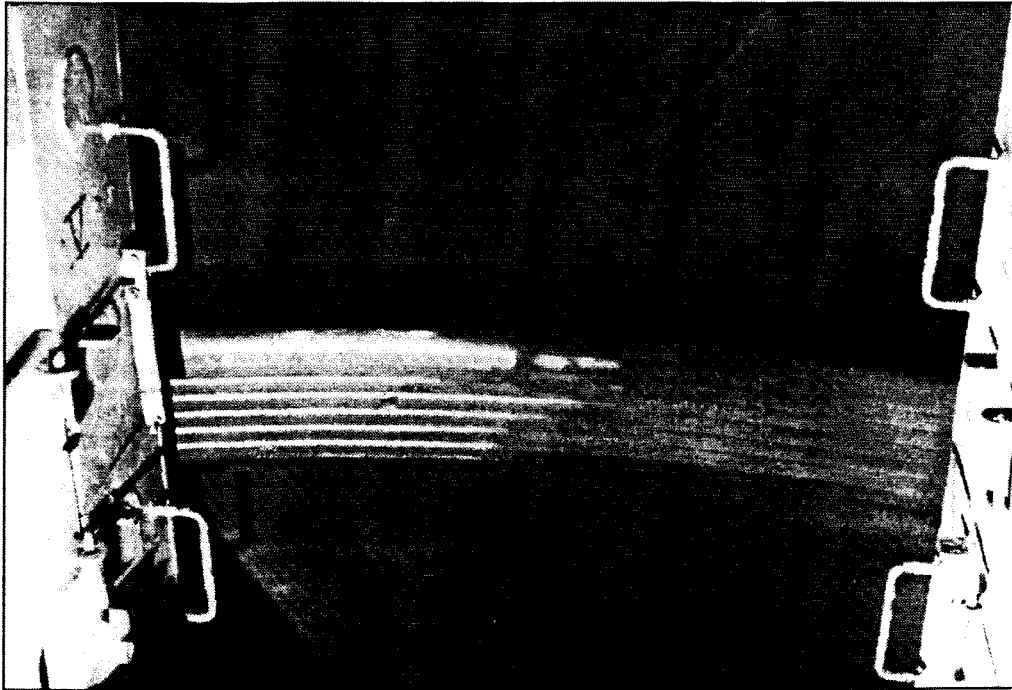


Bild 1.1: Abdrücke der Labyrinthdichtung des KB im RDB-Dichtring nach anomaler KB-Bewegung (KKW Greifswald, Block 2)

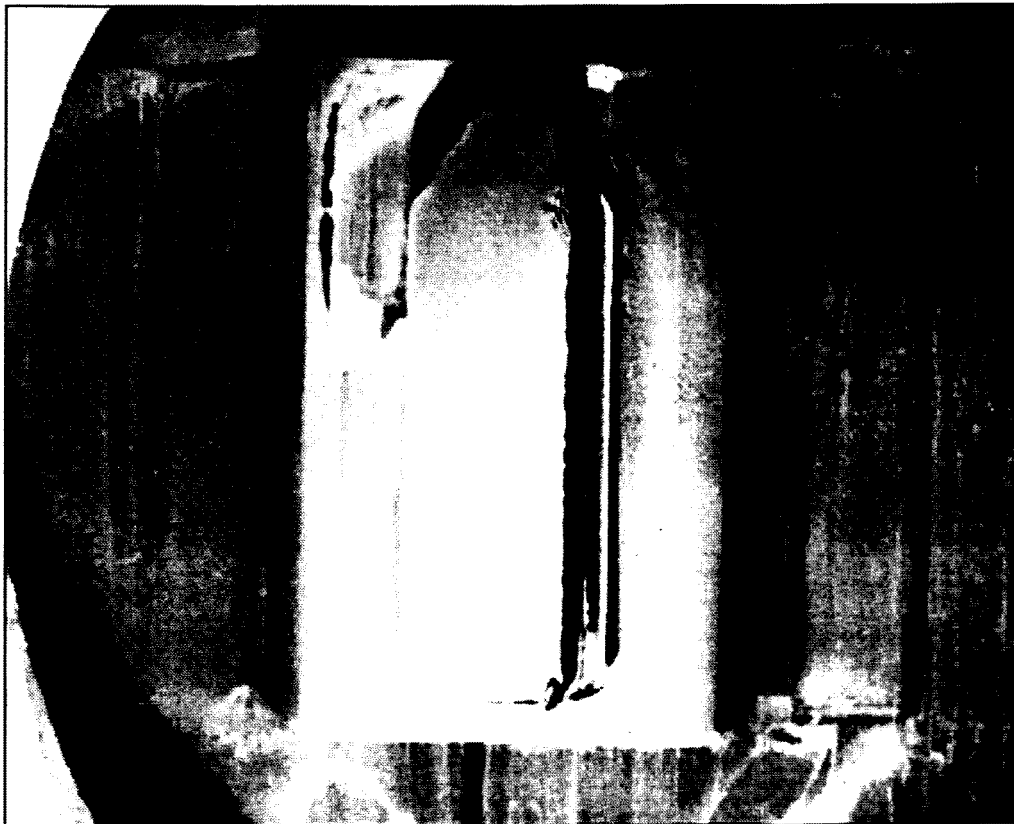


Bild 1.2: Einseitige Materialabtragung von ca. 18 mm an einem Führungskeil nach anomaler KB-Bewegung (KKW Greifswald, Block 2)

PREPROCESSING

EINGABE ALLGEMEINER PROBLEMDATEN:

- **ELEMENT**
(Elementformen, Zahl und Art der Knoten und Knotenwerte)
- **PHYSIKALISCHE GRÖßEN**
(Materialwerte, Kräfte, Temperaturen, Geschwindigkeiten usw.)

EINGABE GEOMETRISCHER DATEN:

- **KOORDINATEN DER KNOTENPUNKTE**
- **ZUORDNUNG DER KNOTEN ZU DEN ELEMENTEN**

EINGABE DER DURCH RANDBEDINGUNGEN FESTGELEGTEN KNOTENWERTE

KONTROLLE UND AUSWERTUNG VON KNOTENDATEN

SOLUTION

BERECHNUNG DER ELEMENTMATRIZEN UND DER ELEMENTVEKTOREN DER RECHTEN SEITE

AUFBAU DER SYSTEMMATRIX UND DES VEKTORS DER RECHTEN SEITE

MODIFIKATION DER SYSTEMGLEICHUNG

LÖSUNG DES LINEAREN GLEICHUNGSSYSTEMS

POSTPROCESSING

AUSGABE DES LÖSUNGSVEKTORS UND DARAUS ERMITTELTEN GRÖßEN

Bild 2.1: Vorgehensweise bei der FE-Modellierung

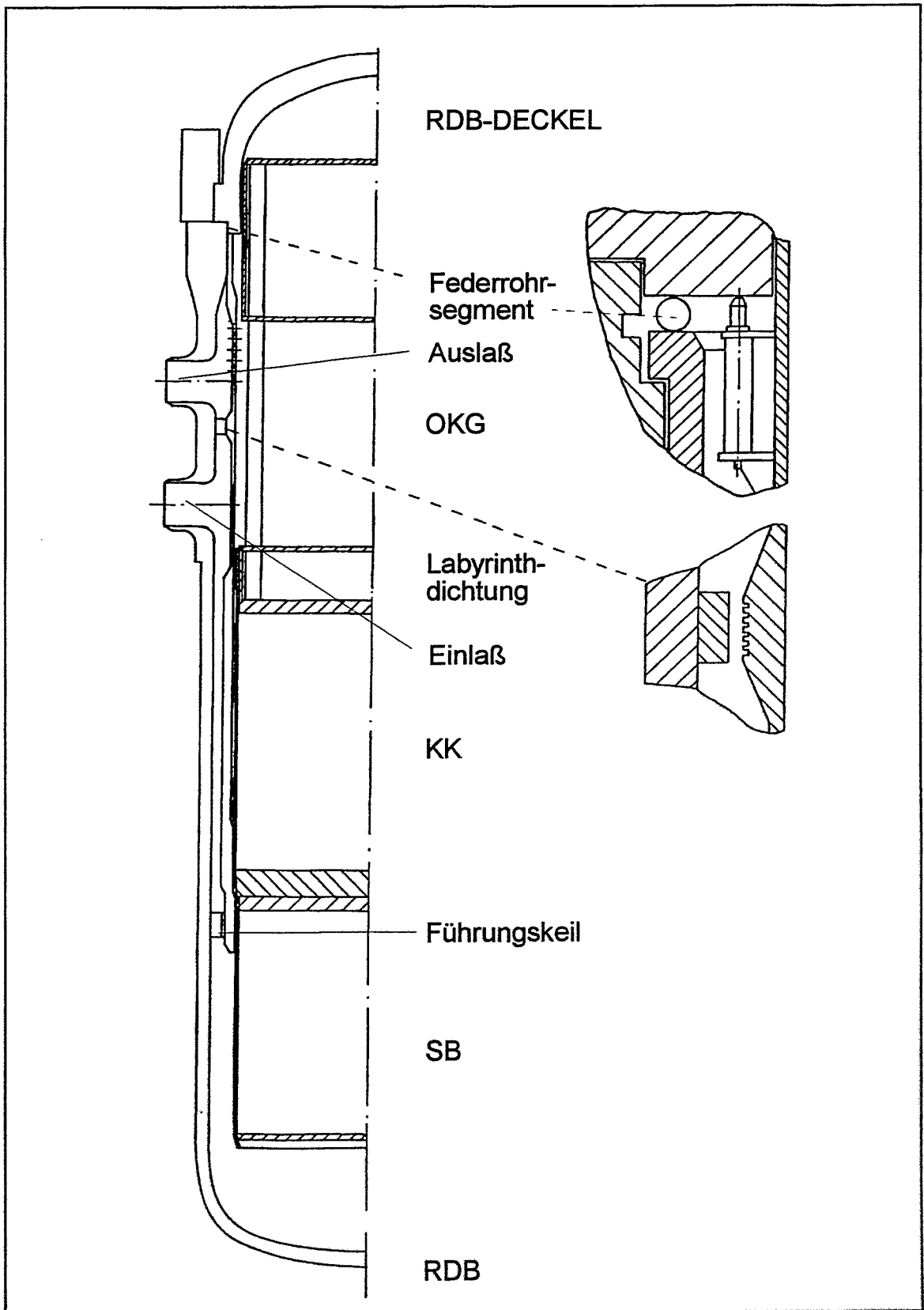


Bild 3.1: RDB mit Einbauten

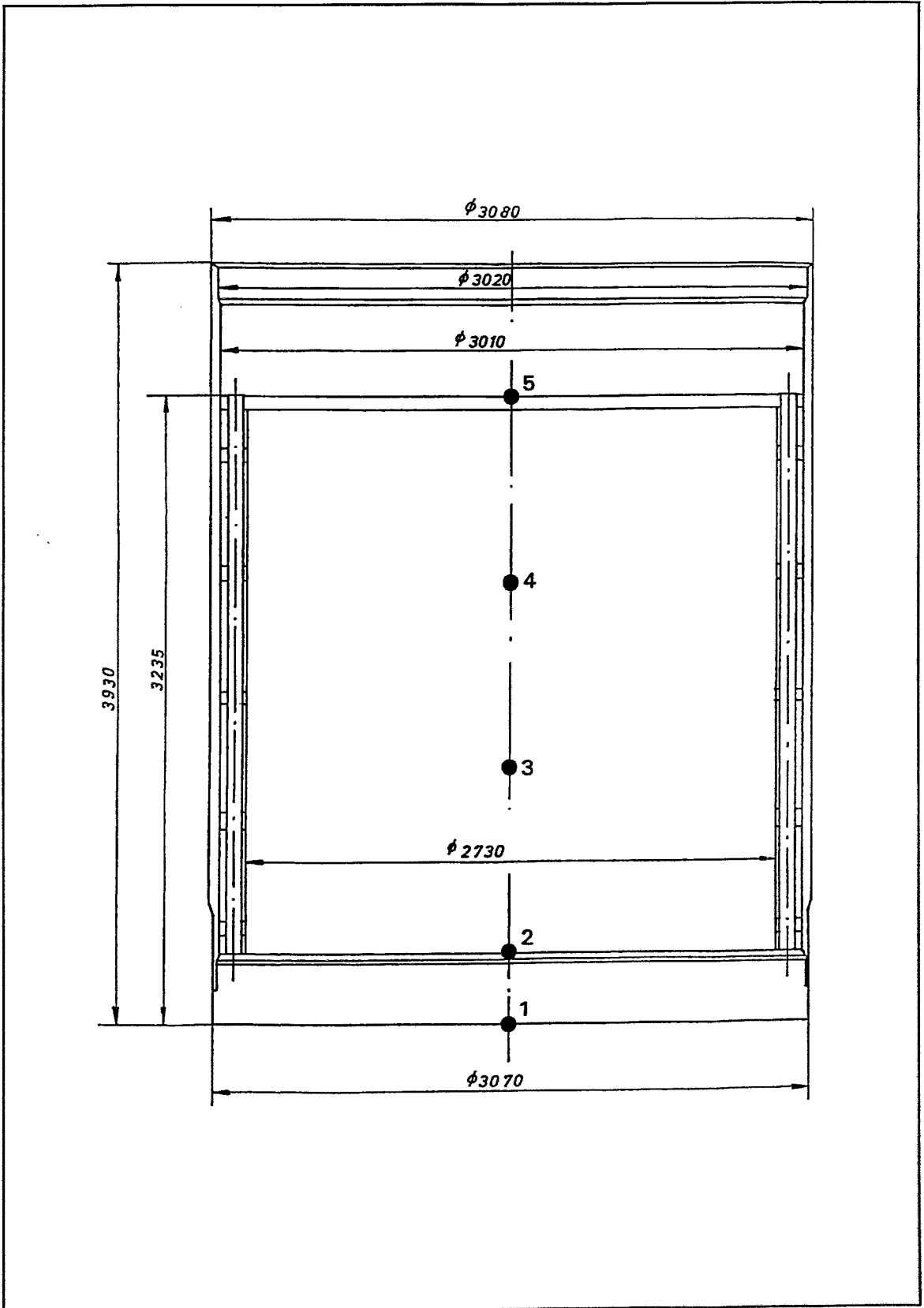


Bild 3.2: Knotenzuordnung im Bereich Kassettenkorb

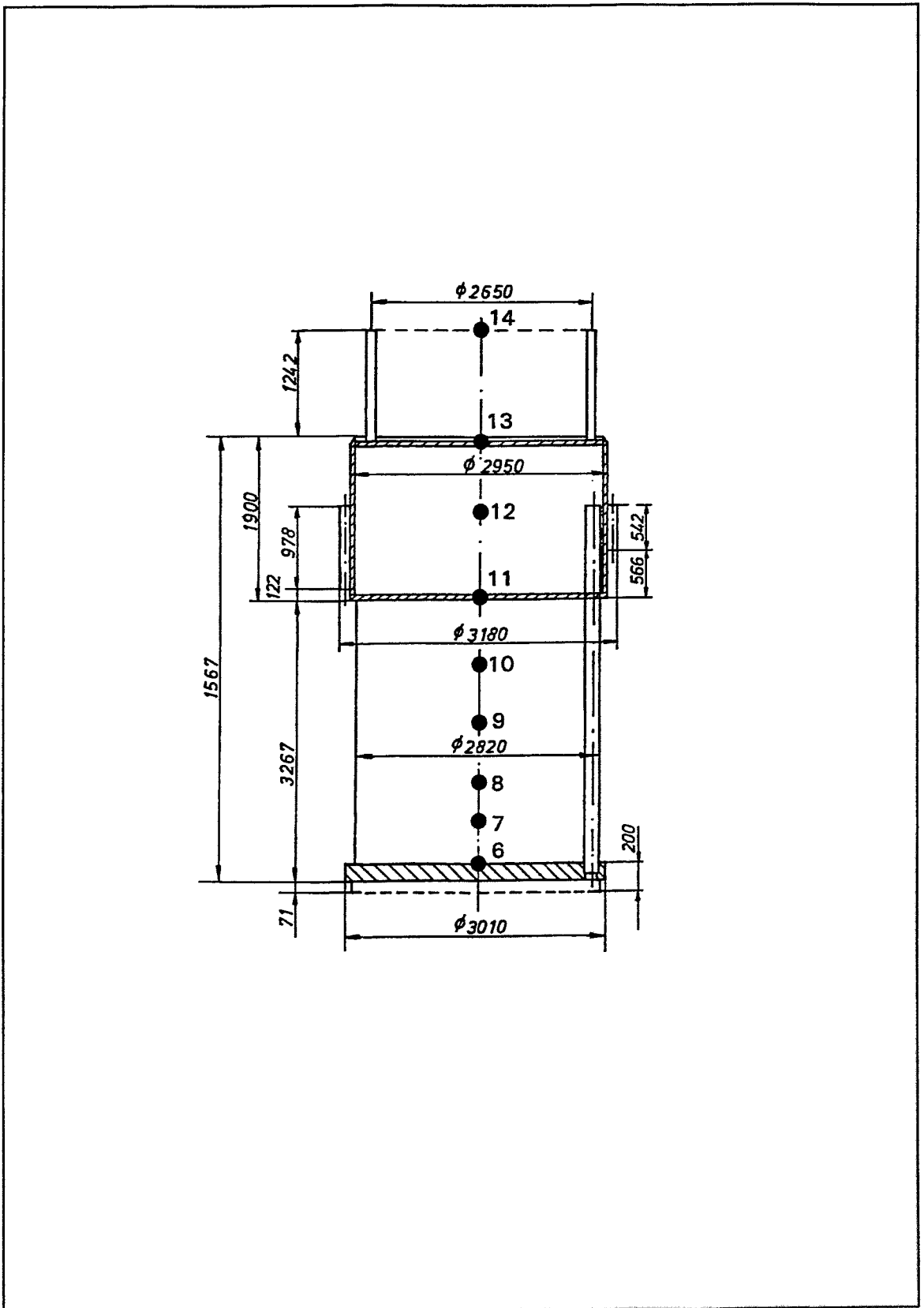


Bild 3.3: Knotenzuordnung im Bereich Oberes Kerngerüst

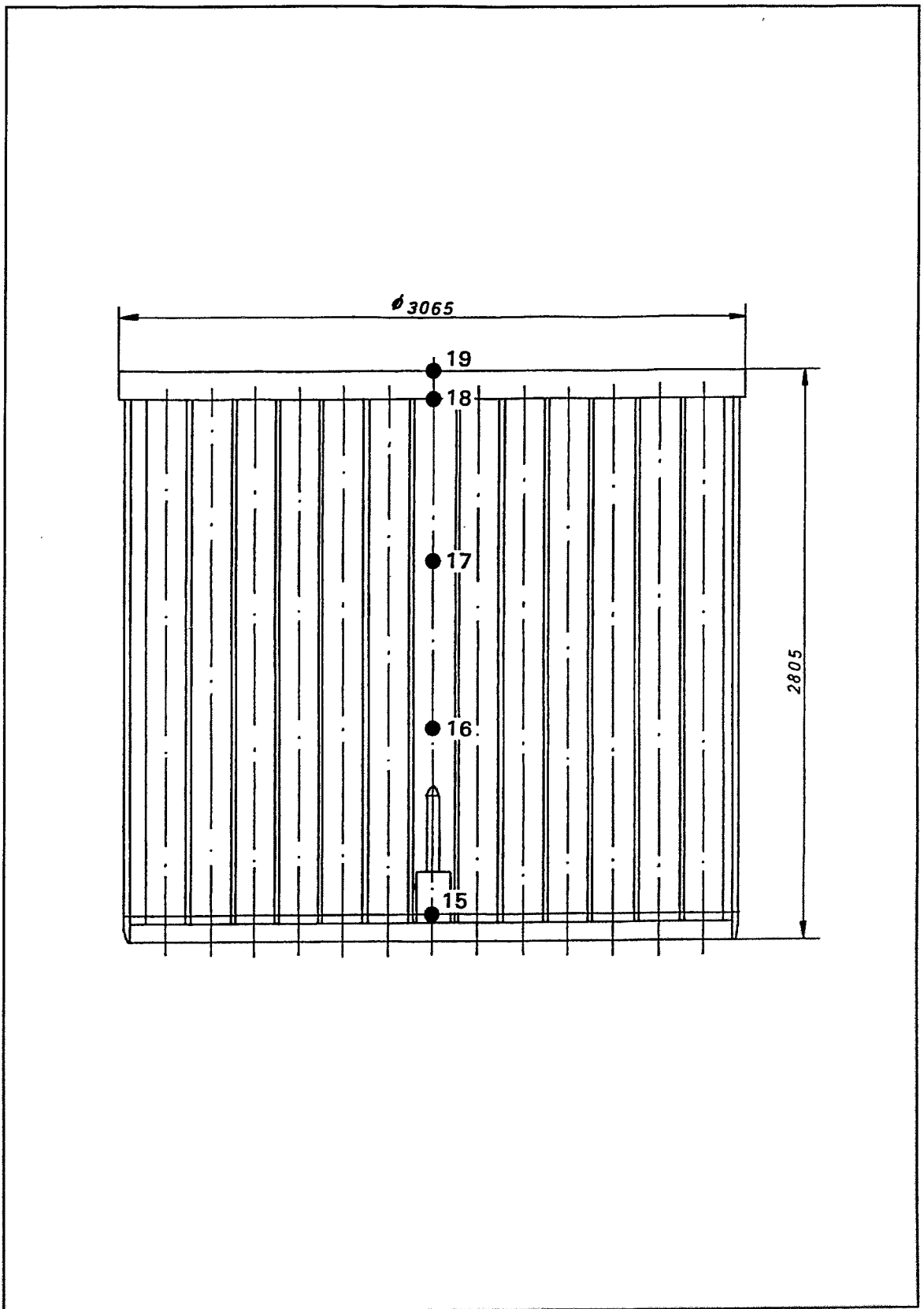


Bild 3.4: Knotenzuordnung im Bereich Schachtboden

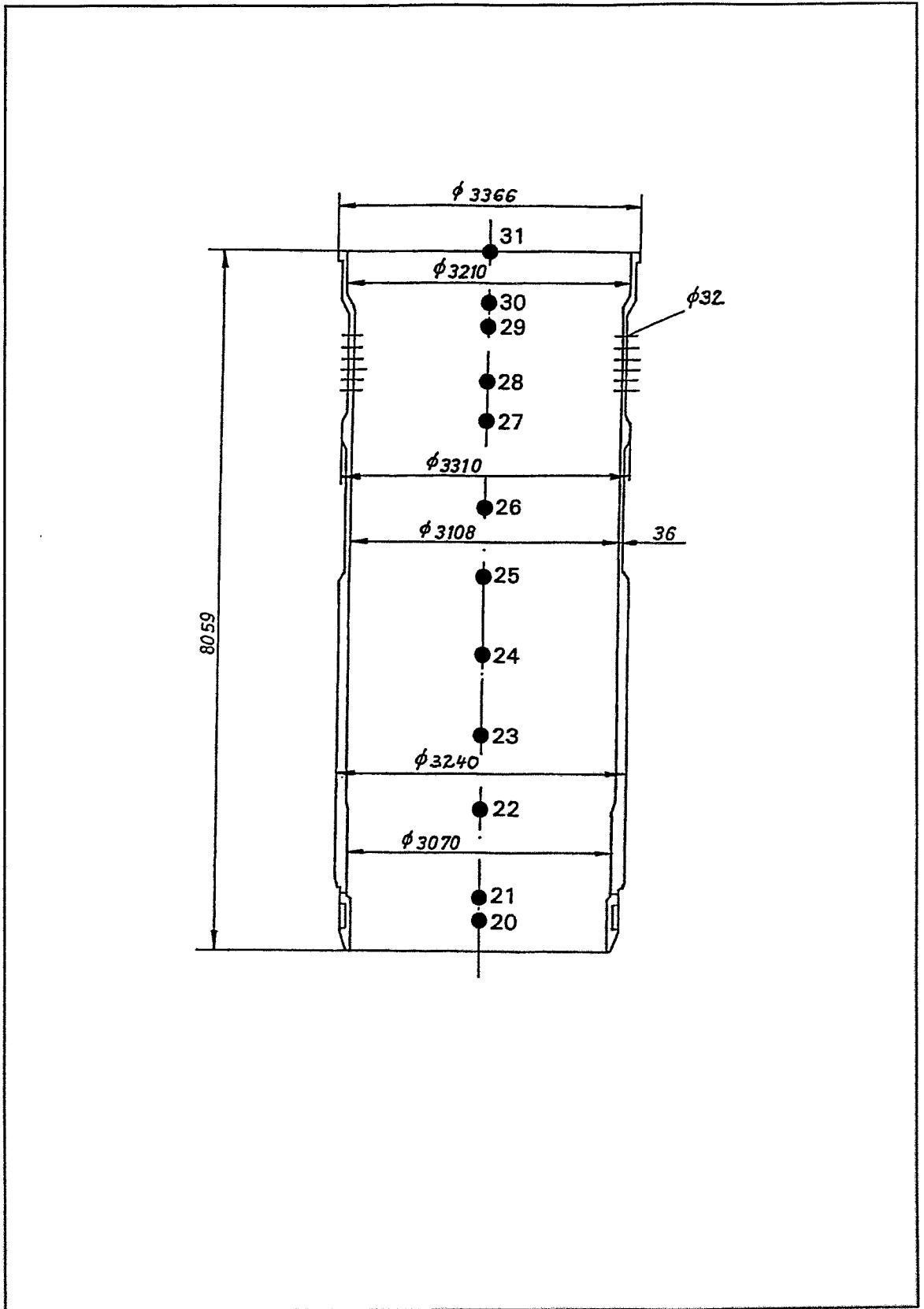


Bild 3.5: Knotenzuordnung im Bereich Kernbehälter

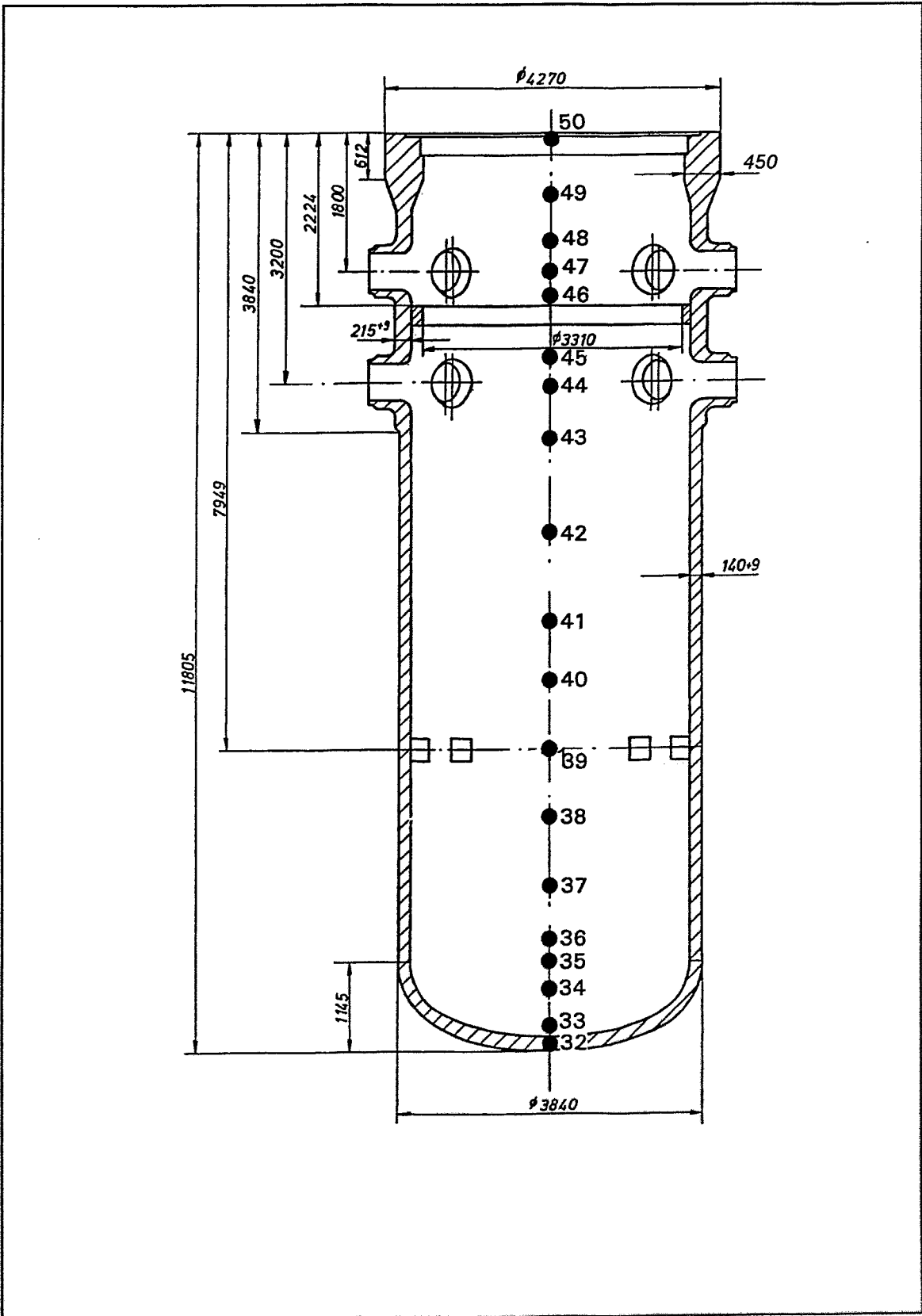


Bild 3.6: Knotenzuordnung im Bereich Reaktor-druckbehälter

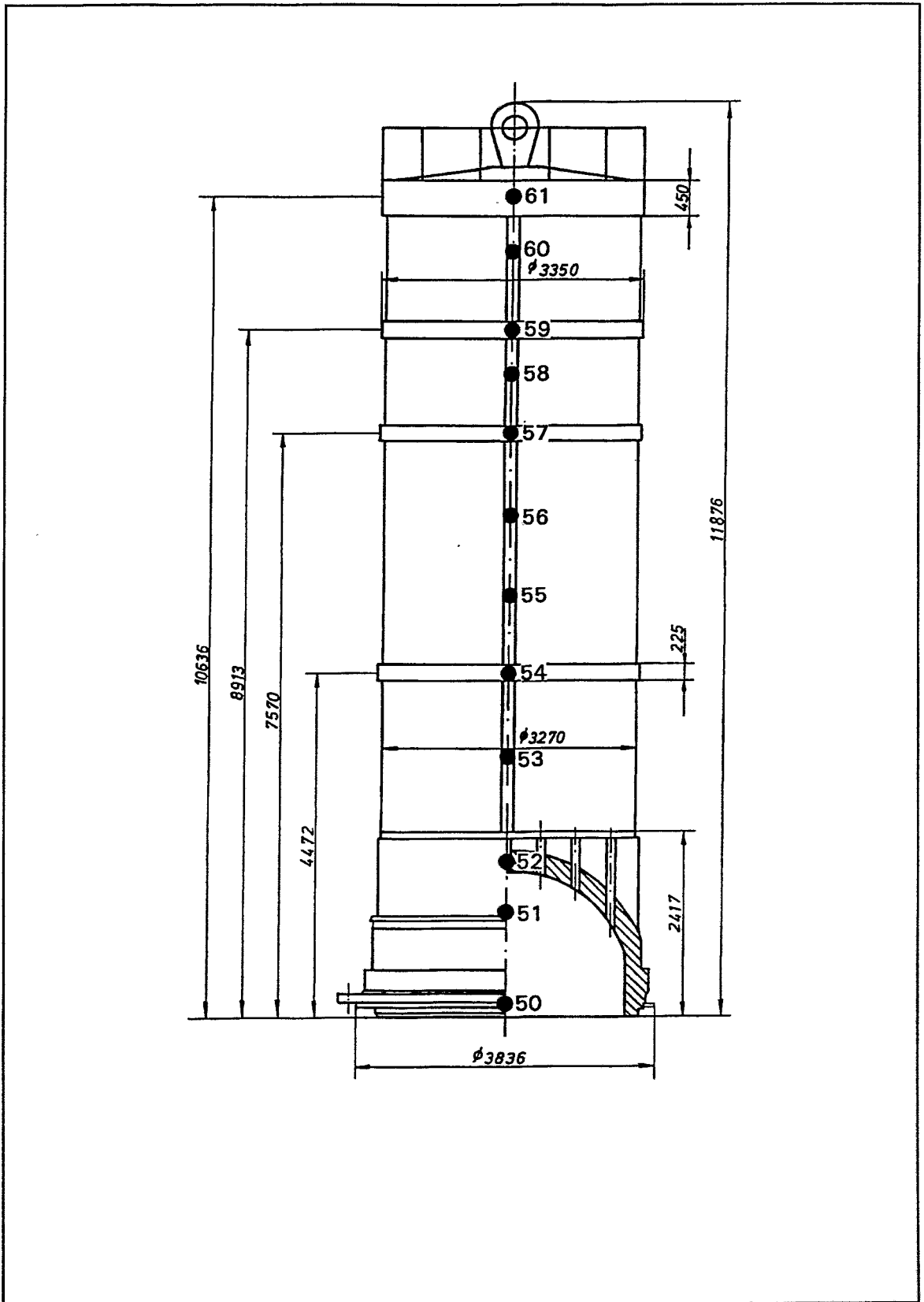


Bild 3.7: Knotenzuordnung im Bereich Rahmen für SUS-Standrohre

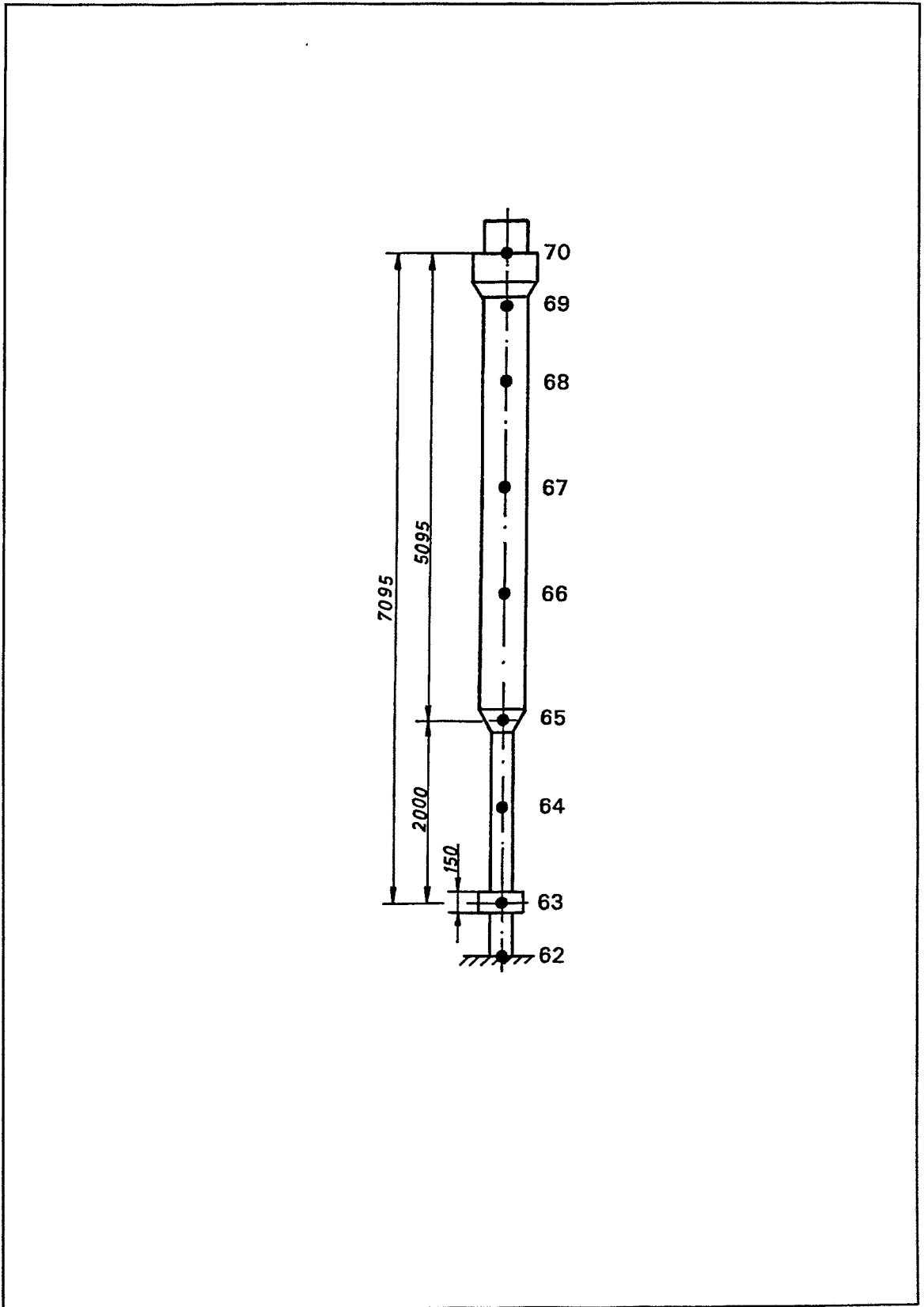


Bild 3.8: Knotenzuordnung im Bereich der SUS-Standrohre

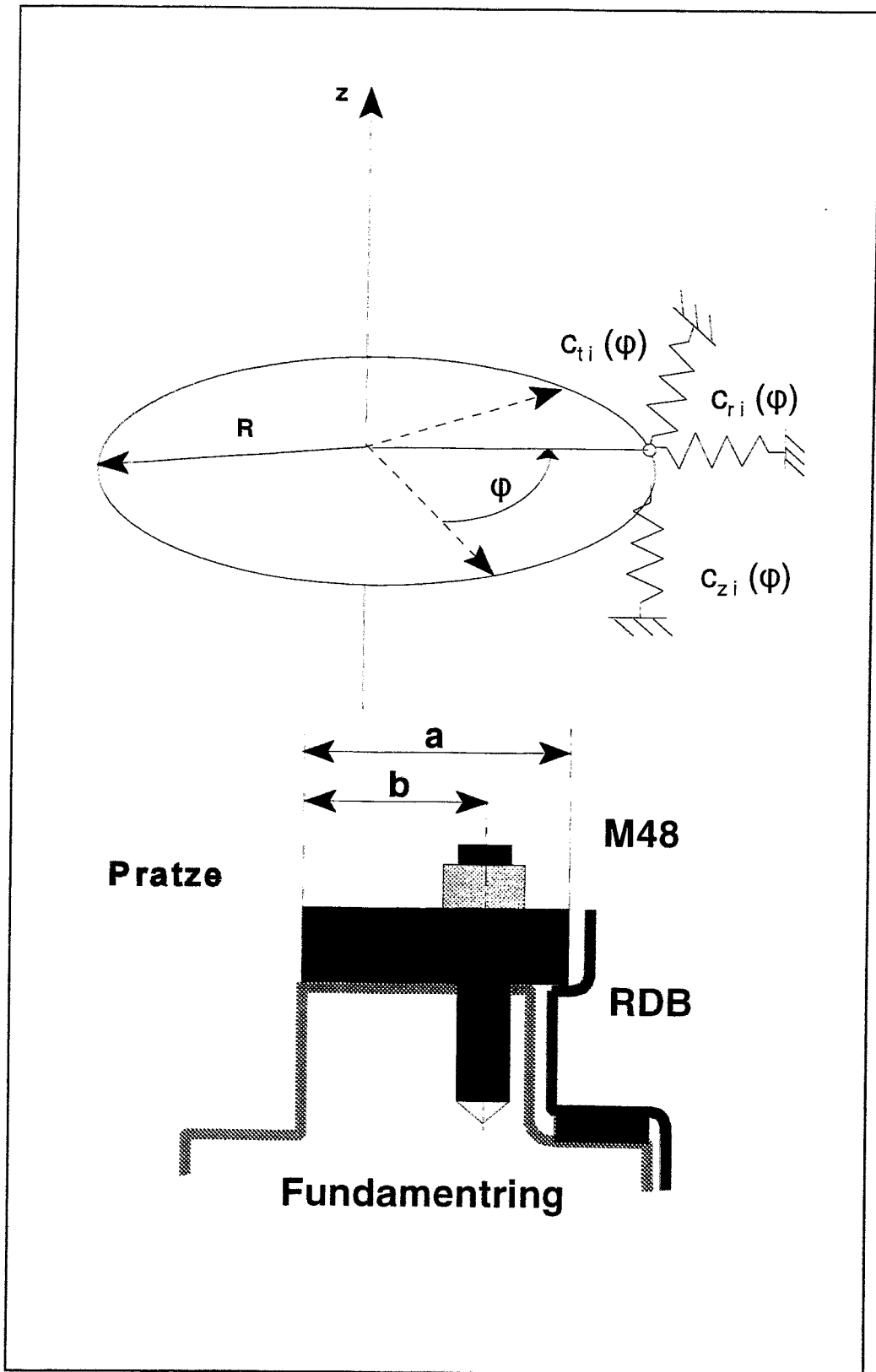


Bild 3.9: Oben: Modell für die Steifigkeitsmatrix der RDB - Rinauflage
 Unten: Schema einer Spannpratzenverbindung

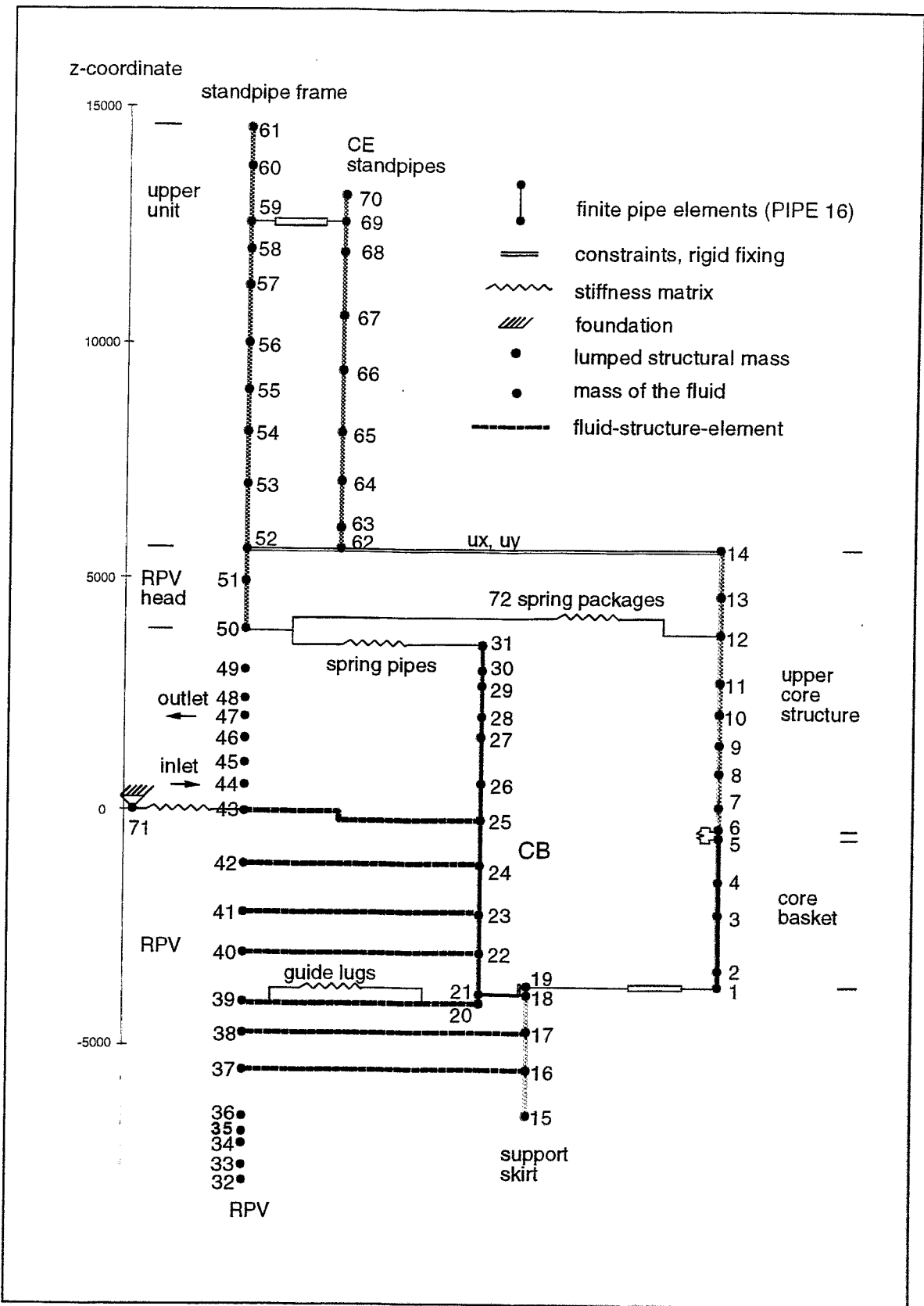


Bild 3.10: Topologie des FE-Modells für RDB mit Ein- und Aufbauten

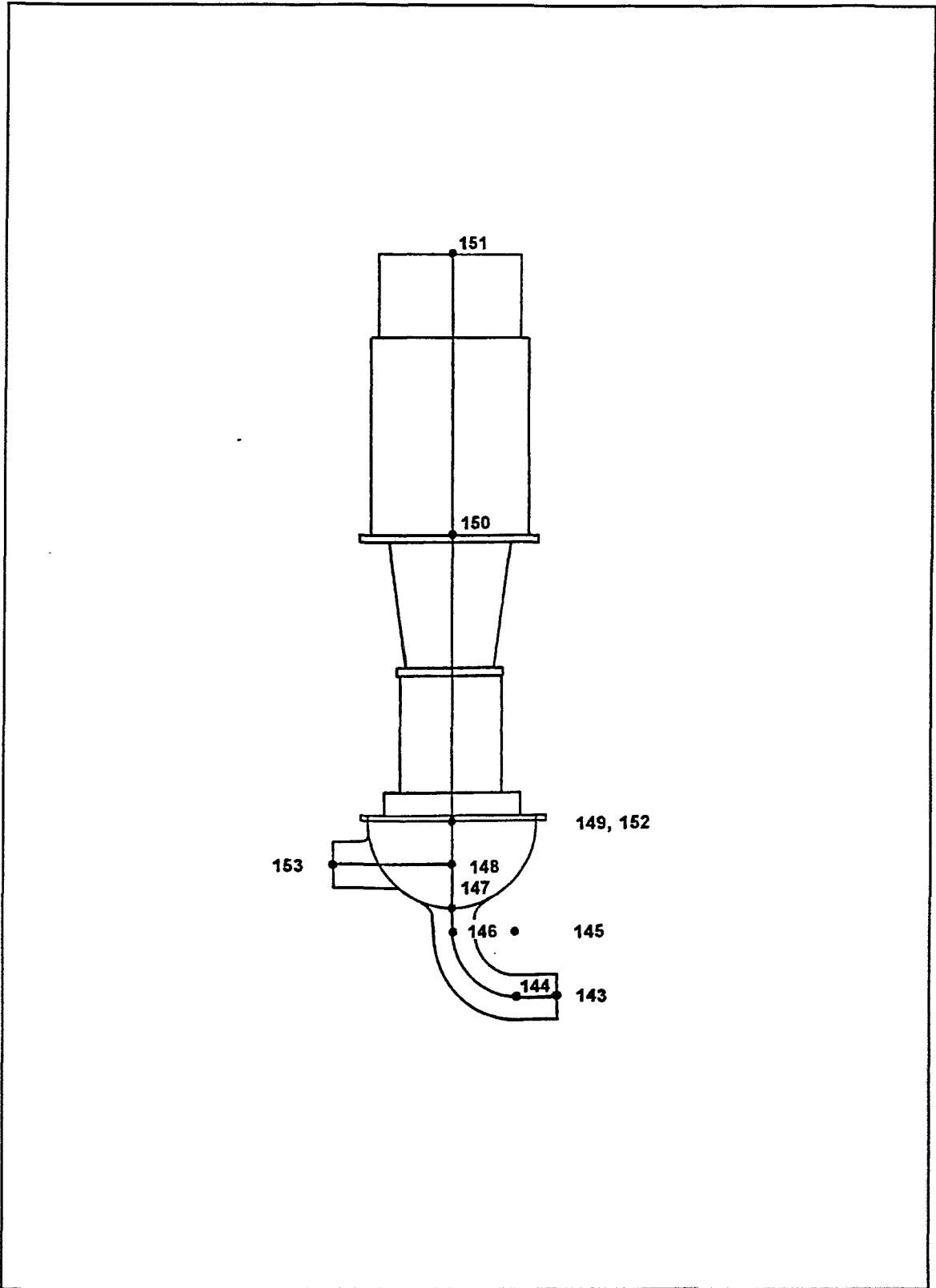


Bild 3.11: Knotenzuordnung im Bereich der Hauptumwälzpumpe

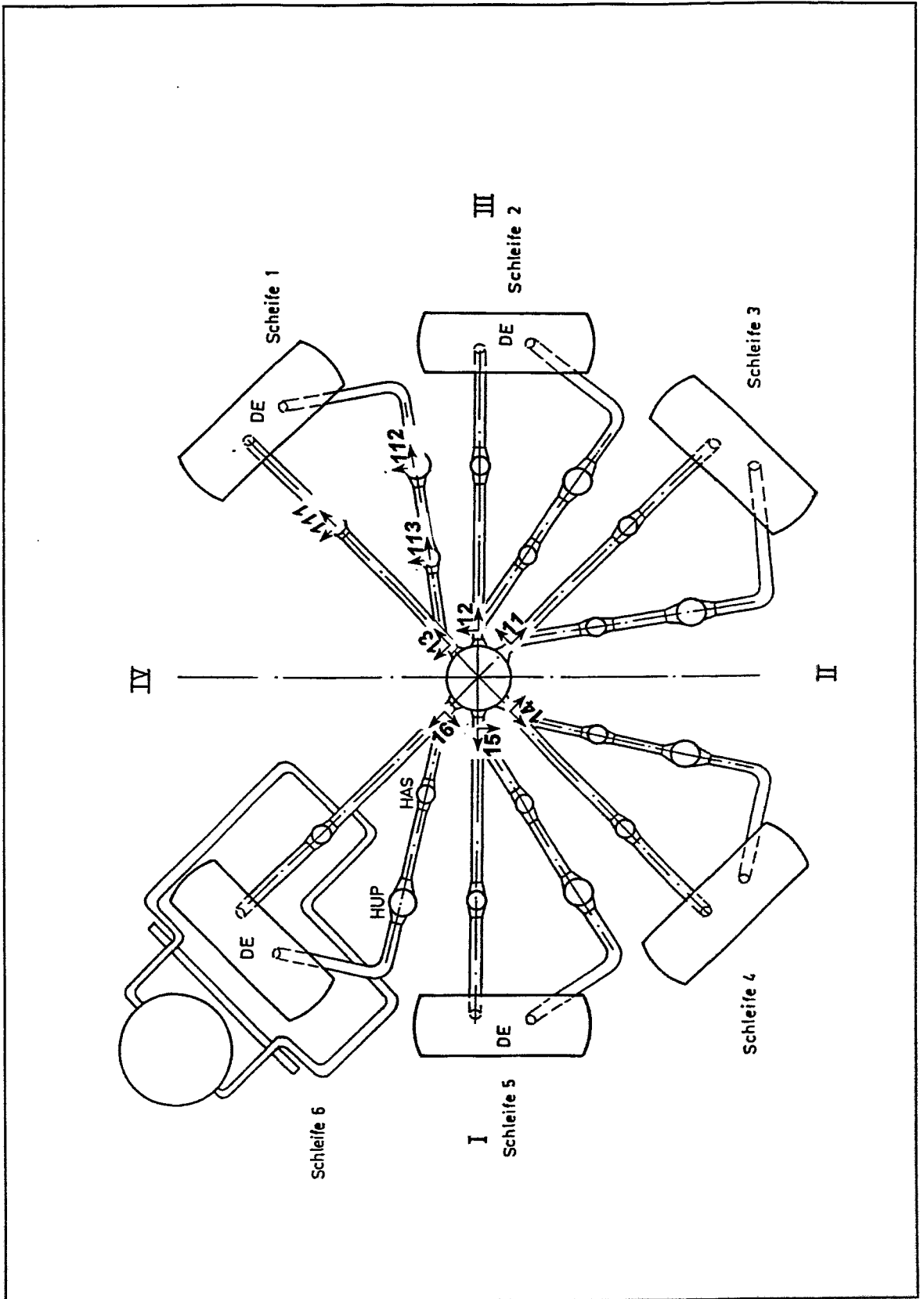


Bild 3.12: Lokale Koordinatensysteme im Primärkreislauf

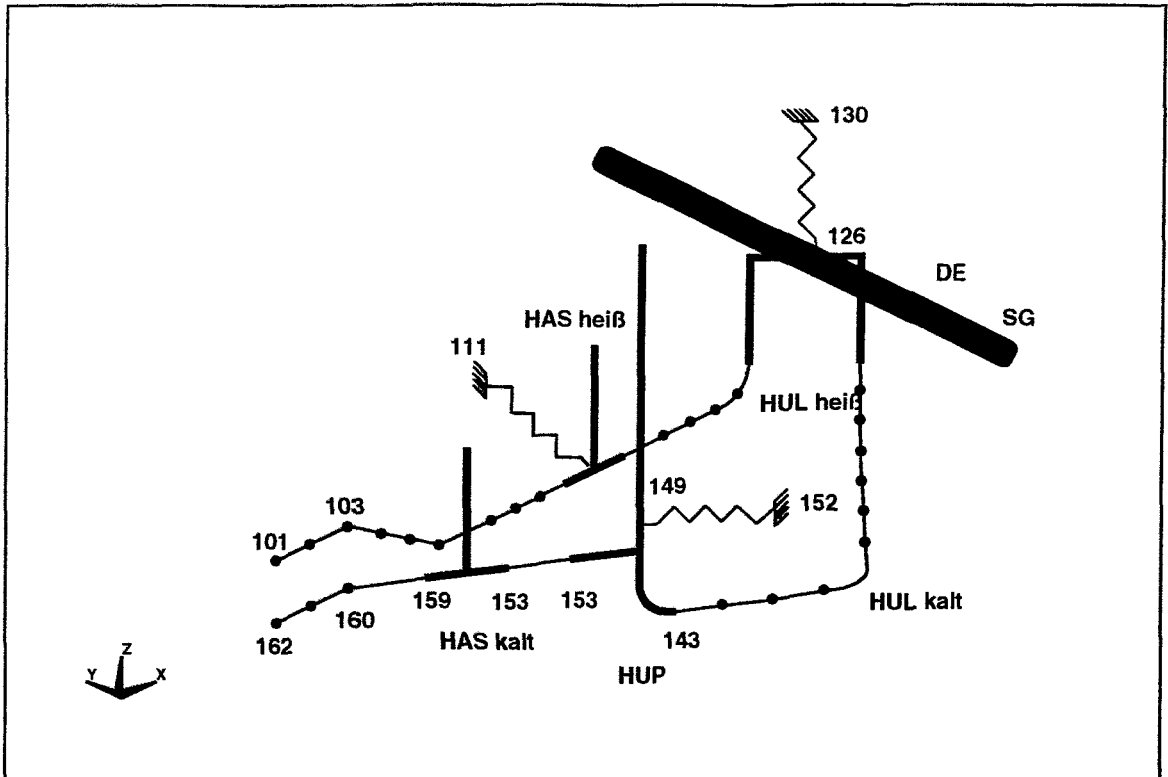


Bild 3.13: Topologie des FE-Modells für eine Kühlschleife

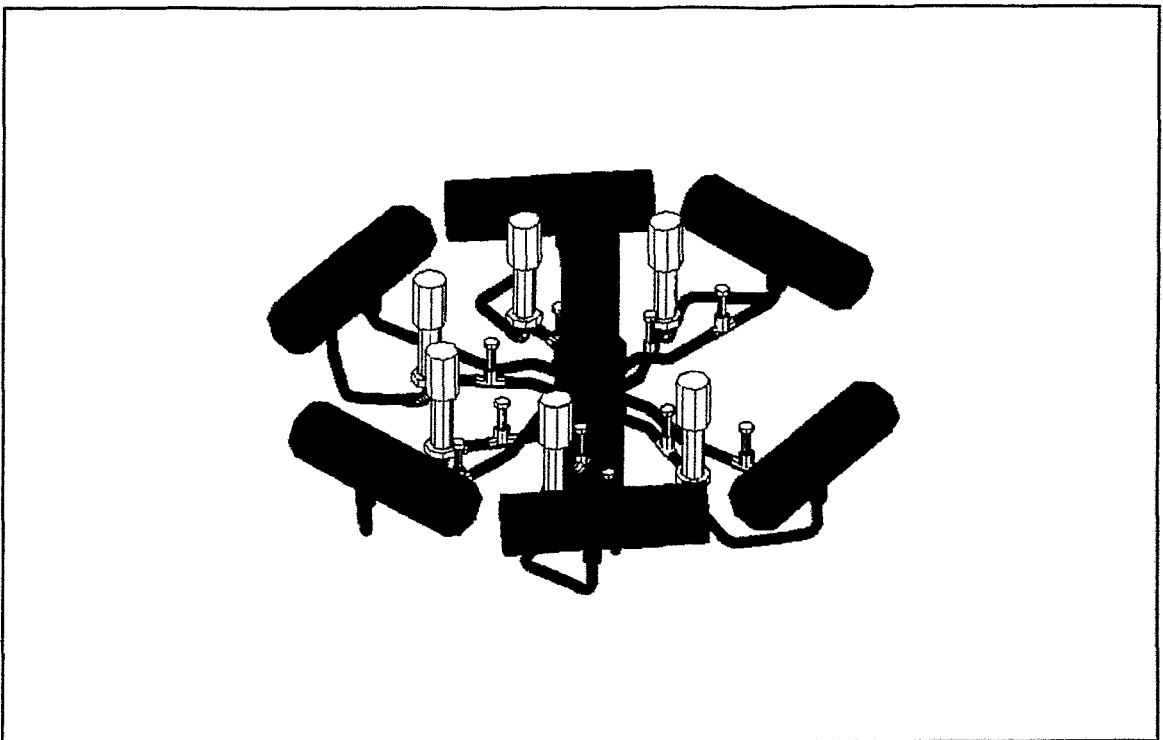


Bild 3.14: Elementplot des Primärkreislaufmodells

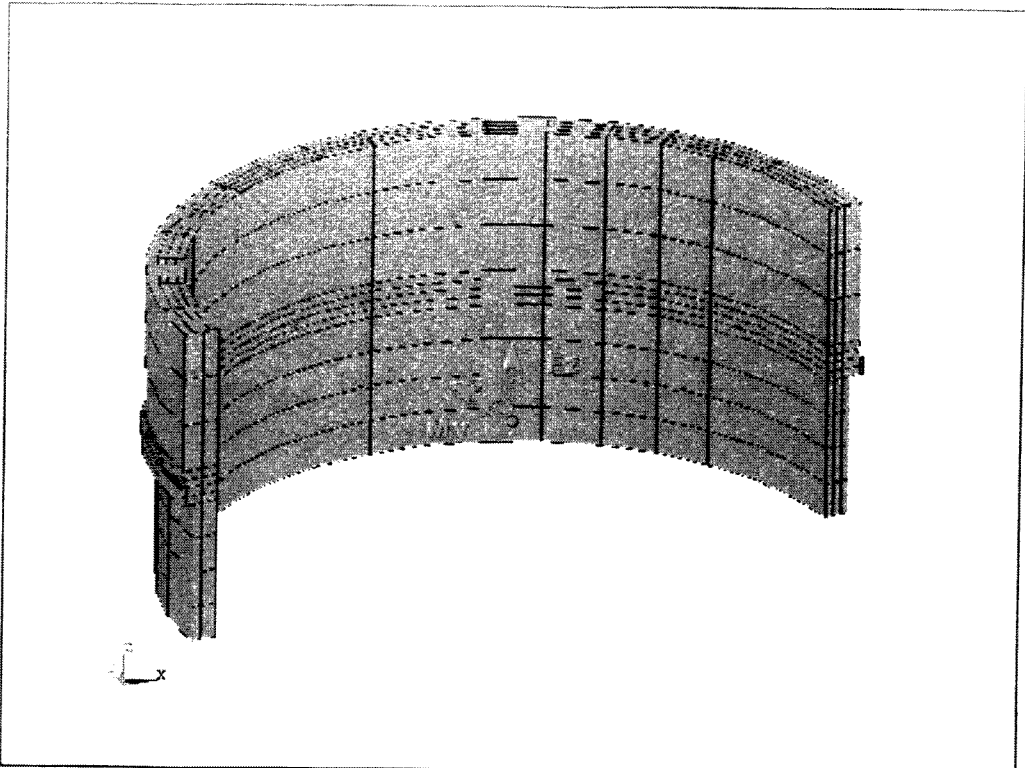


Bild 3.15: Modellierung des RDB im Bereich der Ringauflage mit Volumenelementen (SOLID73); Lasteintrag an Mittelknoten

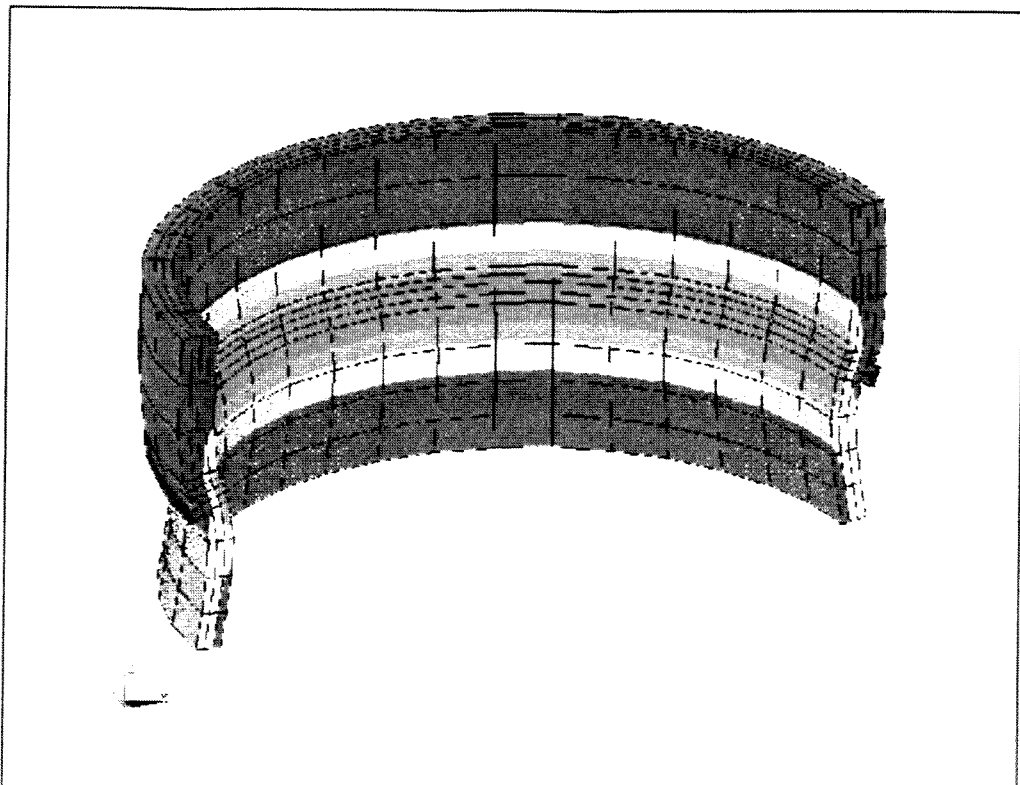


Bild 3.16: Vertikale Verformung (u_z) des RDB im Bereich der Ringauflage bei Kräfteinleitung in vertikaler Richtung

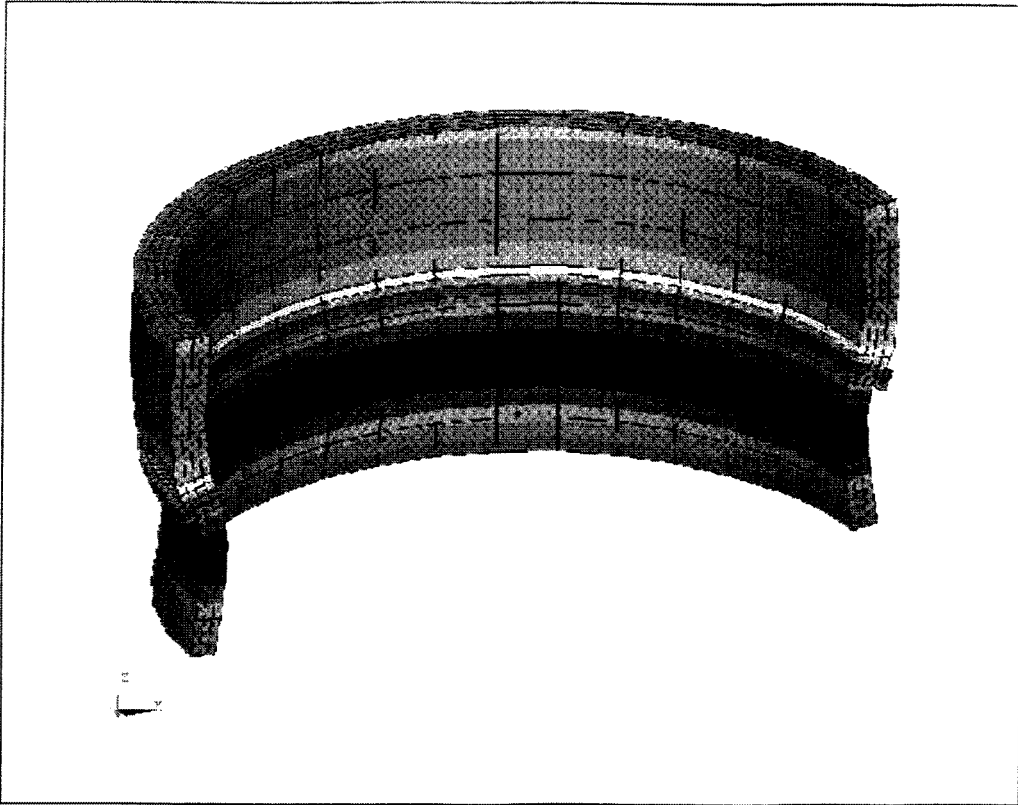


Bild 3.17: Radiale Verformung (u_r) des RDB im Bereich der Ringauflage bei Kraffteinleitung in vertikaler Richtung

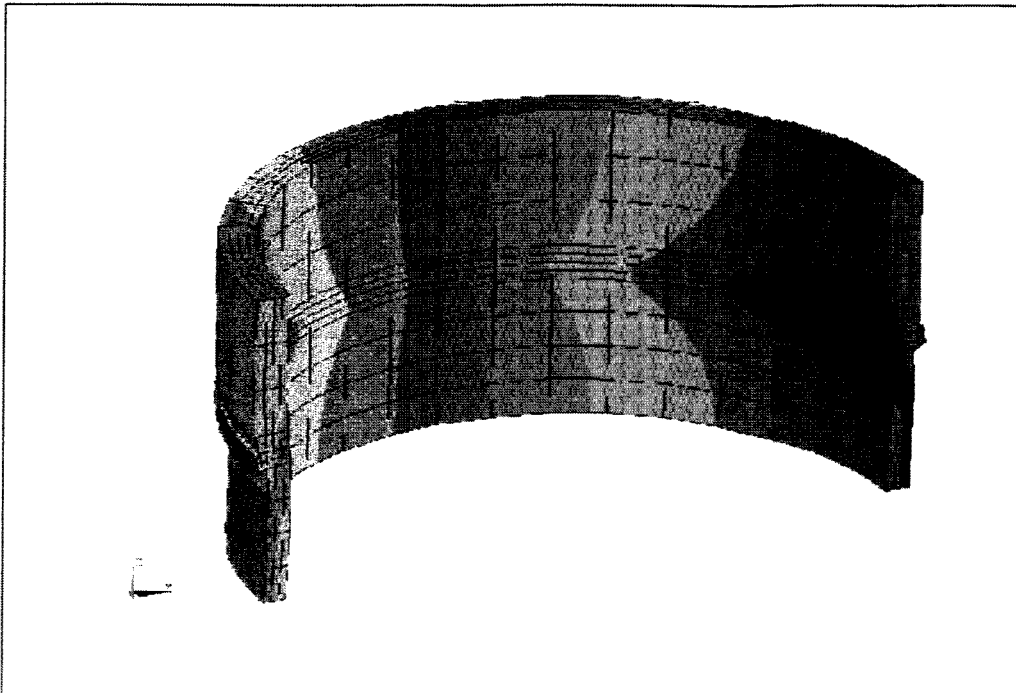


Bild 3.18: Vertikale Verformung (u_z) des RDB im Bereich der Ringauflage bei Einleitung eines Drehmomentes (m_y)

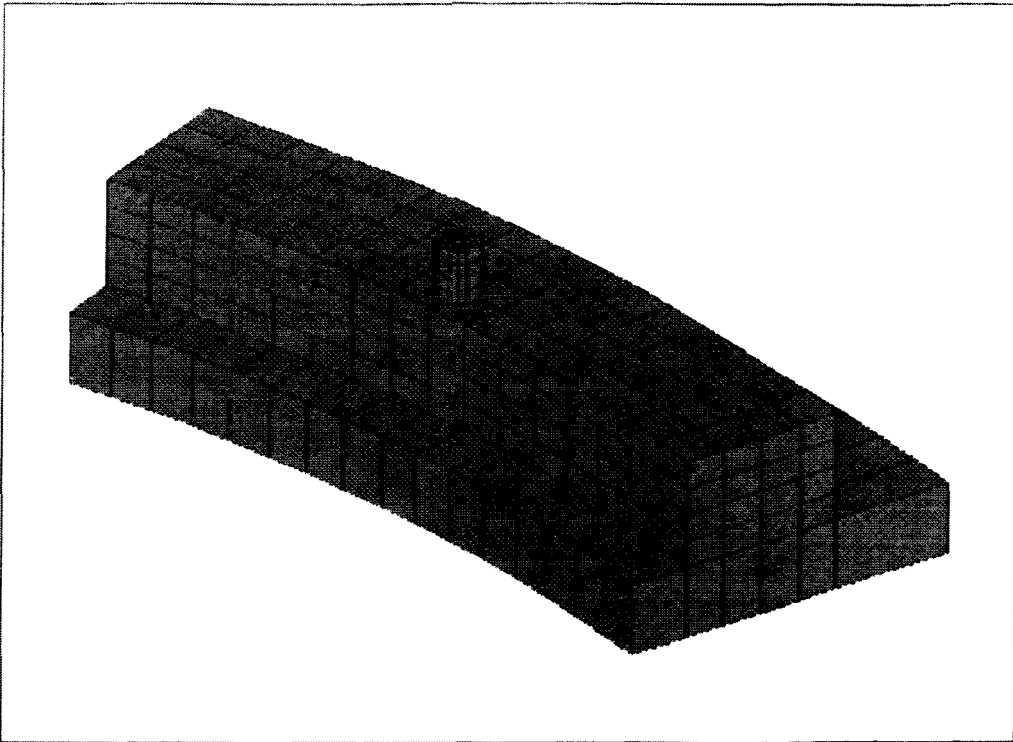


Bild 3.19: Modellierung eines Fundamentringsektors mit einer Spannschraube mit Volumenelementen (SOLID73)

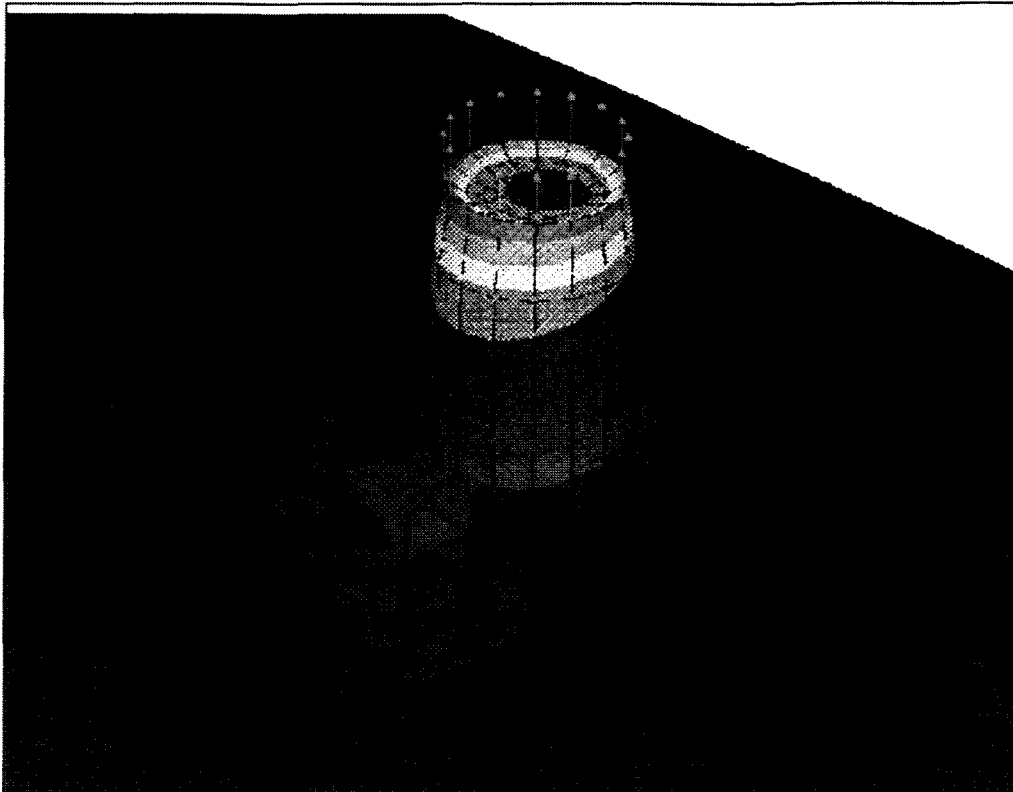


Bild 3.20: Vertikale Verformung des Fundamentringes im Bereich Spannpratzenschraube bei vertikaler Belastung

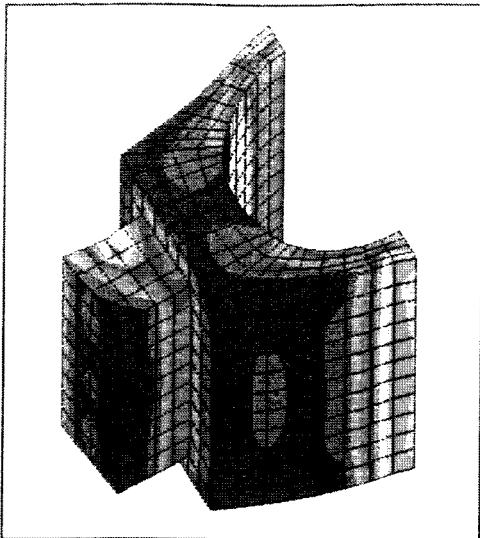


Bild 3.21: FE-Modell eines Führungskeils mit 3D-Elementen (SOLID73). Vergleichspannung bei aufgeprägter Verschiebung an der Zunge.

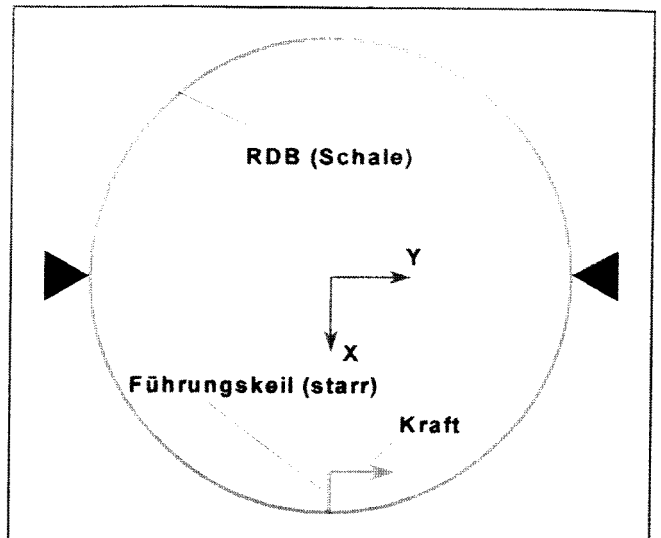


Bild 3.22: Modell zur Berücksichtigung der Schalenelastizität des RDB bei der Bestimmung der Steifigkeitsmatrix der Führungskeile.

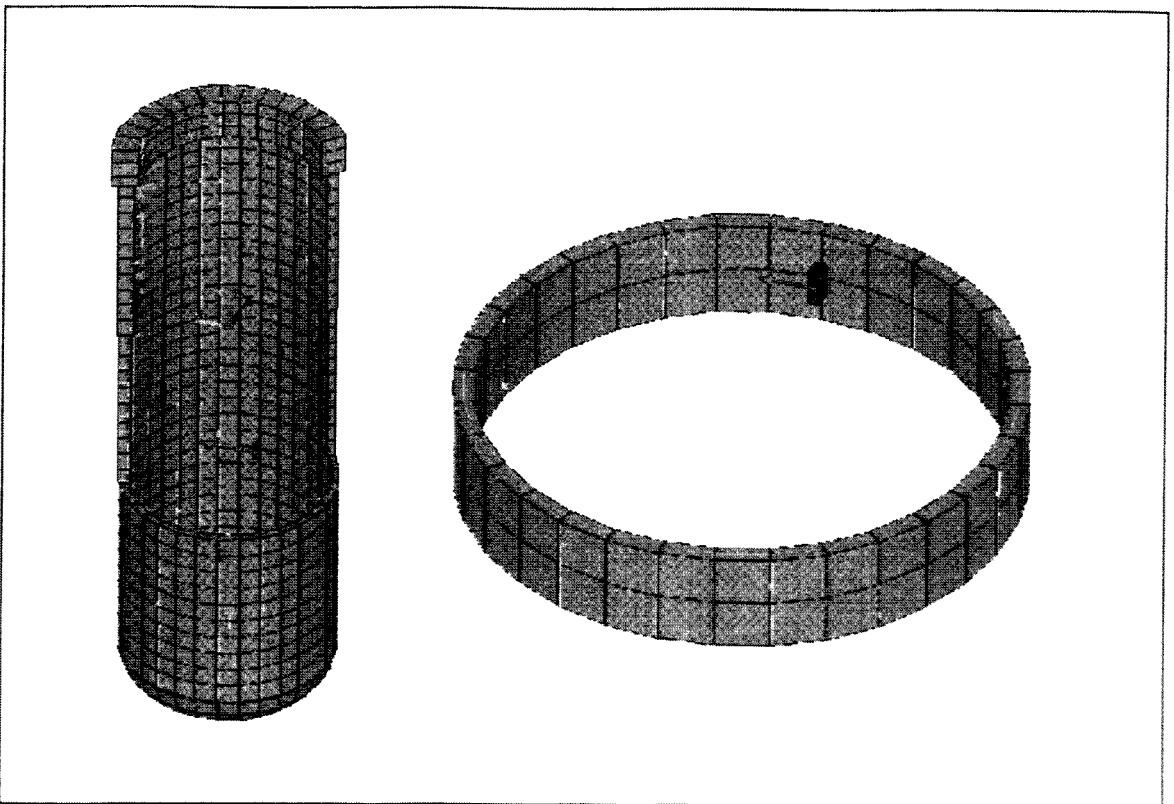


Bild 3.23: Modellierung des RDB mit Schalenelementen (SHELL63) sowie eines Führungskeiles mit einem starren Balkenelement

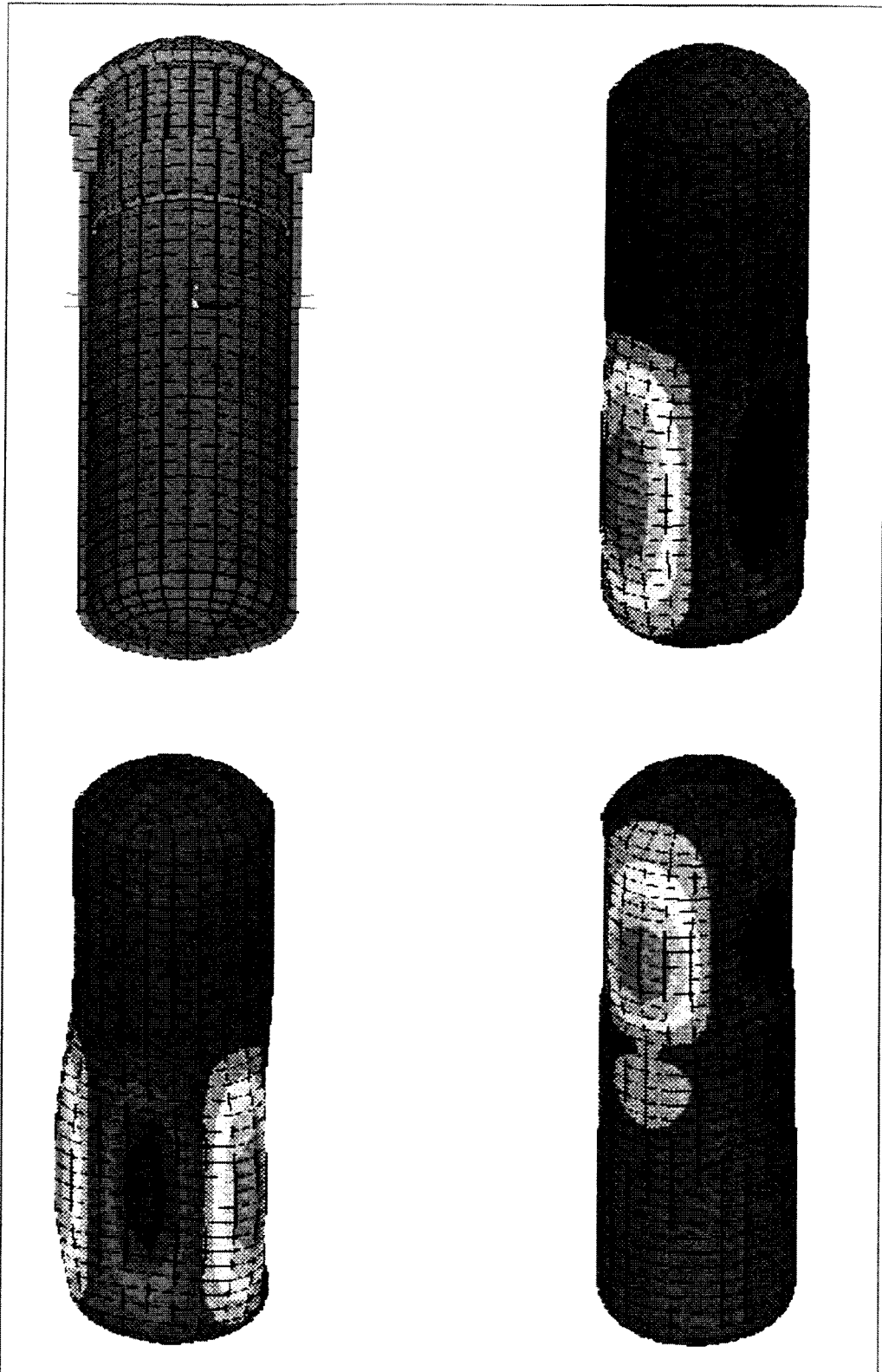


Bild 3.24: Modellierung des RDB als Schale
l.o. Elementplot r.o. Mode bei 68 Hz
l.u. Mode bei 96 Hz r.u. Mode bei 112 Hz

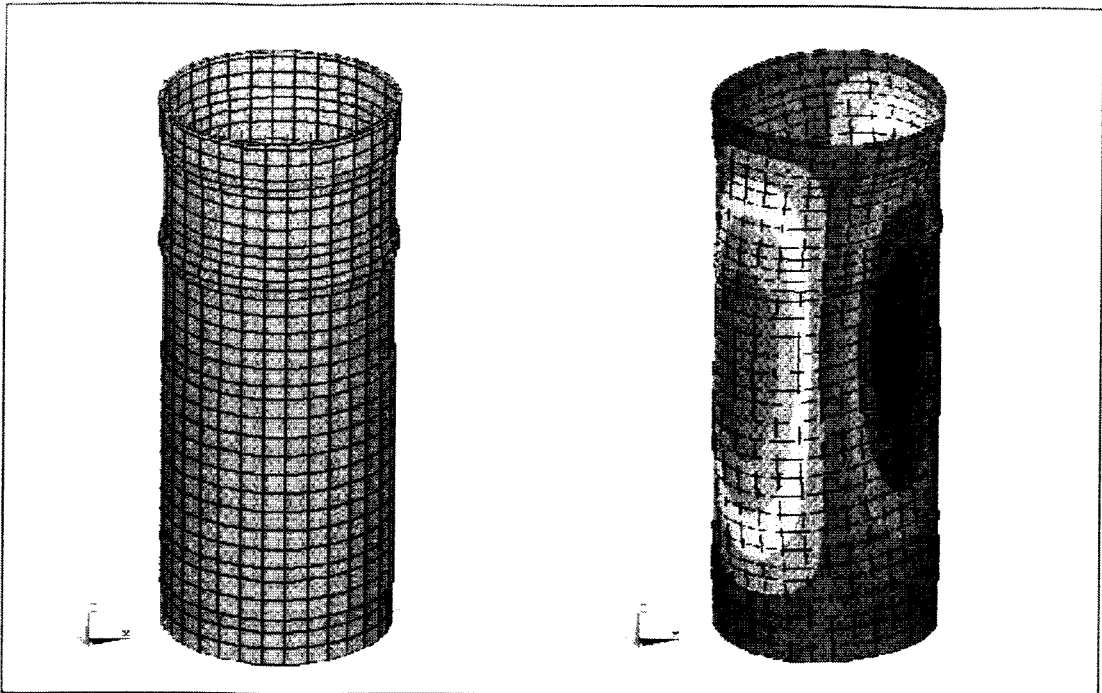


Bild 3.25: Links: Modellierung des KB mit Schalenelementen SHELL63 und Federelementen (COMBIN14)
 Rechts: Schalenschwingungsmode des KB bei 51Hz

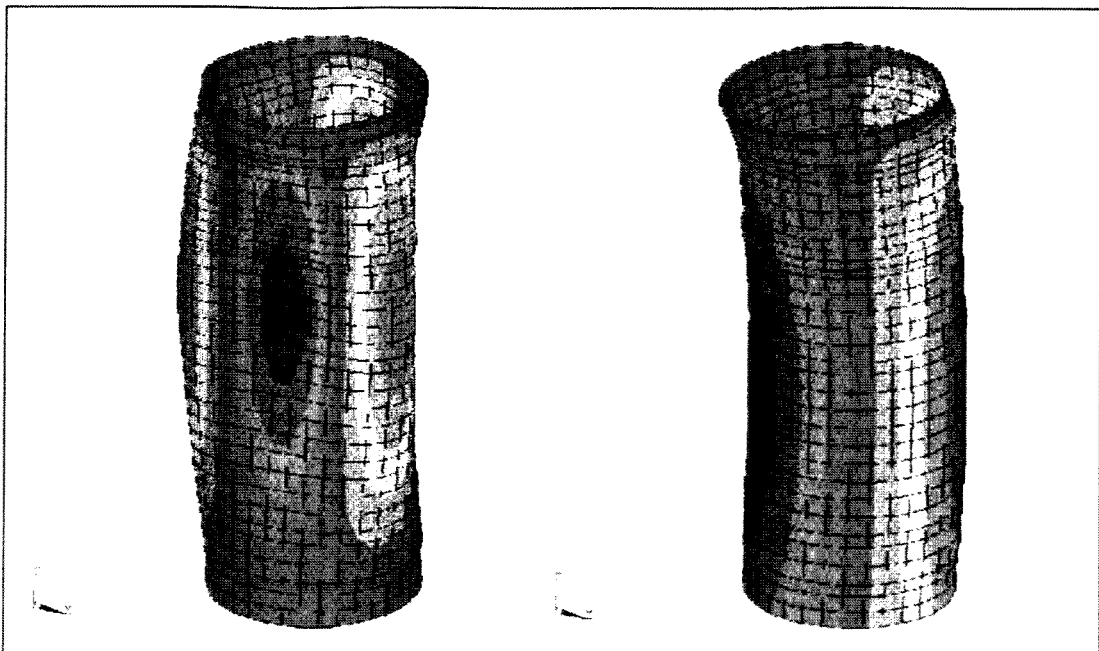


Bild 3.26: Links: Schalenschwingungsmode des leeren KB bei 53 Hz
 Rechts: Schwingungsmode des leeren KB bei 68 Hz

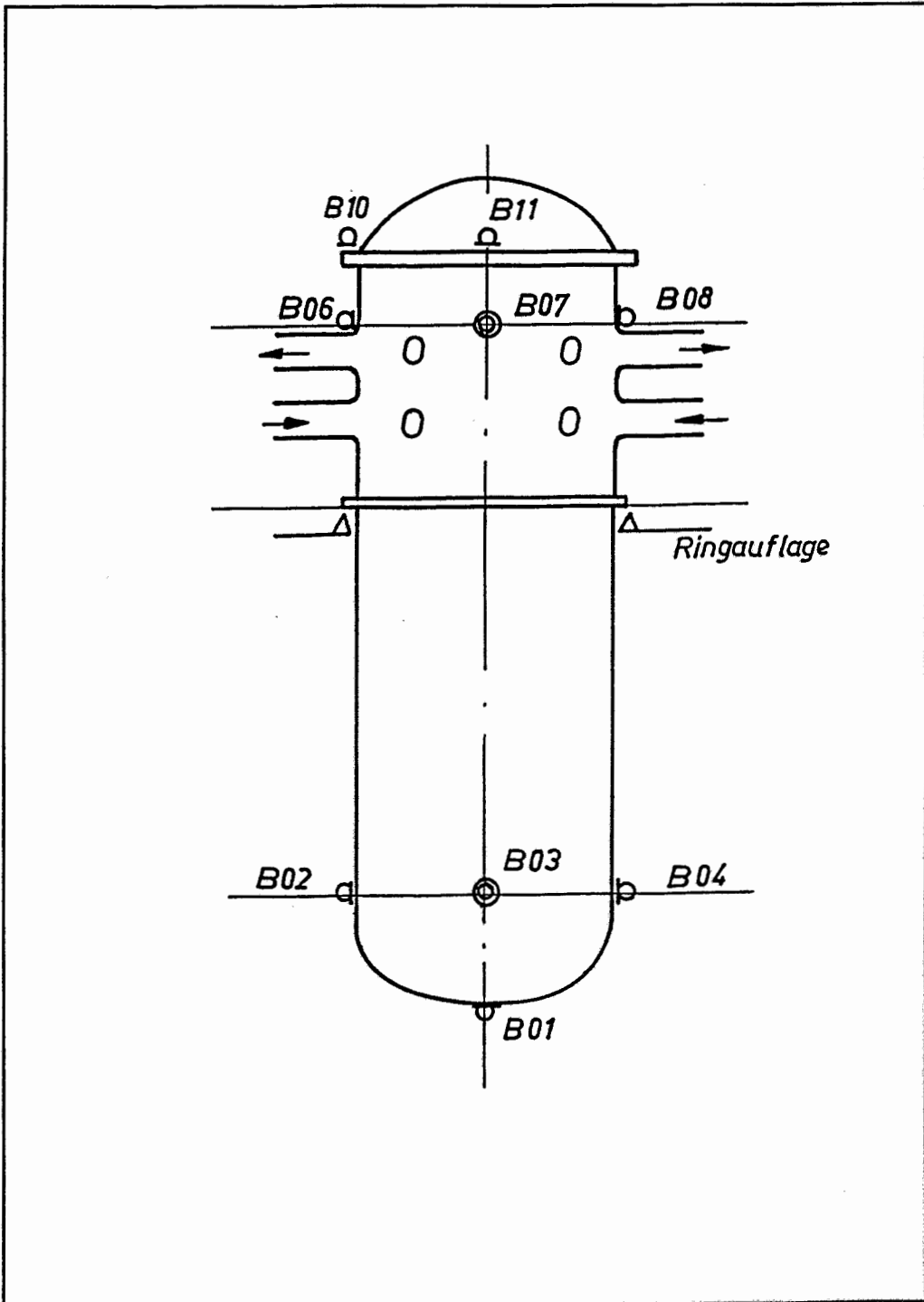


Bild 3.27: Beschleunigungsmeßstellen am RDB des Blockes 4 im KKW Greifswald (Inbetriebnahmemessungen).

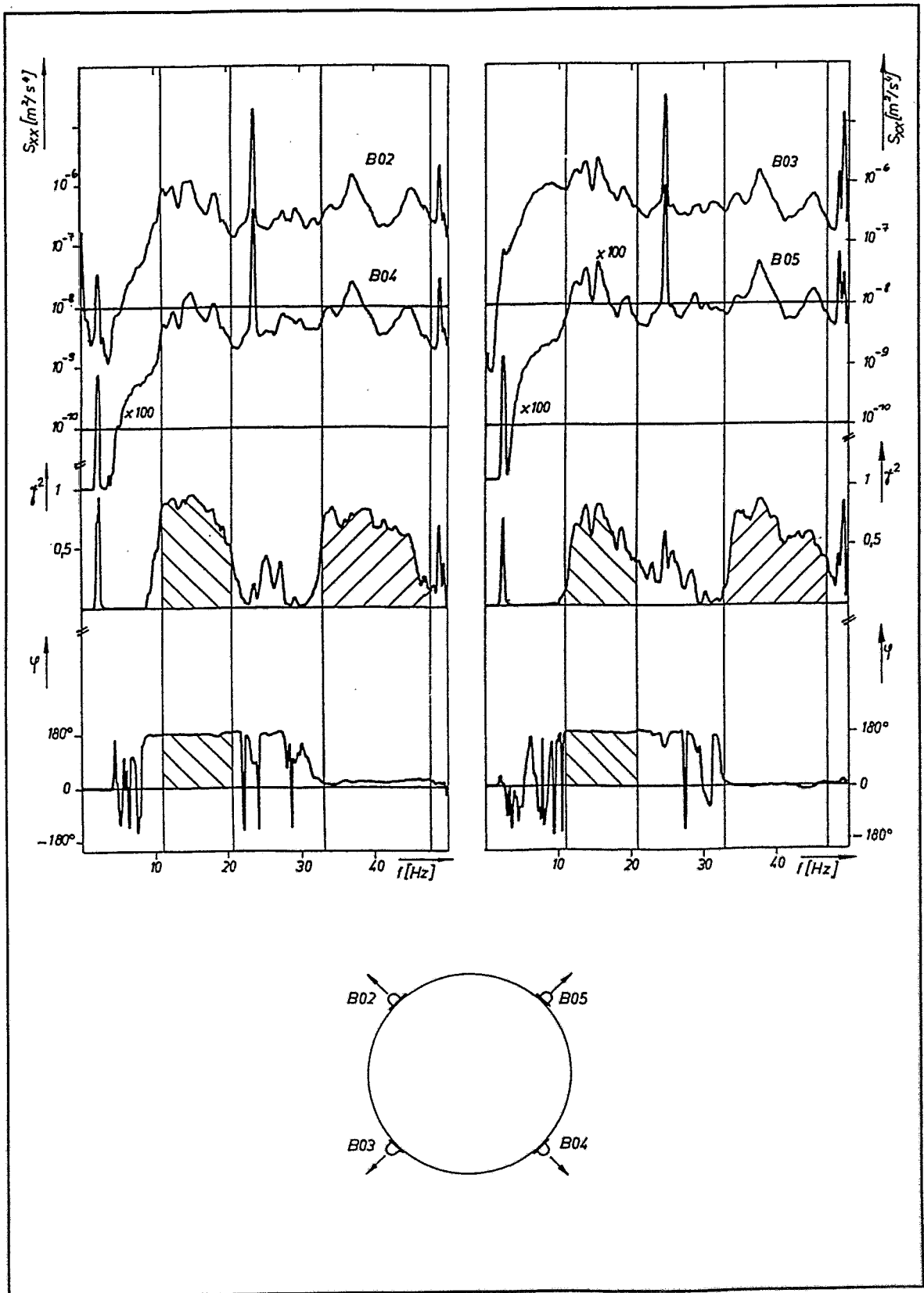


Bild 3.28: Autospektalleistungen, Kohärenzen und Phasen der Beschleunigungssignale in der unteren RDB-Ebene. Inbetriebnahme Block 4 KKW Greifswald.

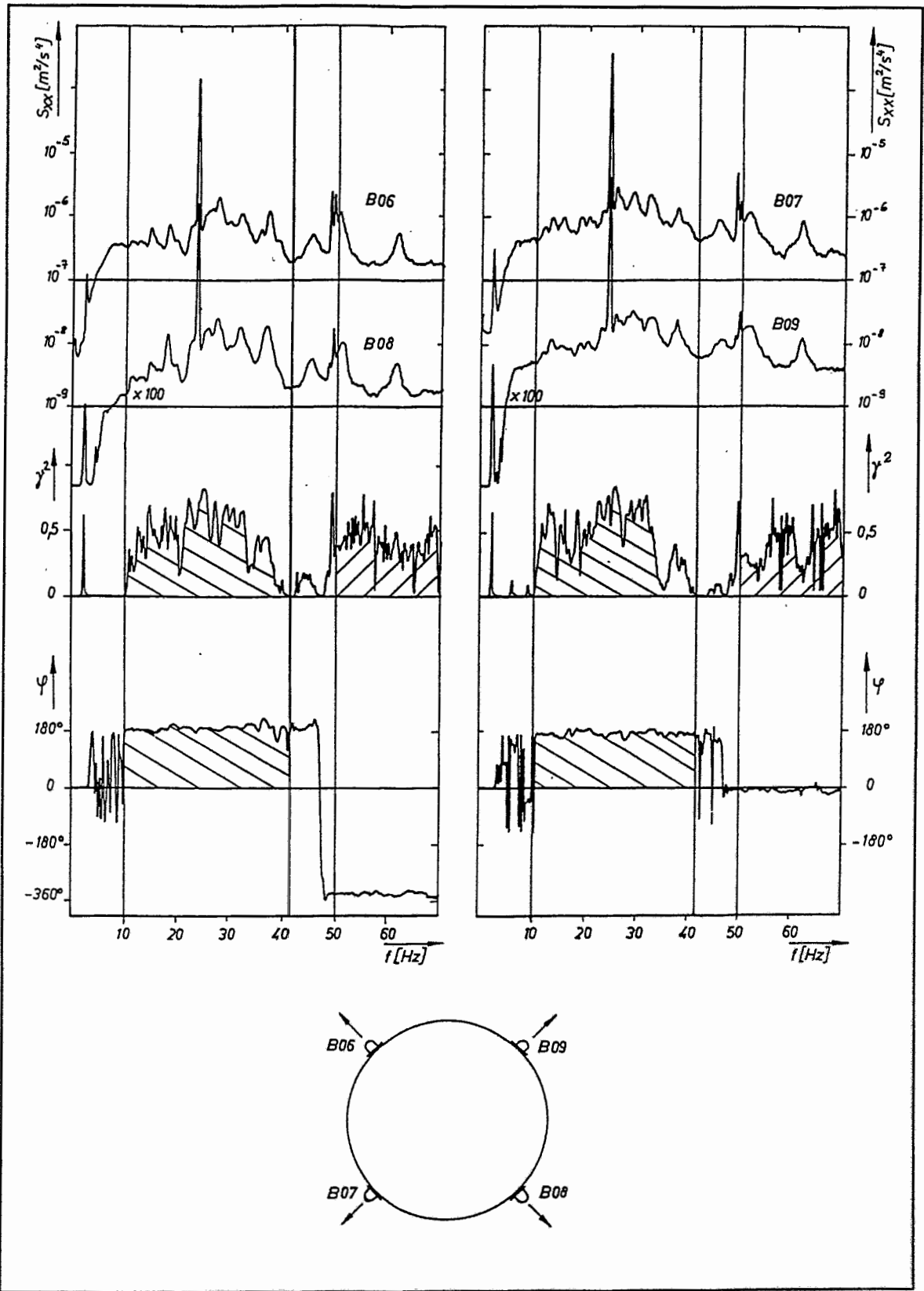


Bild 3.29: Autospektralleistungen, Kohärenzen und Phasen der Beschleunigungssignale in der oberen RDB-Ebene. Inbetriebnahme Block 4 KKW Greifswald.

Tabelle 3.1: Rohrlemente			
Parameter- satz	Außendurchmesser x Wandstärke / mm	Knoten-Nr.	Bemerkungen
1	3070 x 1500	1, 2	KK: Grundplatte
2	2730 x 1200	2, 3, 4, 5	KK: Kassetten
3	3080 x 34	2, 3, 4, 5	KK: Korb
6	2003 x 16,5	6, 7, 8, 9 10, 11	OKG: Ersatzrohr für 37 Schutzrohre
7	2950 x 30	11, 12, 13	OKG: Mantelrohr
8	2658 x 6,5	13, 14	OKG: Ersatzrohr Meßstut- zen
15	3005 x 30	15, 16, 17, 18	SB: Mantelrohr
16	2035 x 46	15, 16, 17, 18	SB: Ersatzrohr für Führungsrohre
17	3065 x 1500	18, 19	SB: Obere Deckplatte
20	3180 x 87,5	20, 21	KB: Führungskeilebene
21	3230 x 82,5	21, 22	KB: SB-Flansch und KK- Grundplattenbereich
22	3230 x 61	22, 23, 24, 25	KB: Thermischer Schild
23	3230 x 36	25, 26, 27, 28	KB: Bereich bis Auslaß
23	3230 x 36	28, 29	KB: Auslaß
23	3230 x 36	29, 30	KB: Bereich über Auslaß
24	3310 x 50	30, 31	KB: Flanschbereich
32	2700 x 1300	32, 33	RDB: Unterer Abschnitt el- liptischer Unterboden
33	3320 x 150	33, 34	RDB: Mitte elliptischer Un- terboden
34	3740 x 150	34, 35	RDB: Unterer Abschnitt el- liptischer Unterboden
35	3840 x 150	35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42, 43	RDB: Zylindrischer Teil un- ter Ringlagerung
36	3990 x 225	43, 44, 45, 46, 47, 48	RDB: Aus- Einlaßbereich
37	3960 x 210	45, 46	RDB: Bereich zwischen Aus- und Einlaß
38	4270 x 480	49, 50	RDB: Flansch
51	4000 x 600	50, 51	OB: Unterer Teil RDB- Deckel, Druckring

Tabelle 3.1: Rohrlemente			
Parameter-satz	Außendurchmesser x Wandstärke / mm	Knoten-Nr.	Bemerkungen
52	3000 x 800	51, 52	OB: Oberer Teil des Reaktordeckels
53	3184 x 3,82	52, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 59, 60, 61	OB: Gerüststangen
57	135 x 18	62, 63, 64, 65	OB: Unterer Teil SUS-Standrohre
58	275 x 20	65, 66, 67, 68, 69, 70	OB: Oberer Teil SUS-Standrohre
101	560 x 32	101, 102, 103, 104, 105, 106, 107, 108, 109, 110 116, 117, 118, 119, 120 131, 132, 133, 134, 135, 136, 137, 138, 139, 140, 141, 142 152, 153 159, 160, 161, 162	Heißer Strang zwischen RDB und HAS heiß Heißer Strang zwischen HAS heiß und DE Kalter Strang zwischen DE und HUP Kalter Strang zwischen HUP und HAS kalt Kalter Strang zwischen HAS kalt
102	560 x 32	120, 121, 122 133, 134, 135	Heißer Strang zwischen HAS heiß und DE: Krümmer Kalter Strang: Krümmer
103	560 x 32	138, 139, 140	Kalter Strang: Krümmer
111	656 x 80	110, 112, 113, 116	HAS heiß: T-Stück
112	450 x 100	113, 114	HAS heiß: Mittelteil
113	800 x 390	114, 115	HAS heiß: Antrieb
123	3470 x 156	125, 126, 127	SG: Außenrohr
124	1000 x 50	122, 123 129, 131	SG: HUL-Stutzen
125	3470 x 1600	124, 125 127, 128	SG: Seitenwände
126	100 x 10	123, 129	SG: Rohratrappen
146	740 x 120	142, 143, 145, 146	HUP: Saugstutzen gerade

Parameter-satz	Außendurchmesser x Wandstärke / mm	Knoten-Nr.	Bemerkungen
147	740 x 120 Krümmungsradius 750	143, 144, 145	HUP: Saugstutzen Krüm-mer
154	656 x 80	110, 112, 113, 116	HAS kalt: T-Stück
155	450 x 100	113, 114	HAS kalt: Mittelteil
156	800 x 390	114, 115	HAS kalt: Antrieb

Bemerkung: Die Knotennummern bei der Kühlschleife (alle Knotennummern > 100) beziehen sich hier auf Schleife 1. Für die folgenden Schleifen ist zu diesen Knotennummern jeweils ein Offset von 100 zu addieren.

Parameter-satz	Masse / kg	Knoten-nummer	Bemerkung
4	1730	5	KK: Oberkante Mantelrohr
9	10143	6	OKG: Grundplatte
10	5293	11	OKG: Mittelplatte, halber Federgürtel
11	1045	12	OKG: halber Federgürtel
12	2336	13	OKG: Deckplatte
18	5100	15	SB: Masse Bodenplatte, Siebboden und Dämpferstifte
25	2000	20	KB: Bereich der Führungskeilnuten
26	1300	27	KB: Masse der Labyrinthdichtung
27	300	31	KB: Masse KB-Flansch
39	300	46	RDB: Dichtring
54	1420	54	OB: Unteres Ringprofil
54	1420	57	OB: Mittleres Ringprofil
55	3124	59	OB: Oberes Ringprofil, Deckelplatte
56	8830	61	OB: Deckeltraverse
59	2590	63	Antriebsgestänge, SUS-Flansch
60	999	64	Antriebsgestänge für 37 Regelkassetten
61	2738	65	Antriebsgestänge für 37 Regelkassetten
62	4440	66,67,68	Antriebsgestänge für 37 Regelkassetten
63	5069	70	37 Antriebsmotoren
64	13000	3	KK: Fluidmasse
65	20000	10	OKG: Fluidmasse

Tabelle 3.2: Struktur- und Fluidmassen			
Parameter- satz	Masse / kg	Knoten- nummer	Bemerkung
66	6000	16	SB: Fluidmasse 1
67	6500	17	SB: Fluidmasse 2
68	6700	34	RDB: Fluidmasse im elliptischen Unter- boden
69	6500	51	RDB: Fluidmasse im sphäri- schen Reaktordeckel
114	1100	112	HAS heiß: Schließkegel
115	750	114	HAS heiß: Antriebsmotor
151	8500	147	HUP: zusätzliche Masse
157	1100	155	HAS kalt: Schließkegel
158	750	157	HAS kalt: Antriebsmotor

Bemerkung: Die Knotennummern bei der Kühlschleife (alle Knotennummern > 100) beziehen sich hier auf Schleife 1. Für die folgenden Schleifen ist zu diesen Knotennummern jeweils ein Offset von 100 zu addieren.

Parametersatz	Elementtyp	Steifigkeit / $\frac{kg}{mm^2}$	Knotennummern	Bemerkung
70	Matrix 12 x 12	entspr. Gln. (3.5), (8.1)	71, 43	Fundament-RDB
71	Matrix 12 x 12	entspr. Gln. (3.6), (3.7)	50, 31	Rohrsegmente
72	Matrix 12 x 12	entspr. Gl. (3.8)	39, 20	Führungskeile
73	Feder uz	$5,0 \cdot 10^9$	6, 5	Steifigkeit zwischen KK und OKG
74	Matrix 12 x 12	siehe S. 15	50, 12	Federpakete RDB-OKG
116	Feder uz	$2,5 \cdot 10^7$	111, 112	HAS heiß: Lagerung
117	Feder uy	$2,6 \cdot 10^6$	111, 112	HAS heiß: Lagerung
127	Matrix 12 x 12	entspr. Gl. (3.9)	126, 130	DE: Lagerung
152	Matrix 12 x 12	siehe S.17	148, 151	HUP: Lagerung

Bemerkung: Die Knotennummern bei der Kühlschleife (alle Knotennummern > 100) beziehen sich hier auf Schleife 1. Für die folgenden Schleifen ist zu diesen Knotennummern jeweils ein Offset von 100 zu addieren.

Mat-Nr.	E-Modul	Dichte	Bemerkungen
1	$2,10 \cdot 10^8$	$7,85 \cdot 10^{-6}$	Standarddatensatz Stahl bei 20°C
2	$2,10 \cdot 10^{10}$	0	Material für sehr steife Verbindungen
3	$2,10 \cdot 10^8$	$5,10 \cdot 10^{-6}$	KK: Bodenplatte
4	$2,10 \cdot 10^7$	$3,60 \cdot 10^{-6}$	KK: Kassetten
5	$2,10 \cdot 10^7$	$5,60 \cdot 10^{-6}$	SB: Obere Deckplatte
6	$1,40 \cdot 10^8$	$6,90 \cdot 10^{-6}$	KB: Auslaßbereich
7	$7,77 \cdot 10^9$	$2,9 \cdot 10^{-4}$	SUS-Standrohre: Für E-Modul und Dichte 37 x Standardwerte
8	$2,1 \cdot 10^8$	$10,78 \cdot 10^{-6}$	HUP: Oberer Teil

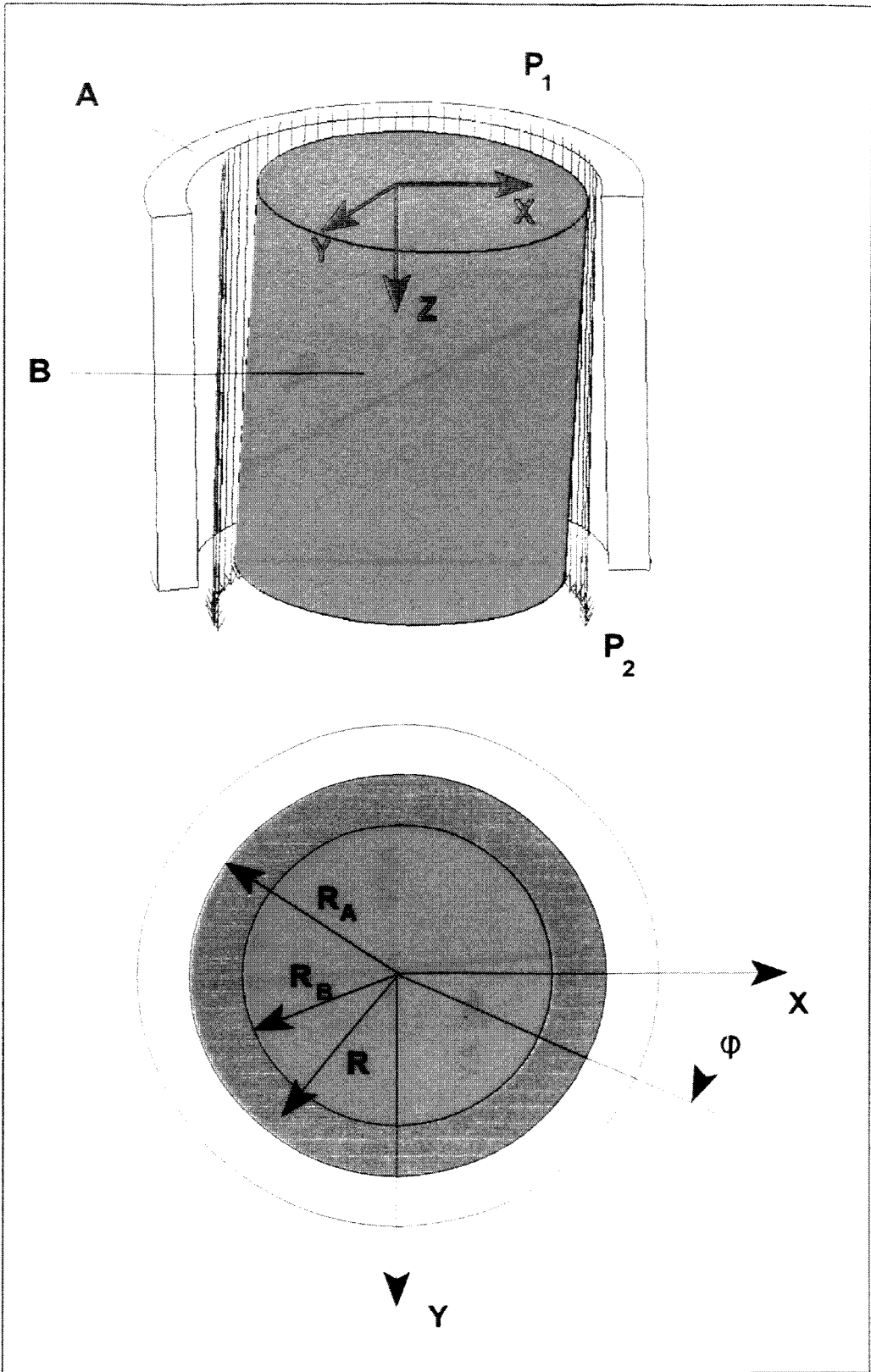


Bild 4.1: Fluid-Struktur-System aus zwei konzentrischen Zylindern mit einem strömenden Fluid im Ringspalt

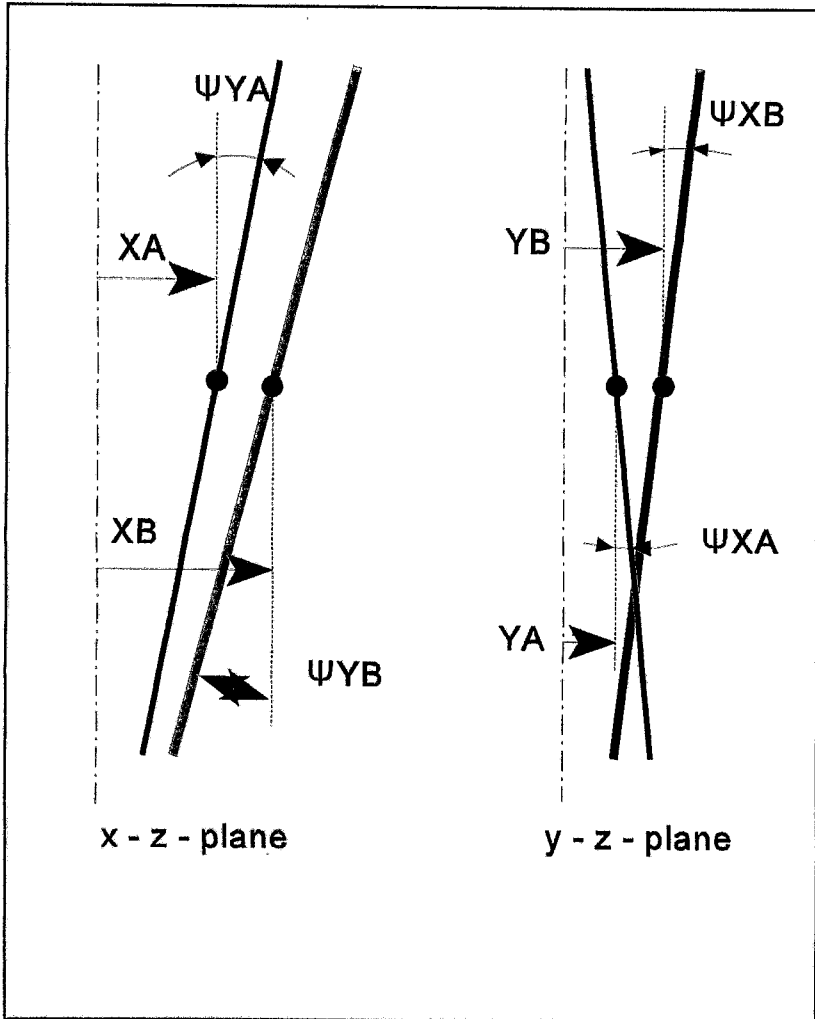


Bild 4.2: Strukturfreiheitsgrade am FSI-System. Allgemeine Bewegung zweier konzentrischer Zylinder mit je 4 DOF.

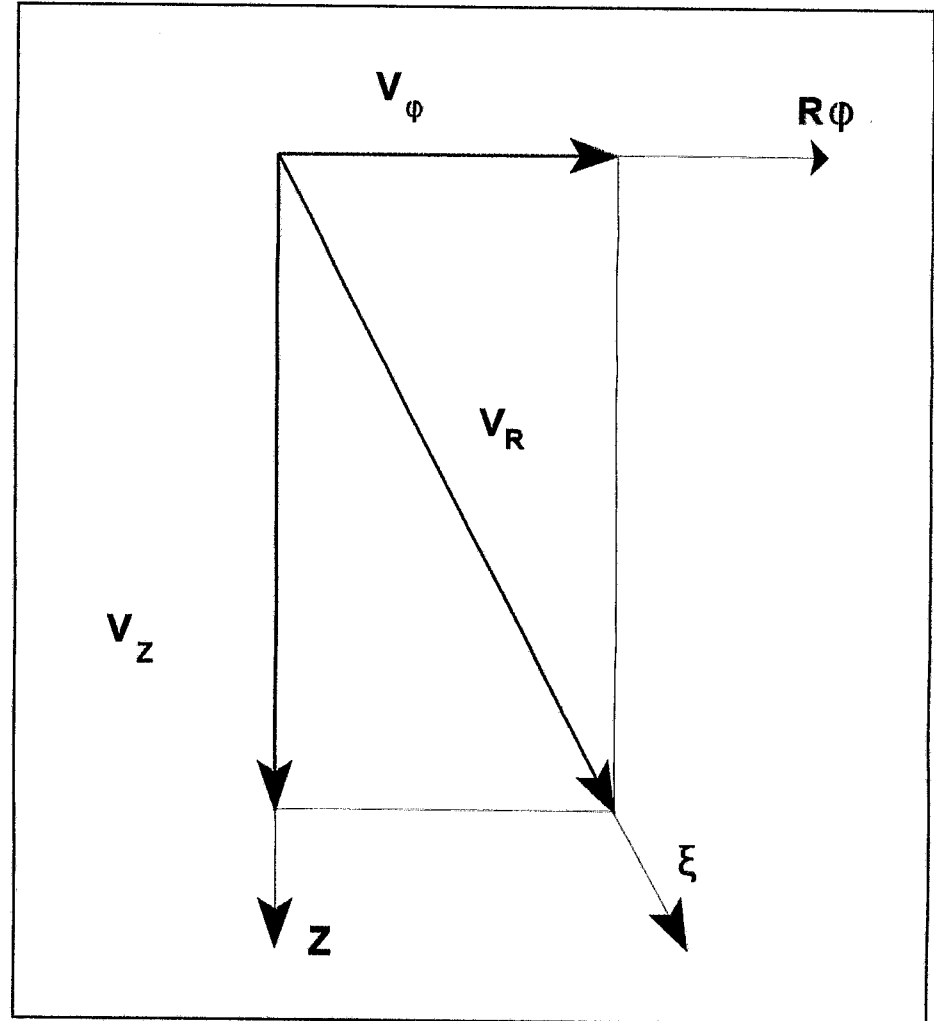


Bild 4.3: Resultierende Fluidgeschwindigkeit zur näherungsweisen Berechnung des Reibungsterms.

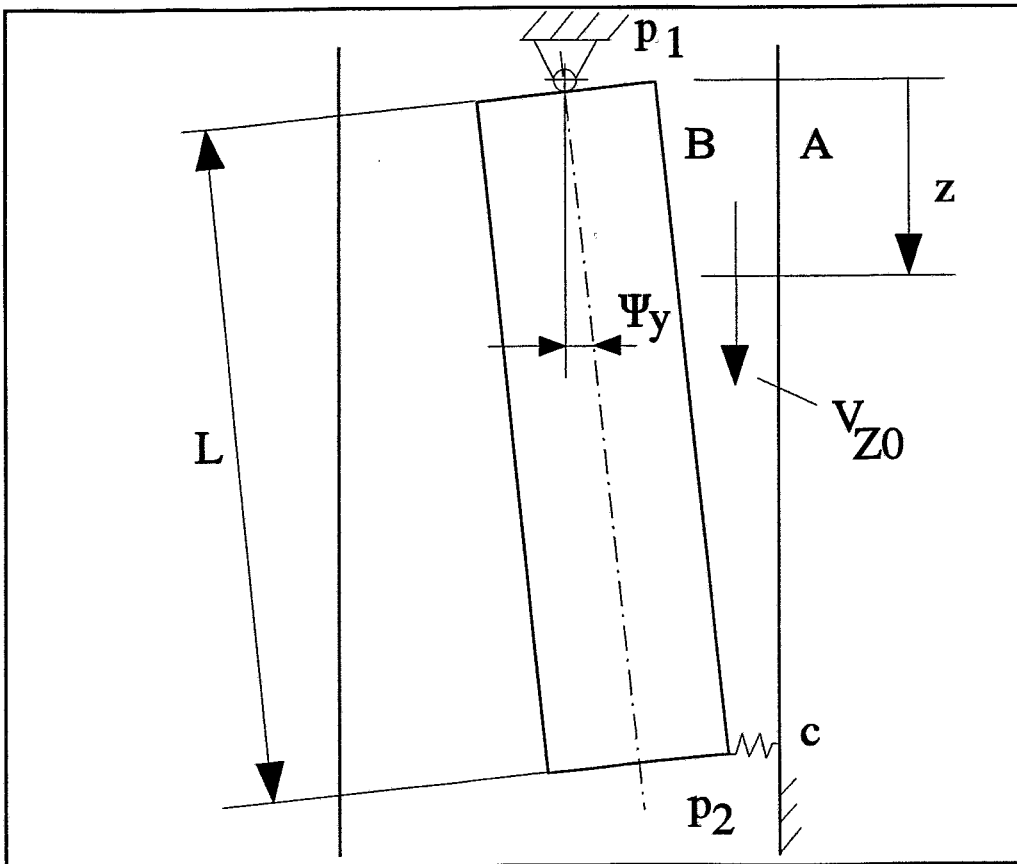


Bild 4.4: FSI-System bei reiner Pendelbewegung des inneren Zylinders (Strömungspendel).

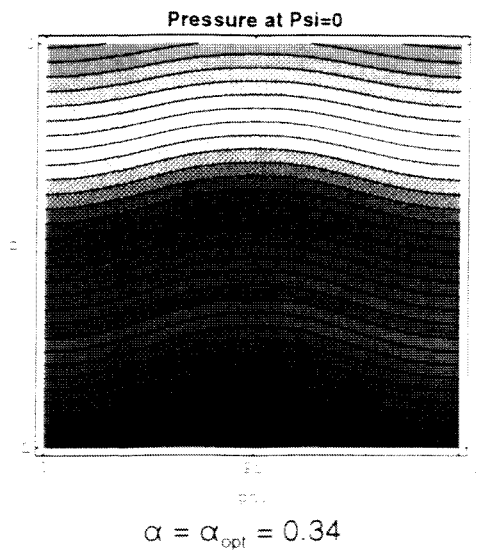
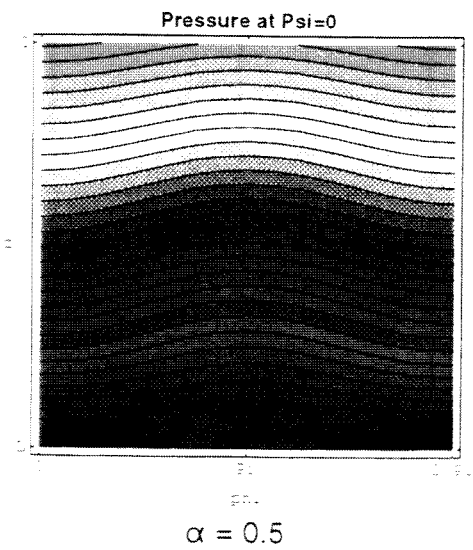
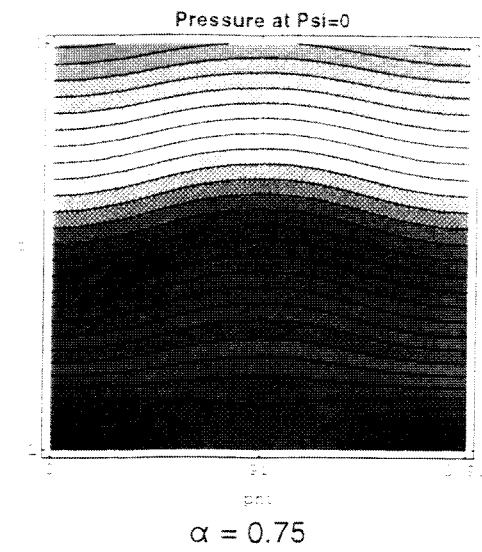
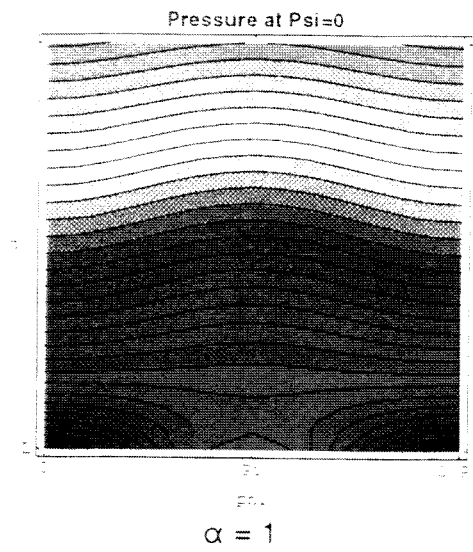


Bild 4.5: Druckverteilung im abgewickelten Ringspalt des Stromungspendels für verschiedene α -Werte beim Nulldurchgang $\psi = 0$ ($v_{z,0} = 0.3 \text{ m/s}$)

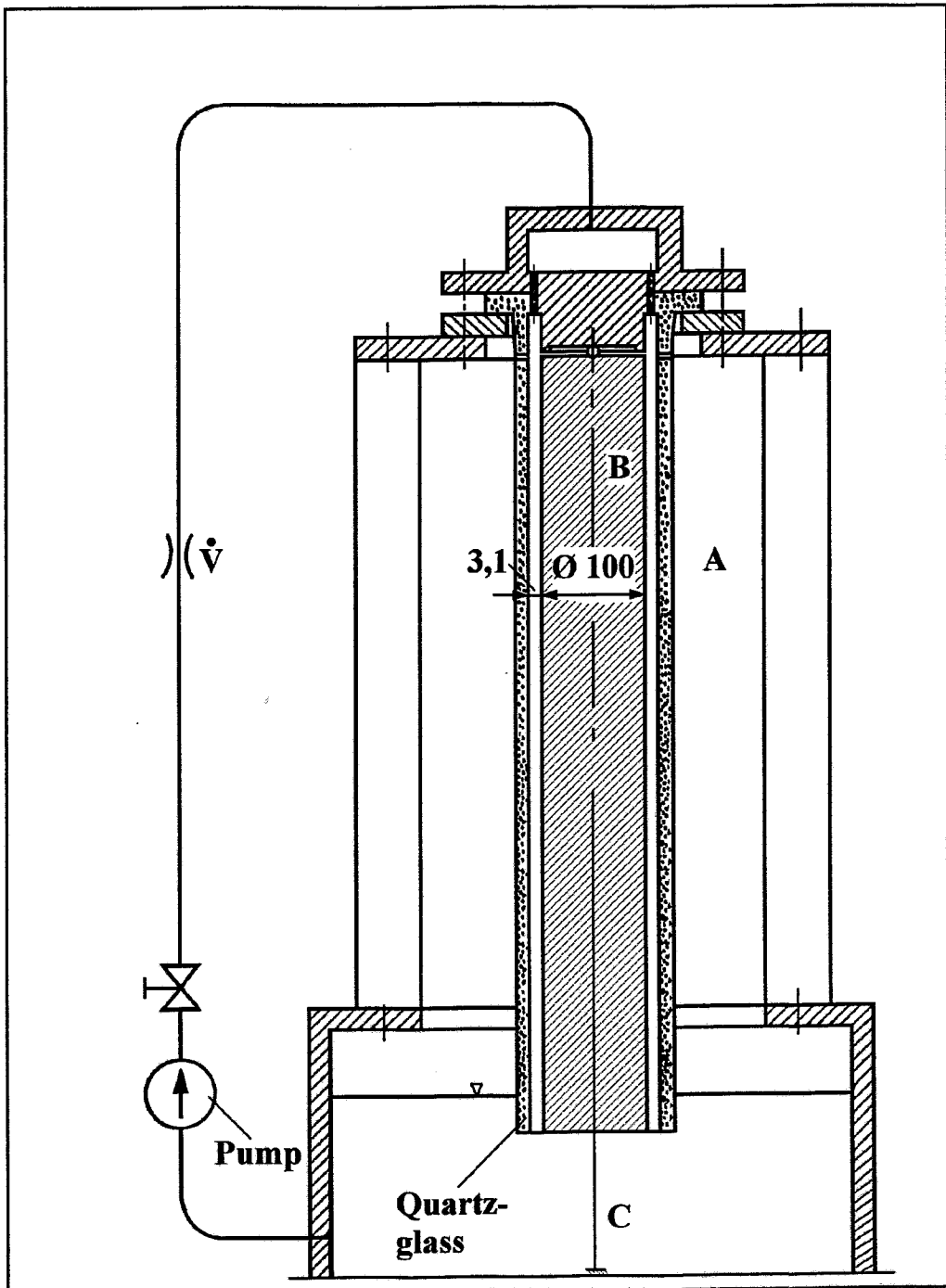


Bild 4.6: Labormodell zur FSI (Strömungspendel)

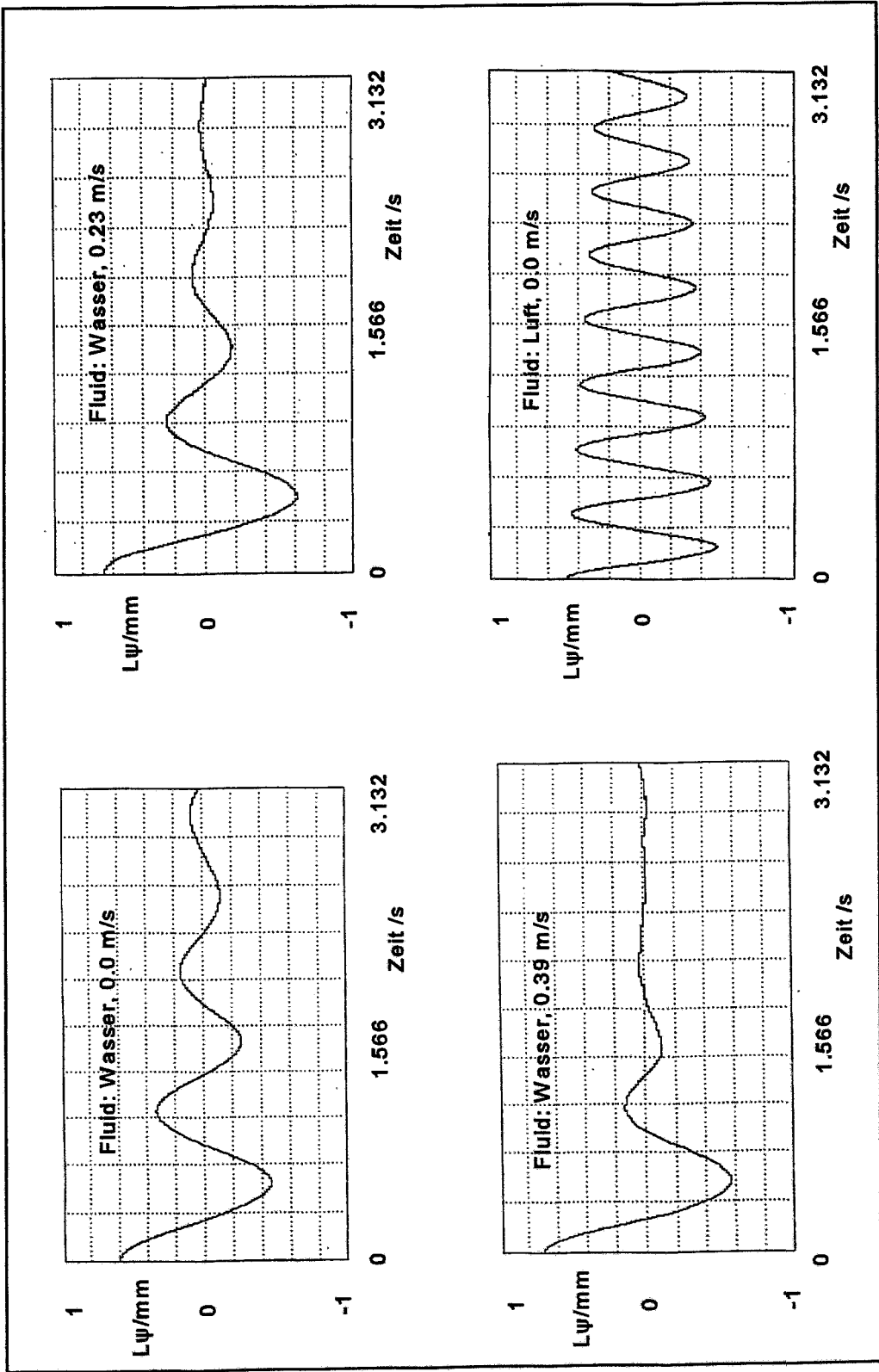


Bild 4.7: Gemessene Ausschwingvorgänge am Strömungspendel bei verschiedenen Grundströmungsgeschwindigkeiten v_{z0} . Rechts unten: Ausschwingvorgang an Luft.

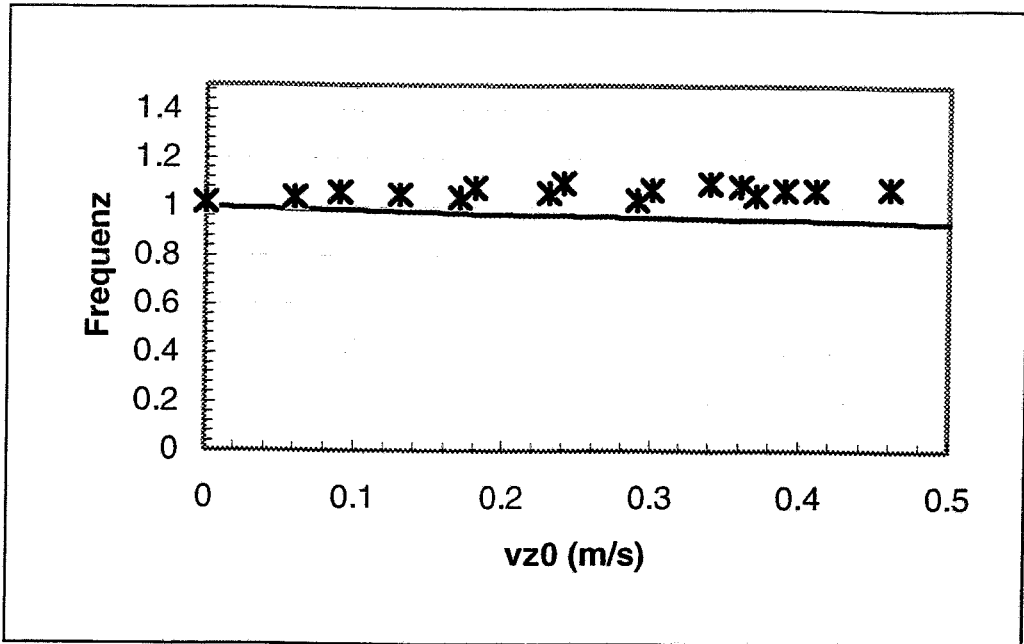


Bild 4.8: Eigenfrequenz des Strömungspendels in Abhängigkeit von der Grundströmungsgeschwindigkeit. Vergleich zwischen Messung (Punkte) und Rechnung (Linie). Fluid: Wasser.

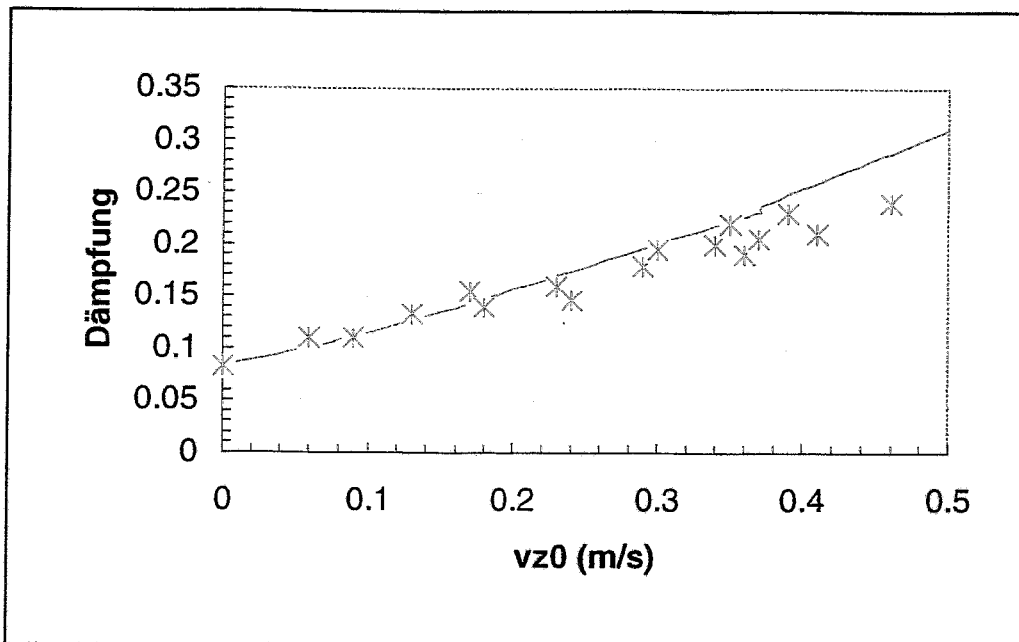


Bild 4.9: Dämpfungsgrad des Strömungspendels in Abhängigkeit von der Grundströmungsgeschwindigkeit v_{z0} . Vergleich zwischen Messung (Punkte) und Rechnung (Linie). Fluid: Wasser.

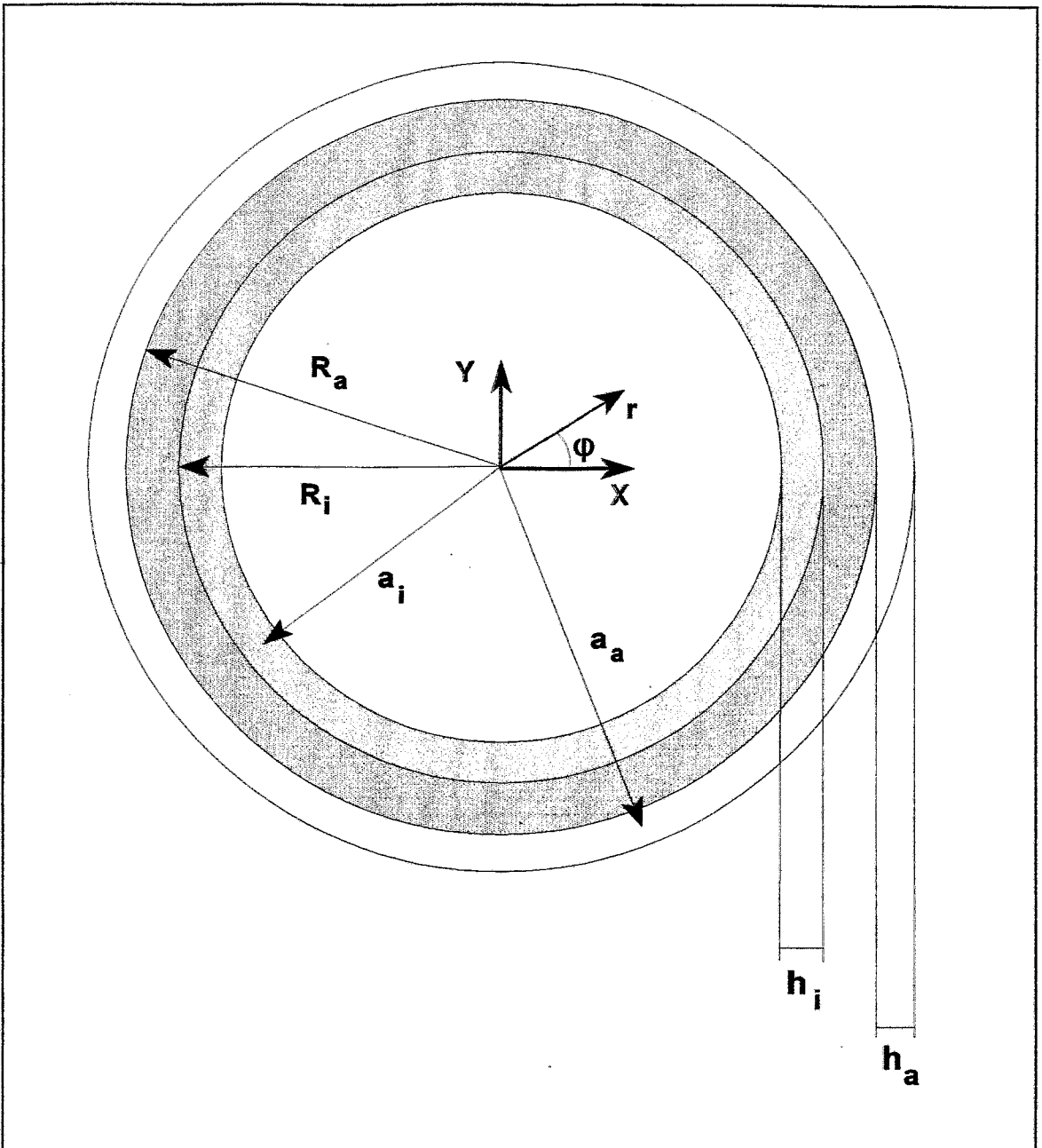


Bild 4.10: FSI bei Schalenschwingungen. Konzentrische Kreiszyinderschalen mit Fluid im Ringspalt. Geometrie.

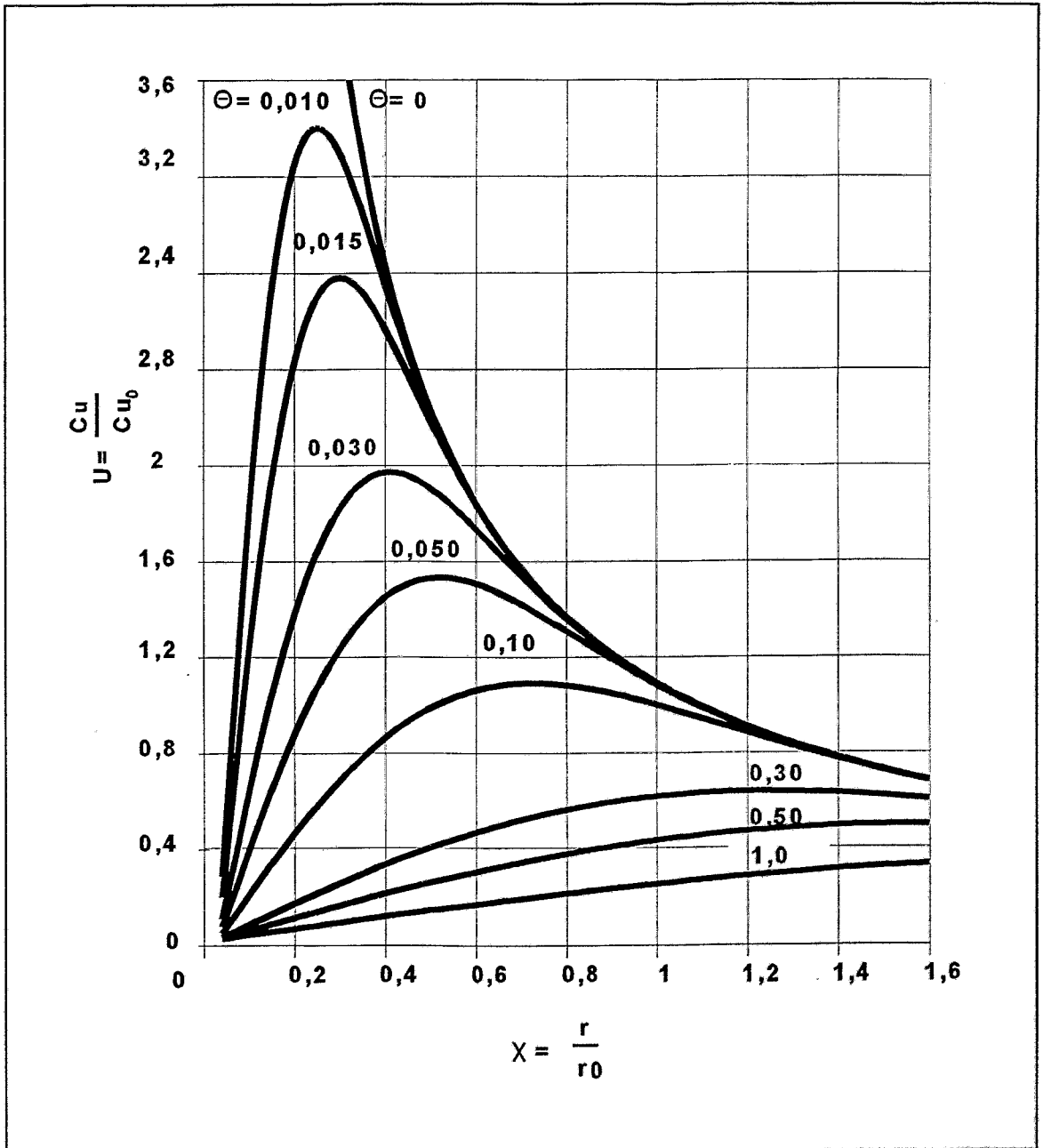


Bild 5.1: Dimensionslose Geschwindigkeitsverteilung im Oseen-Wirbel

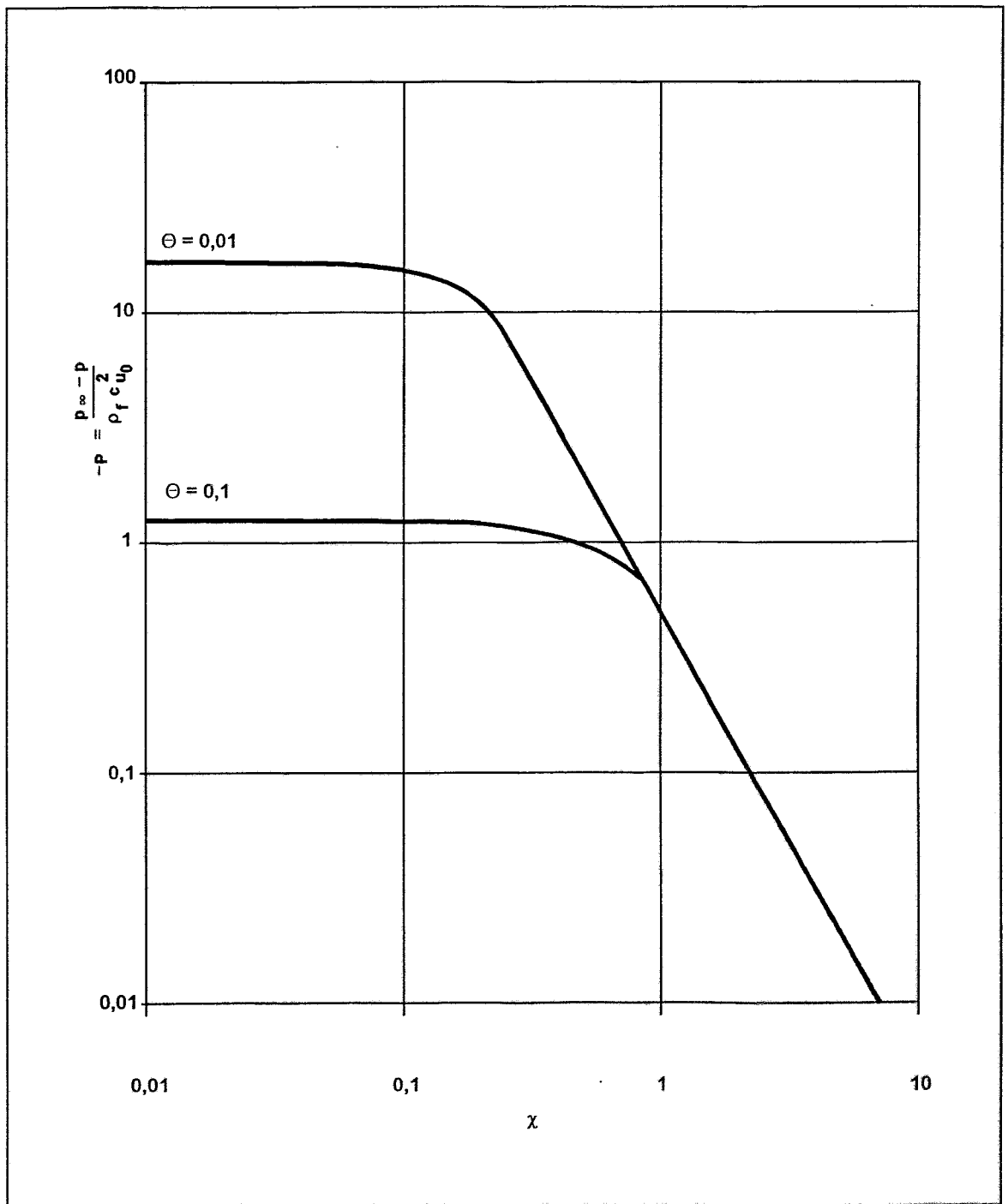


Bild 5.2: Dimensionslose Druckverteilung im Oseen-Wirbel

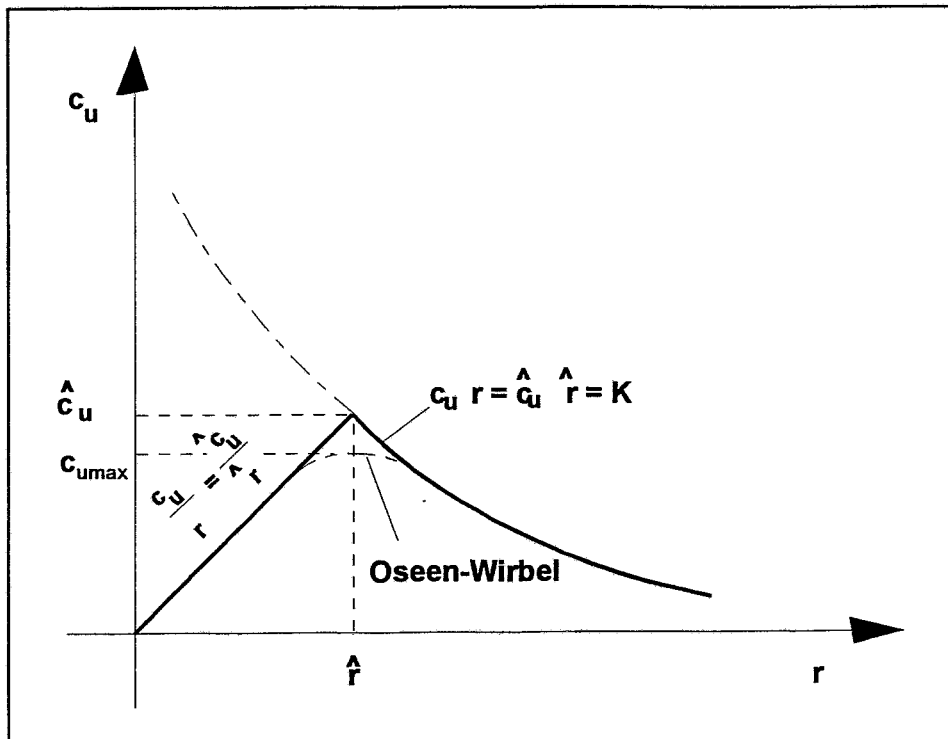


Bild 5.3: Aufteilung des Einzelwirbels in Wirbelkern ($r \leq \hat{r}$) und äußeren Potentialwirbel ($r > \hat{r}$)

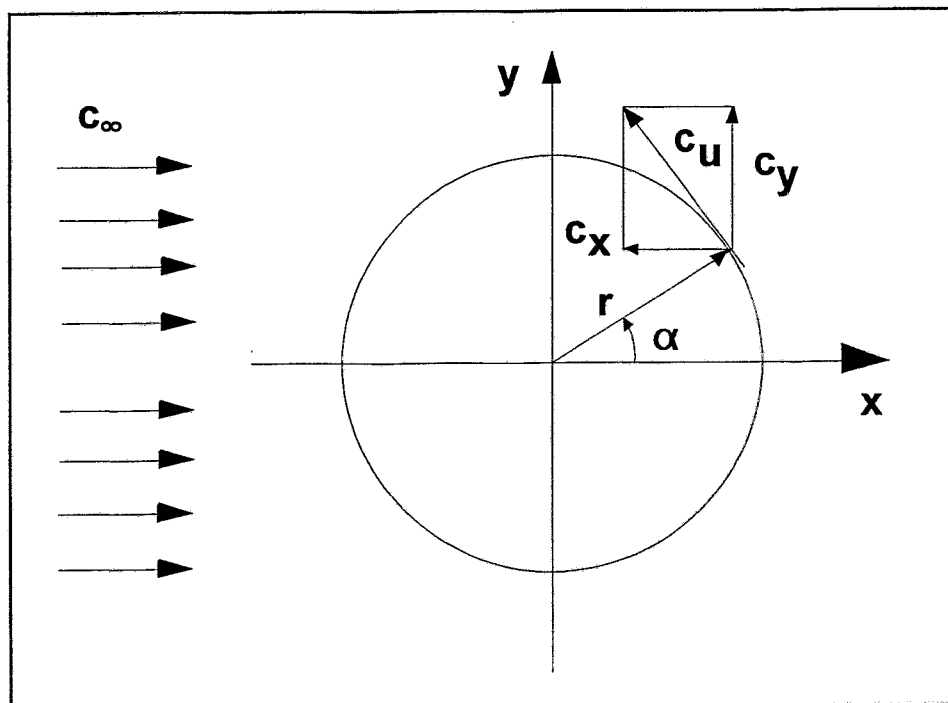


Bild 5.4: Zusammenhang zwischen Polar- und kartesischen Koordinaten der Bewegung des angeströmten Wirbels

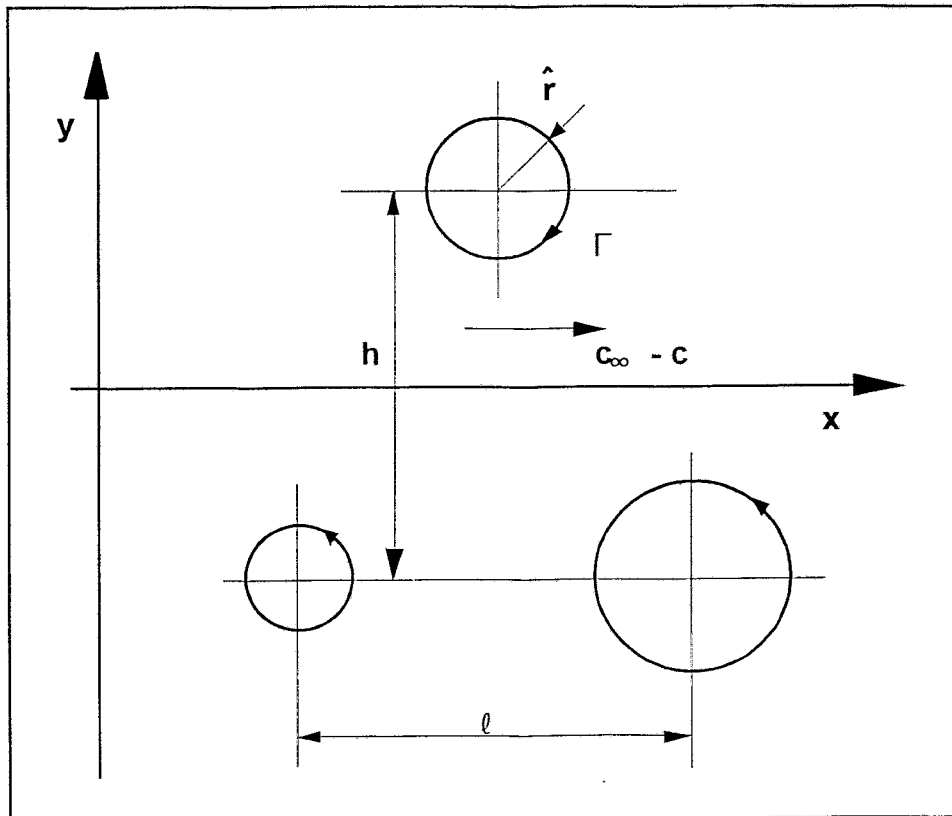


Bild 5.5: Kenngrößen der Kármánschen Wirbelstraße

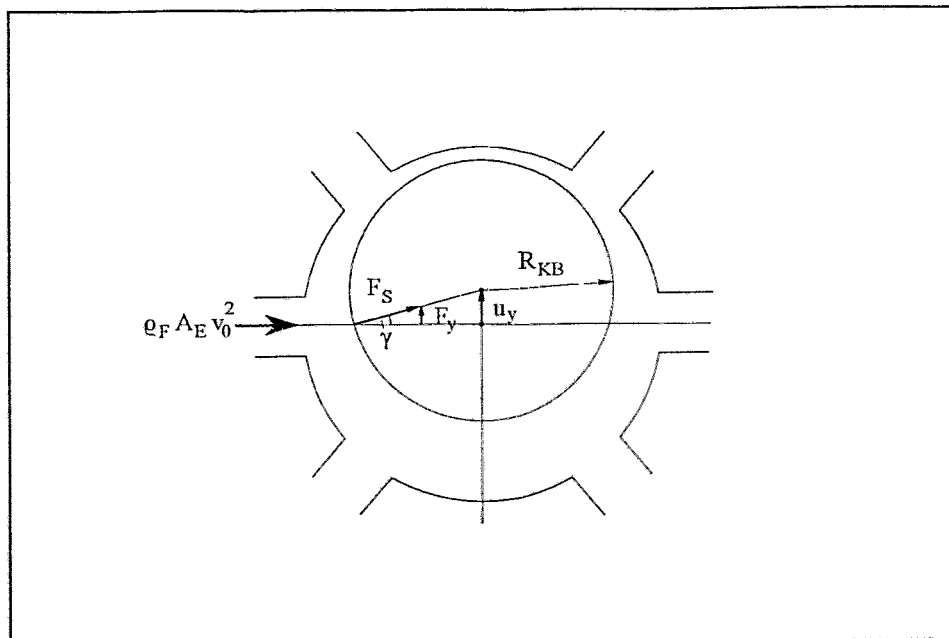


Bild 5.6: Zur Kraftwirkung eines Kühlmittelstrahls auf den Kernbehälter

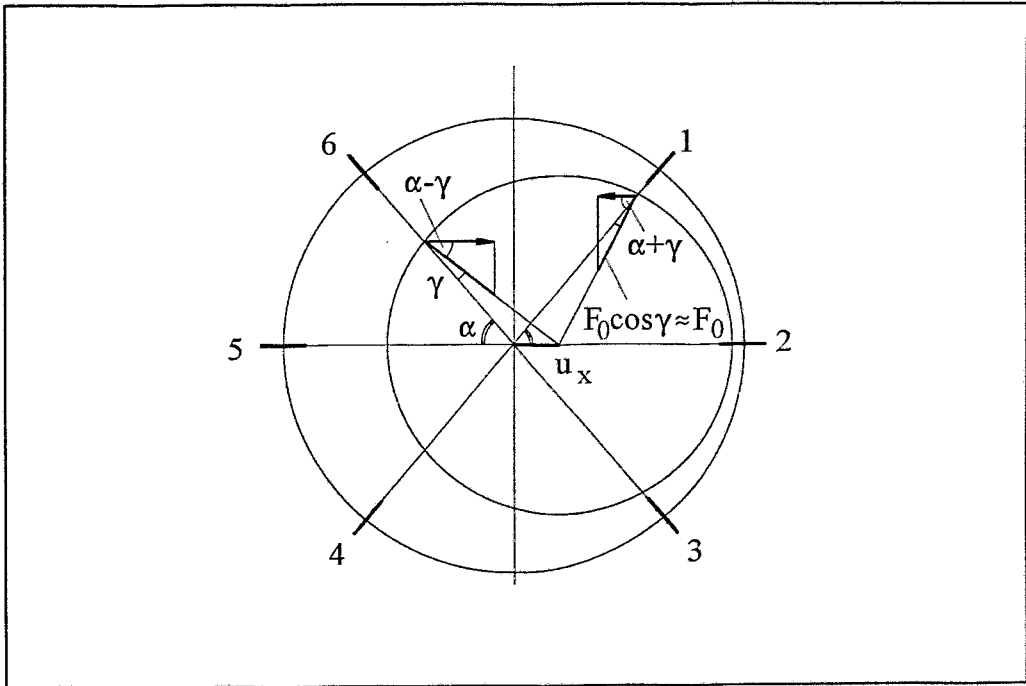


Bild 5.7: Zur Berechnung der resultierenden Strahlkraft bei Verschiebung des KB in x-Richtung

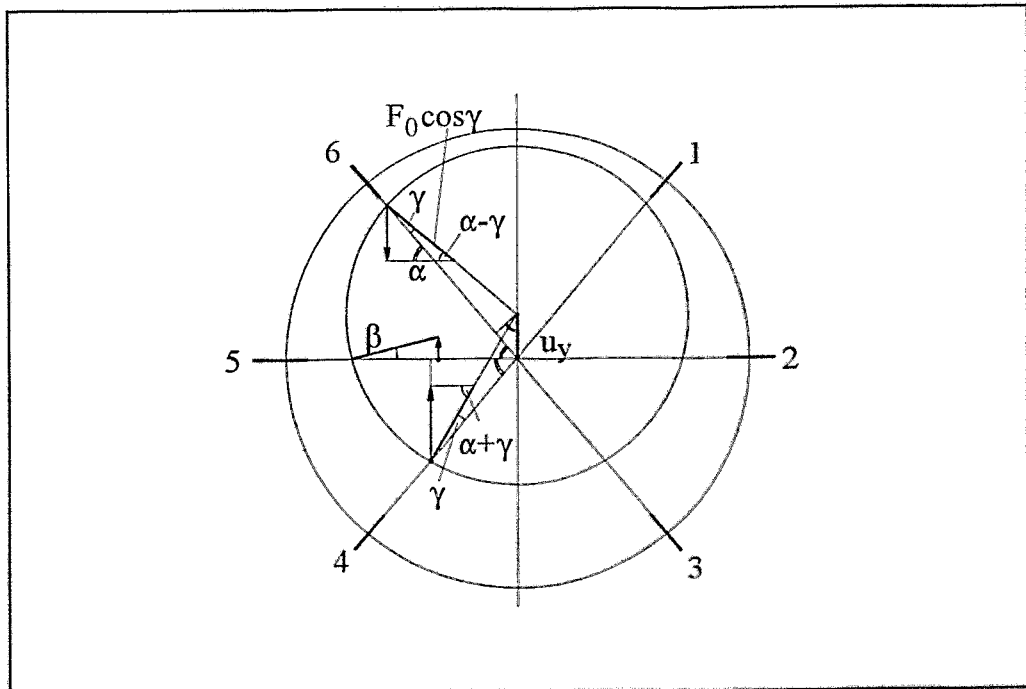


Bild 5.8: Zur Berechnung der resultierenden Strahlkraft bei Verschiebung des KB in y-Richtung

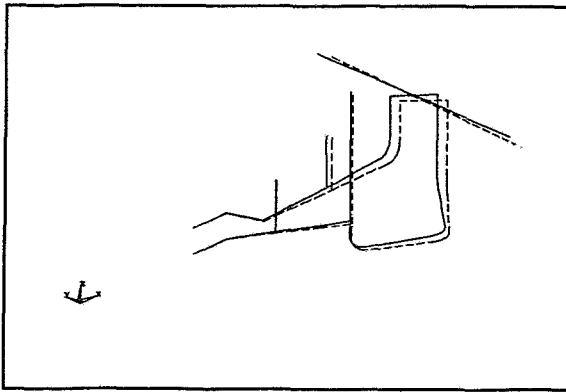


Bild 6.1: Kühlschleife Mode S1 (1.0 Hz)

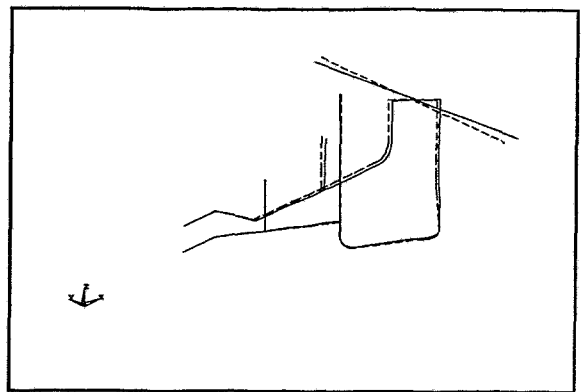


Bild 6.2: Kühlschleife Mode S2 (1.9 Hz)

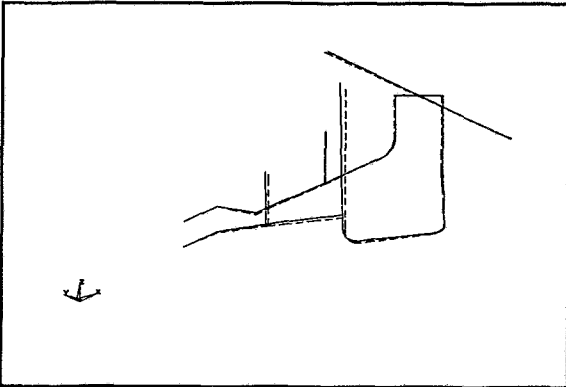


Bild 6.3: Kühlschleife Mode S3 (3.1 Hz)

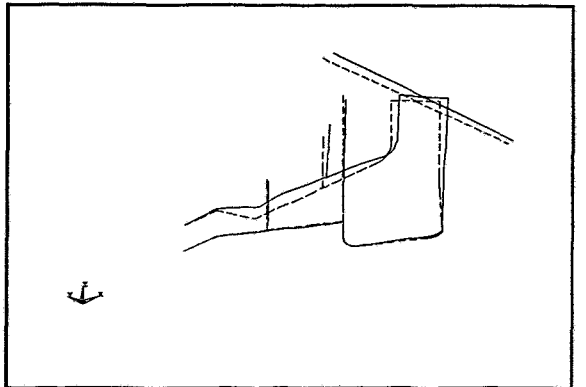


Bild 6.4: Kühlschleife Mode S4 (3.7 Hz)

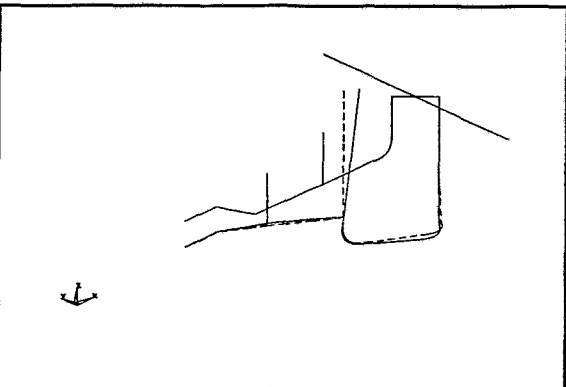


Bild 6.5: Kühlschleife Mode S5 (5.5 Hz)

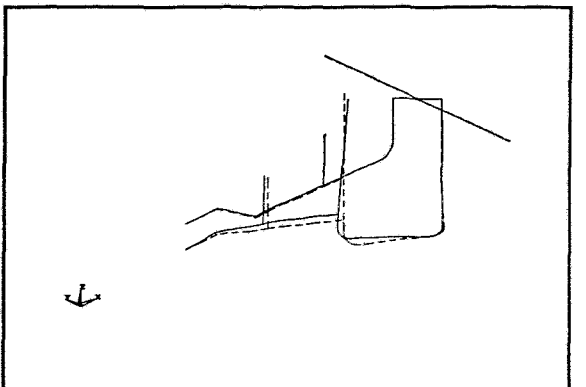


Bild 6.6: Kühlschleife Mode S6 (8.2 Hz)

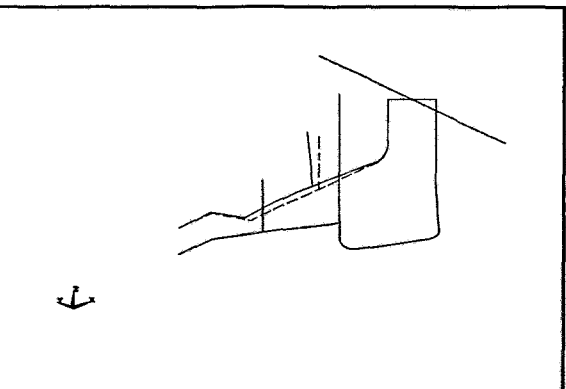


Bild 6.7: Kühlschleife Mode S7 (9.3 Hz)

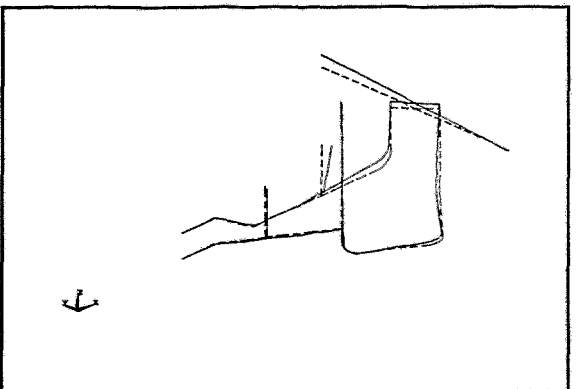


Bild 6.8: Kühlschleife Mode S8 (10.3 Hz)

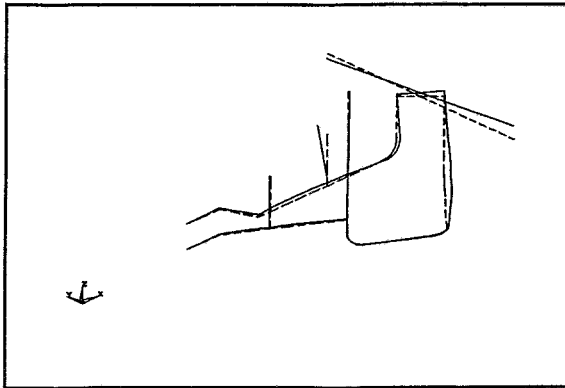


Bild 6.9: Kühlschleife Mode S9 (11.1 Hz)

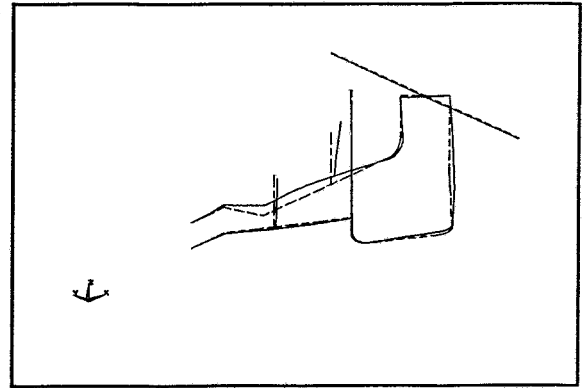


Bild 6.10: Kühlschleife Mode S10 (11.9 Hz)

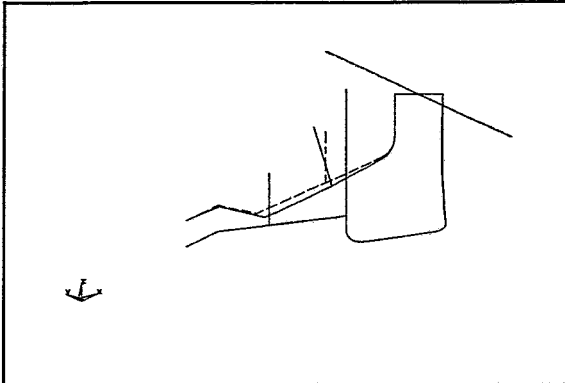


Bild 6.11: Kühlschleife Mode S11 (13.7 Hz)

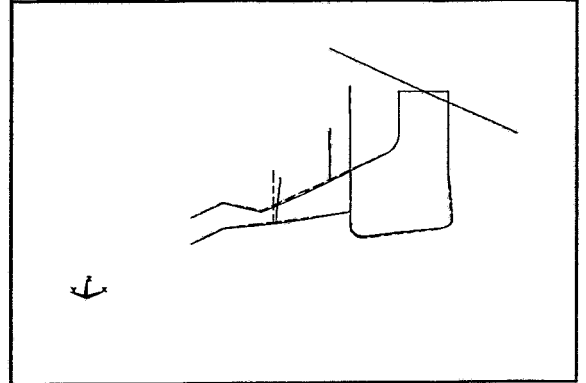


Bild 6.12: Kühlschleife Mode S12 (15.0 Hz)

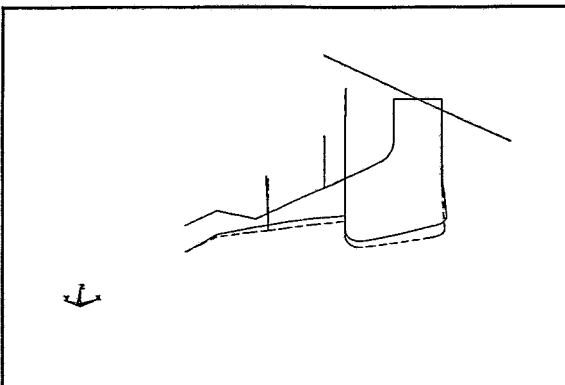


Bild 6.13: Kühlschleife Mode S13 (17.4 Hz)

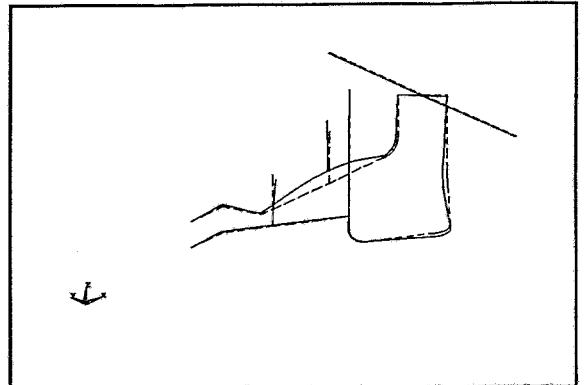


Bild 6.14: Kühlschleife Mode S14 (18.6 Hz)

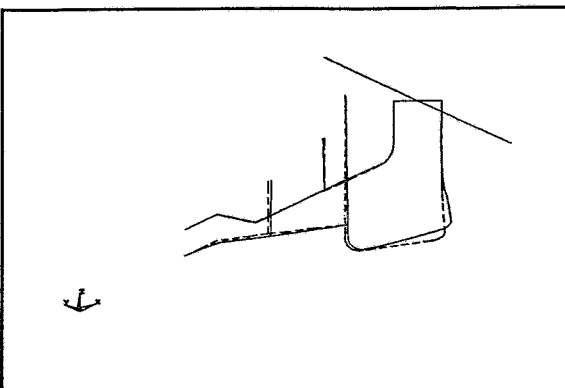


Bild 6.15: Kühlschleife Mode S15 (20.7 Hz)

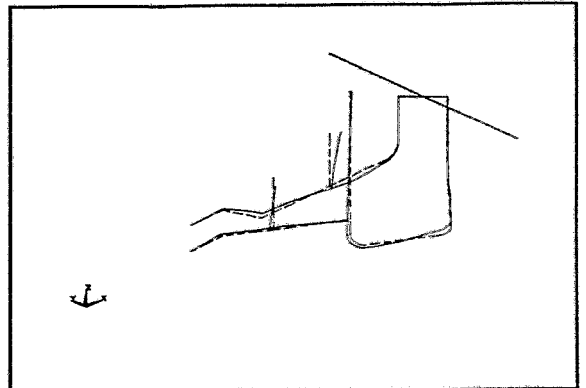


Bild 6.16: Kühlschleife Mode S16 (21.6 Hz)

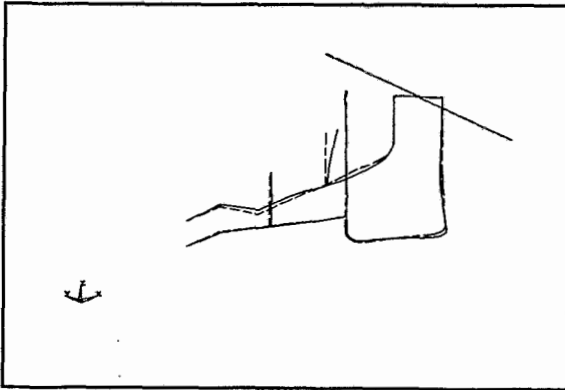


Bild 6.17: Kùhlschleife Mode S17 (22.7 Hz)

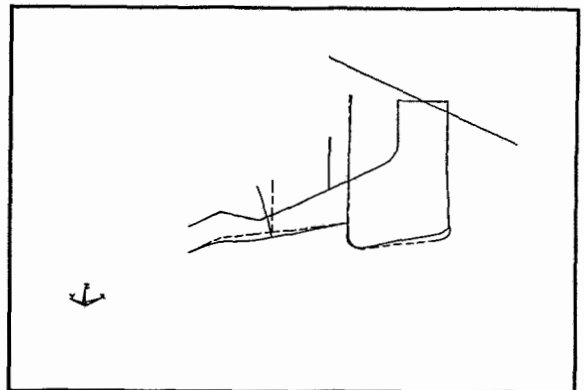


Bild 6.18: Kùhlschleife Mode S18 (25.9 Hz)

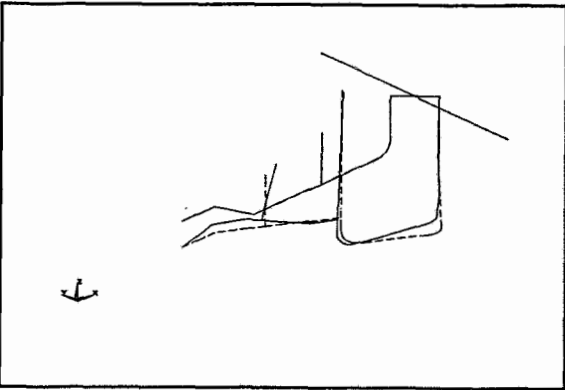


Bild 6.19: Kùhlschleife Mode S19 (28.7 Hz)

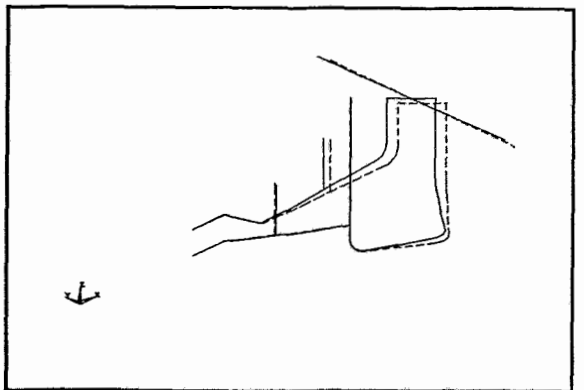


Bild 6.20: Kùhlschleife Mode S1a (1.4 Hz)

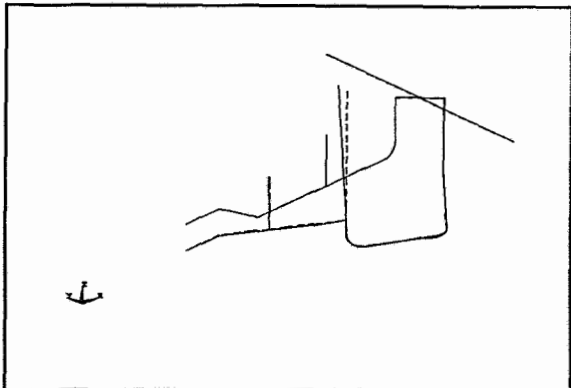


Bild 6.21: Kùhlschleife Mode S3a (5.0 Hz)

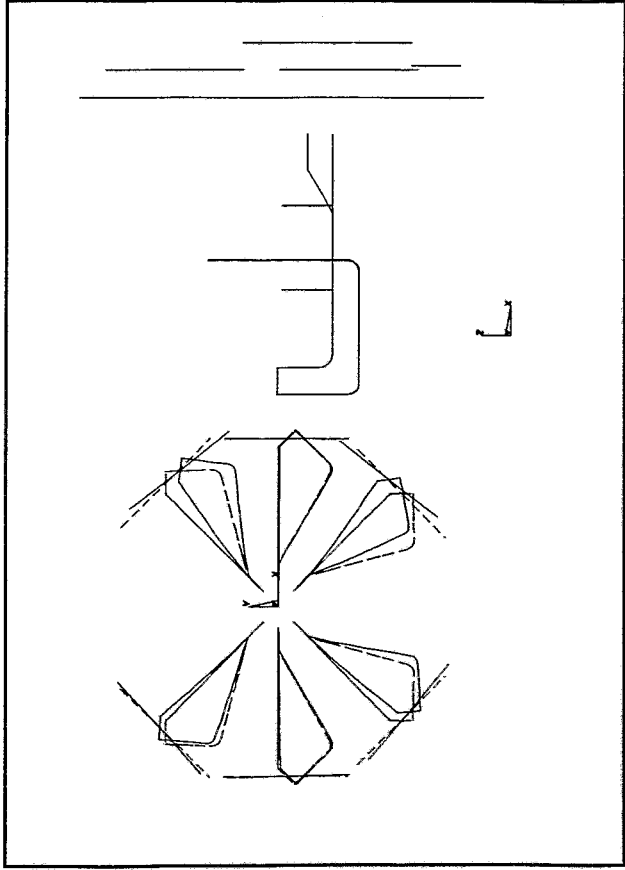


Bild 6.22: Gesamtmodell Mode G1 (1.02 Hz)

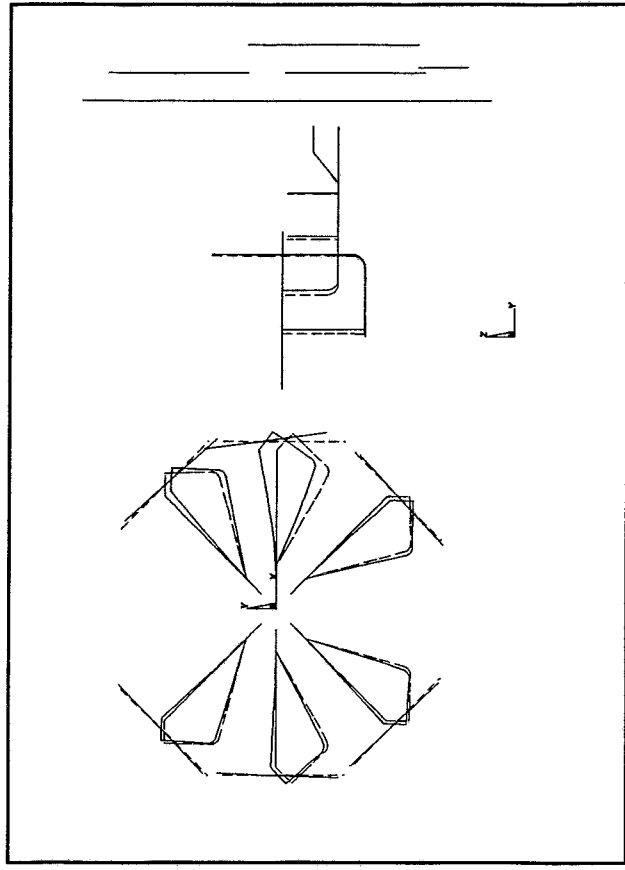


Bild 6.23: Gesamtmodell Mode G2 (1.02 Hz)

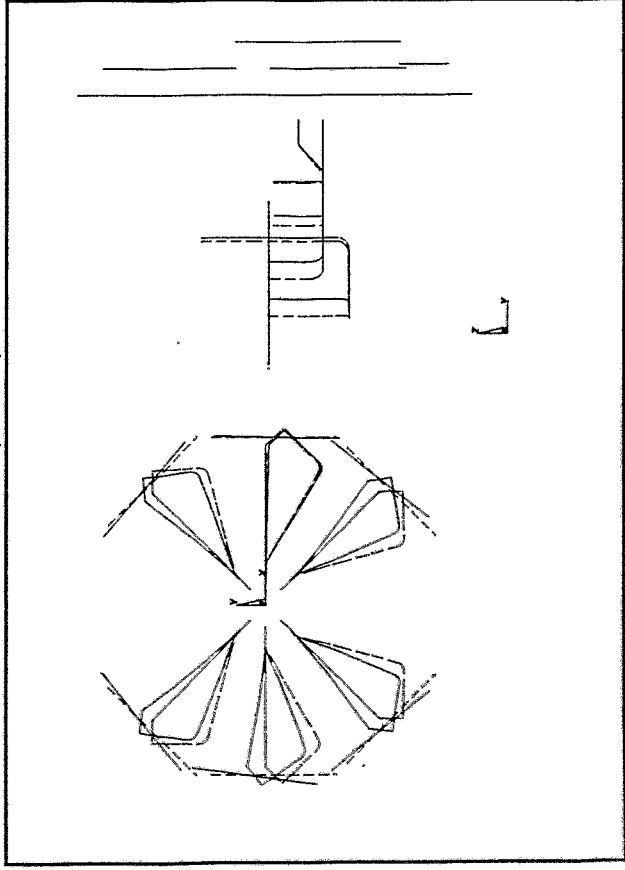


Bild 6.24: Gesamtmodell Mode G3 (1.02 Hz)

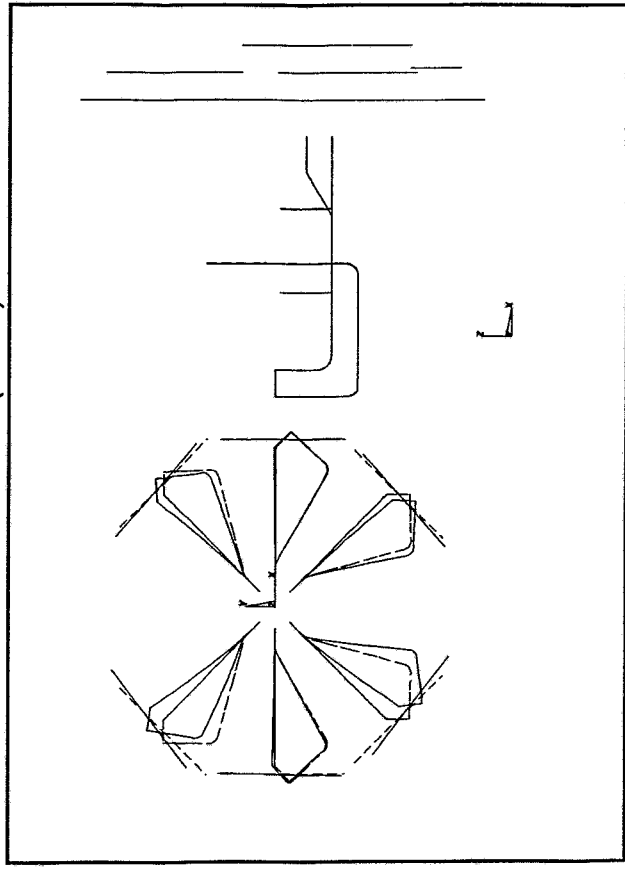


Bild 6.25: Gesamtmodell Mode G4 (1.02 Hz)

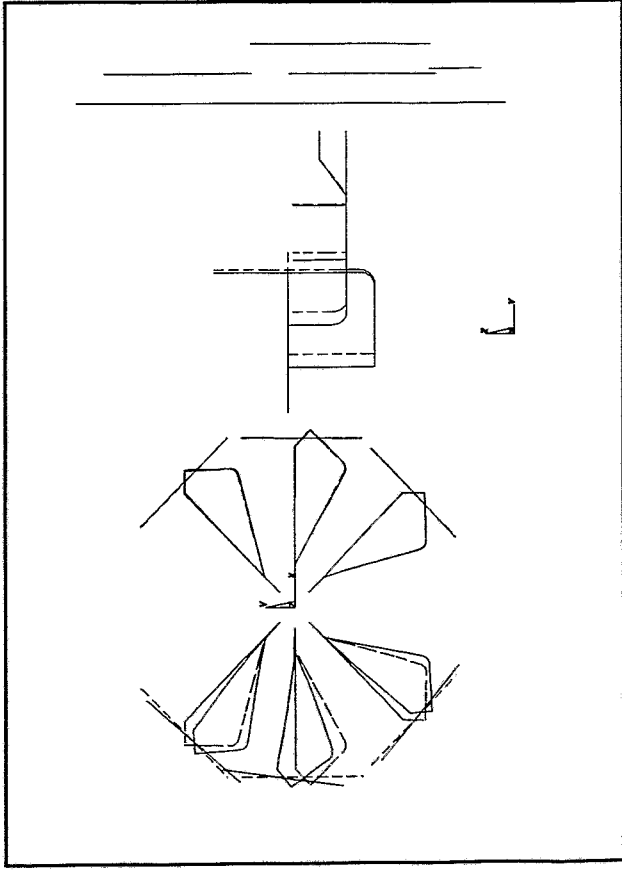


Bild 6.26: Gesamtmodell Mode G5 (1.02 Hz)

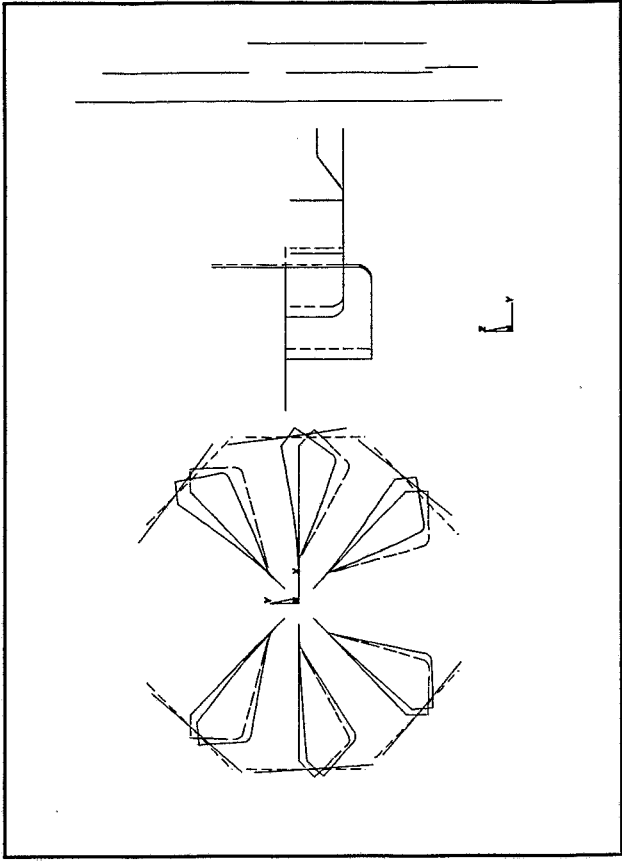


Bild 6.27: Gesamtmodell Mode G6 (1.02 Hz)

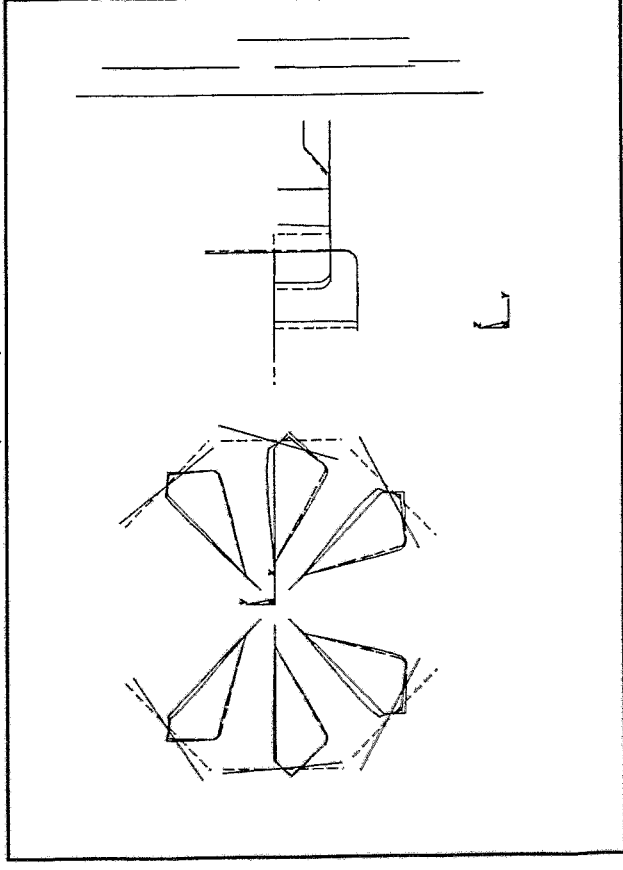


Bild 6.28: Gesamtmodell Mode G7 (1.88 Hz)

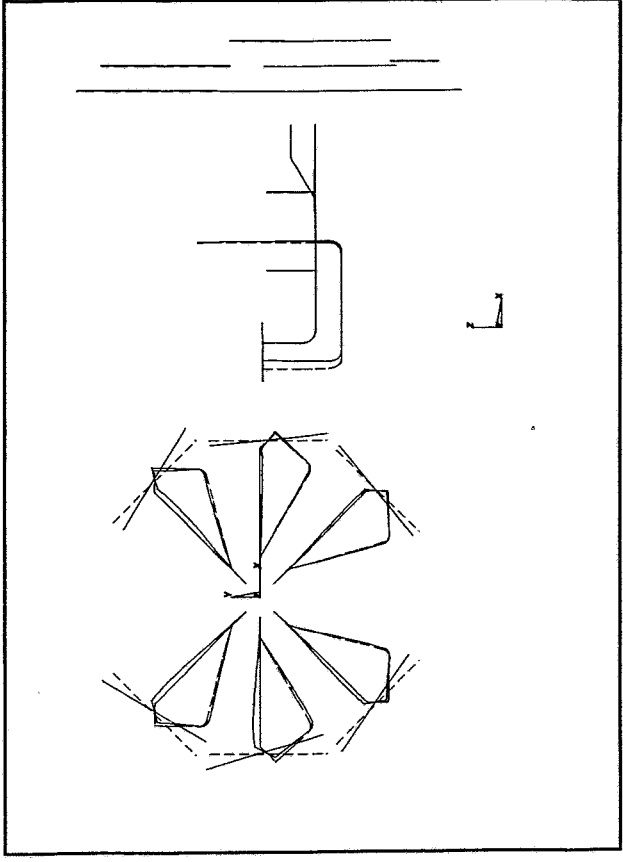


Bild 6.29: Gesamtmodell Mode G8 (1.88 Hz)

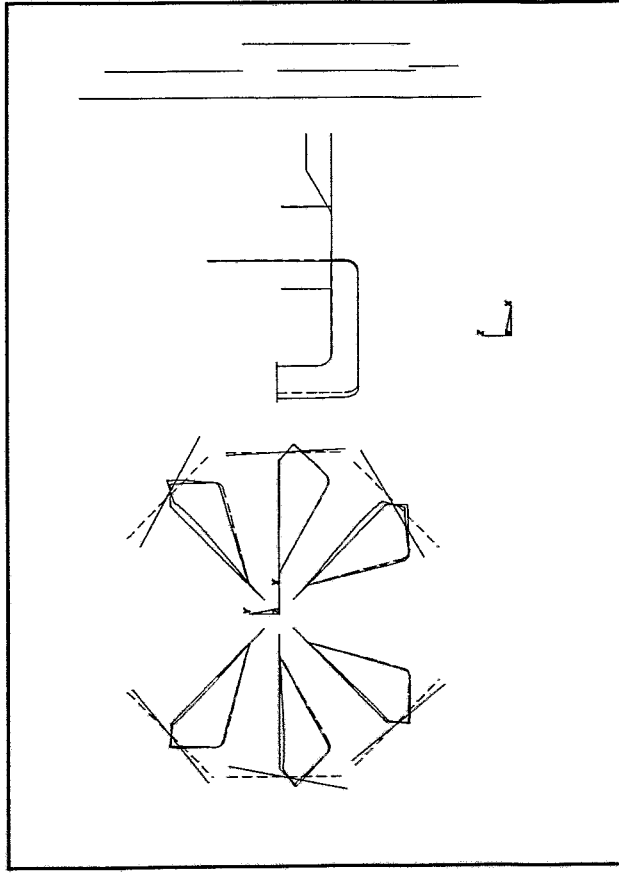


Bild 6.30: Gesamtmodell Mode G9 (1.88 Hz)

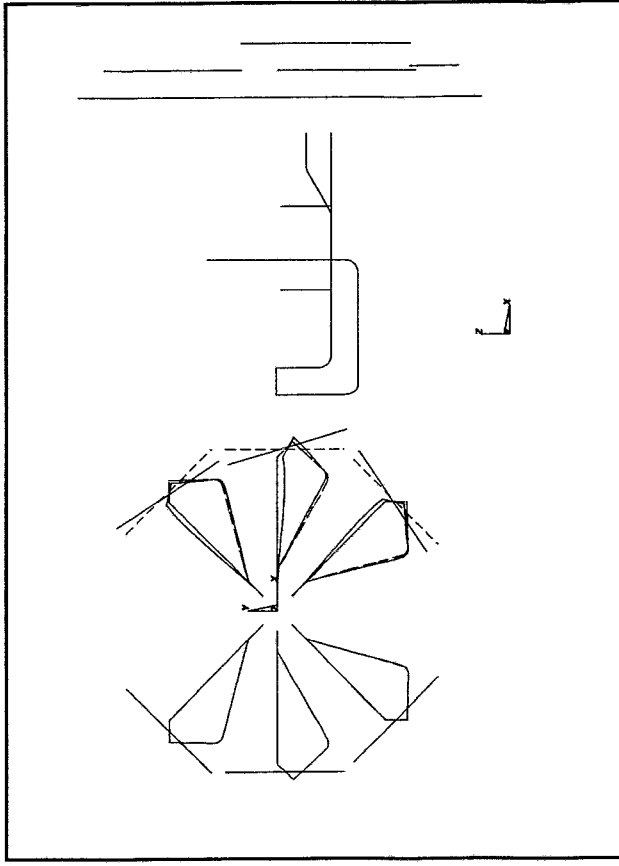


Bild 6.31: Gesamtmodell Mode G10 (1.88 Hz)

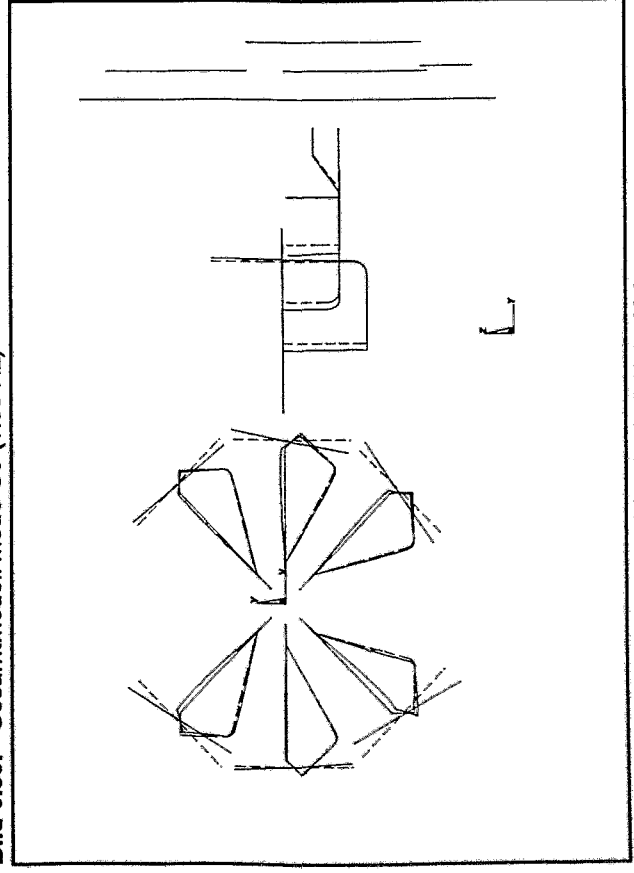


Bild 6.32: Gesamtmodell Mode G11 (1.88 Hz)

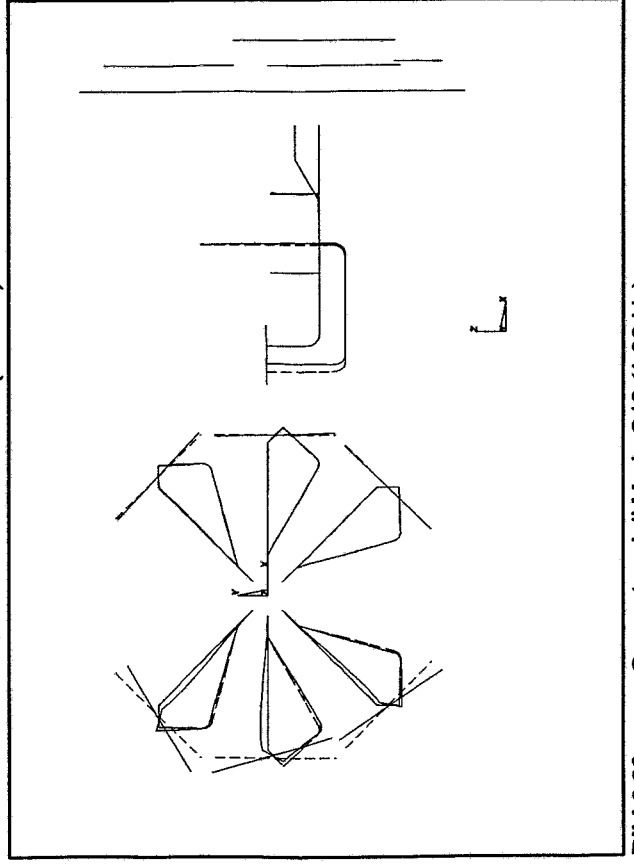


Bild 6.33: Gesamtmodell Mode G12 (1.88 Hz)

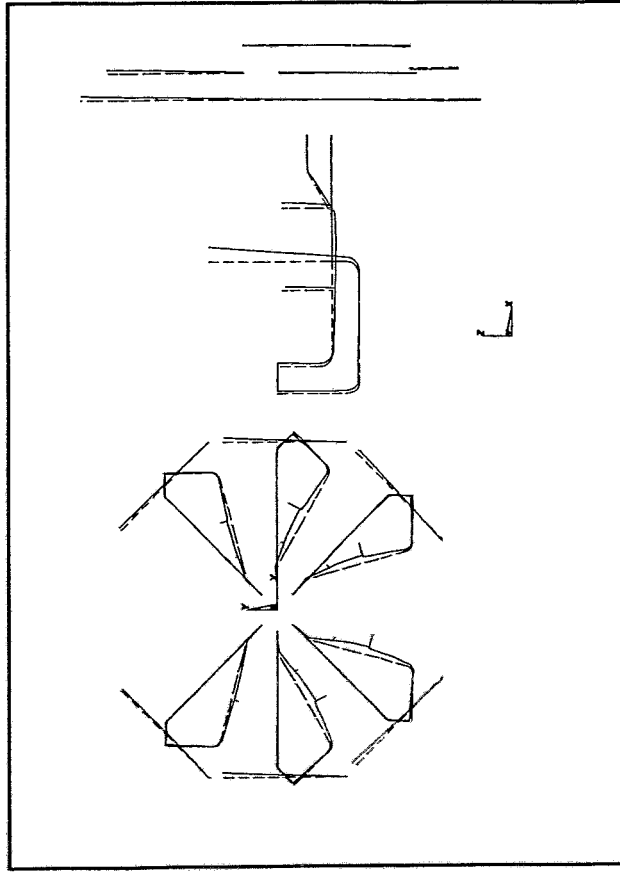


Bild 6.34: Gesamtmodell Mode G13 (3.07 Hz)

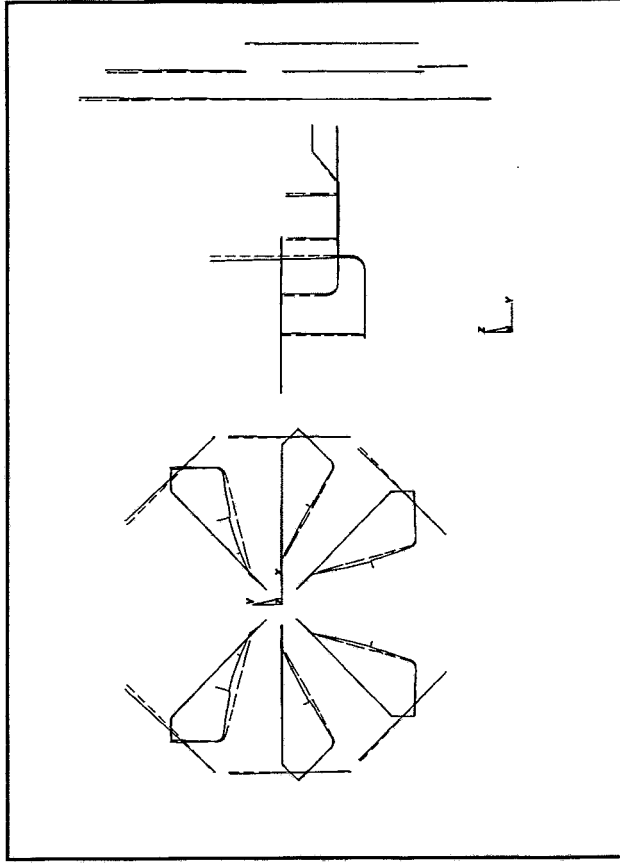


Bild 6.35: Gesamtmodell Mode G14 (3.08 Hz)

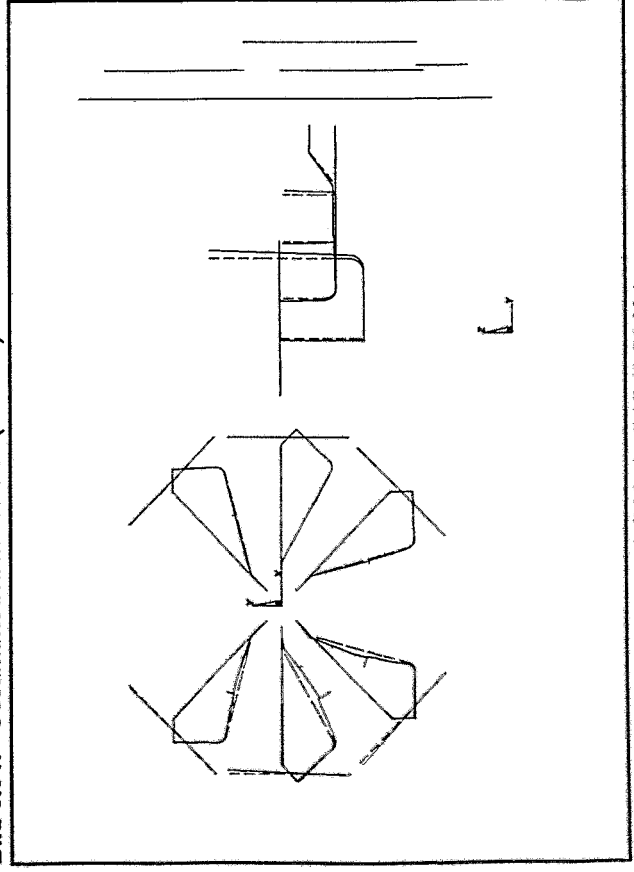


Bild 6.36: Gesamtmodell Mode G15 (3.09 Hz)

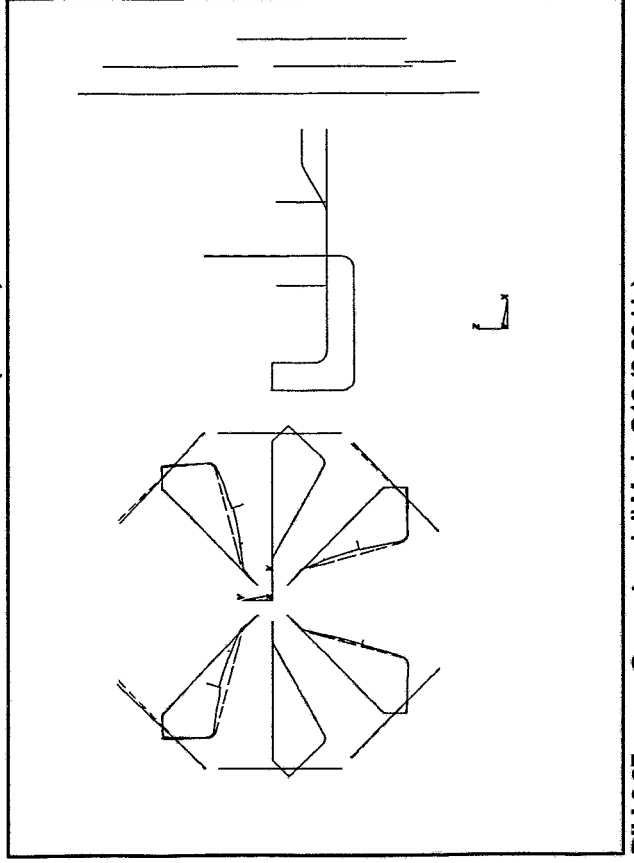


Bild 6.37: Gesamtmodell Mode G16 (3.09 Hz)

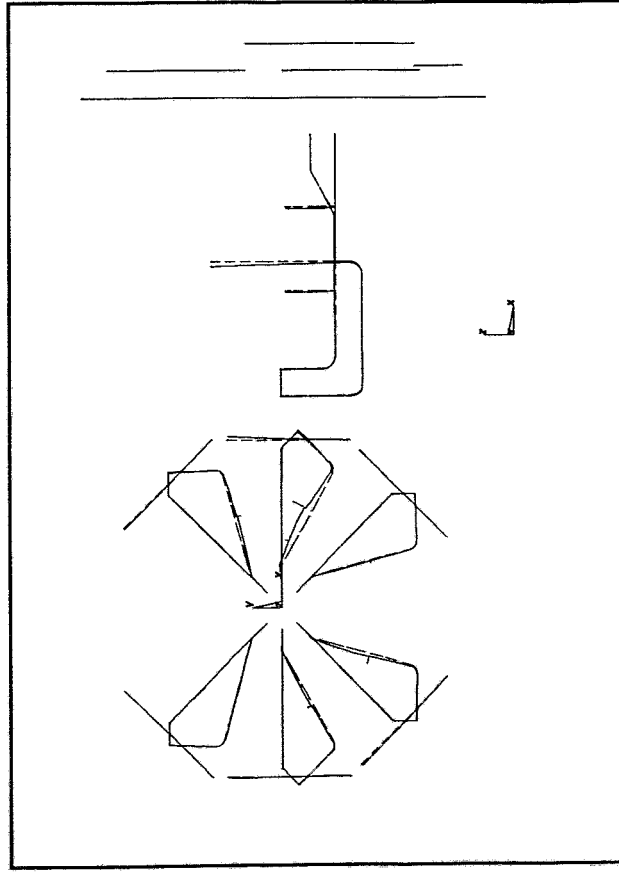


Bild 6.38: Gesamtmodell Mode G17 (3.09 Hz)

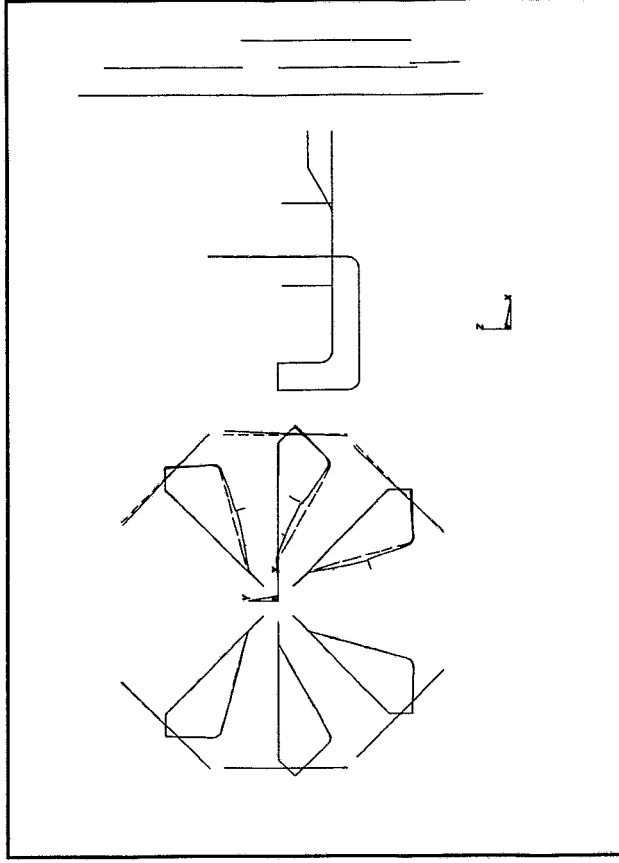


Bild 6.39: Gesamtmodell Mode G18 (3.09 Hz)

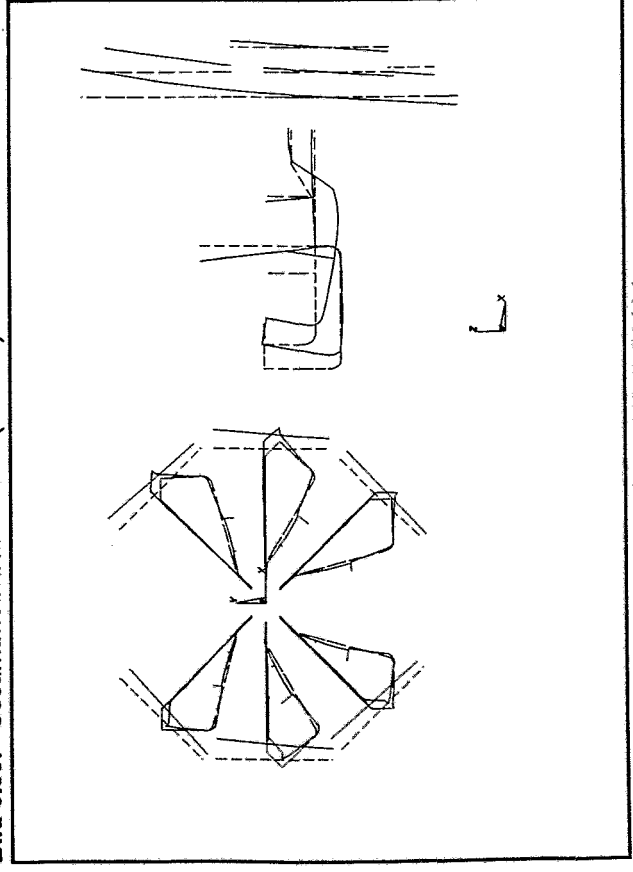


Bild 6.40: Gesamtmodell Mode G19 (3.58 Hz)

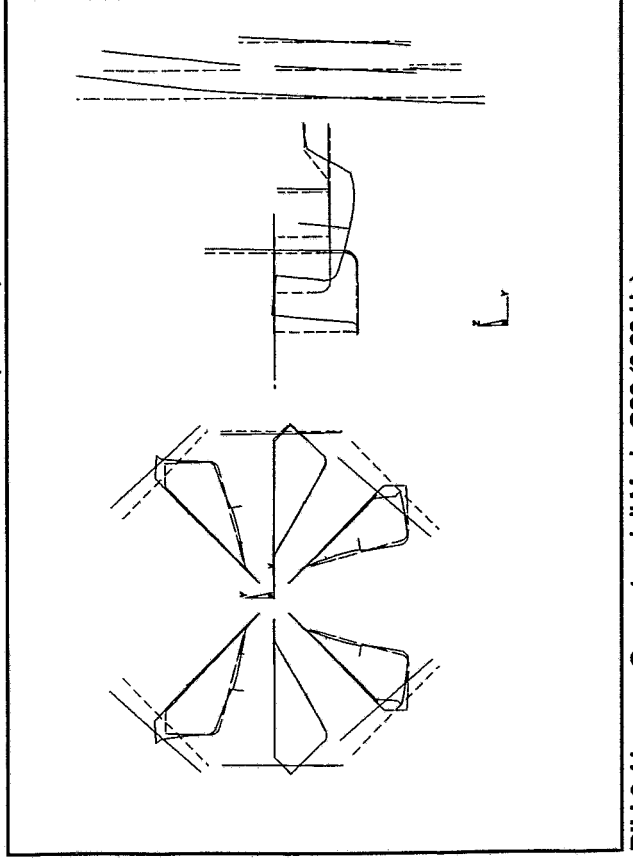


Bild 6.41: Gesamtmodell Mode G20 (3.63 Hz)

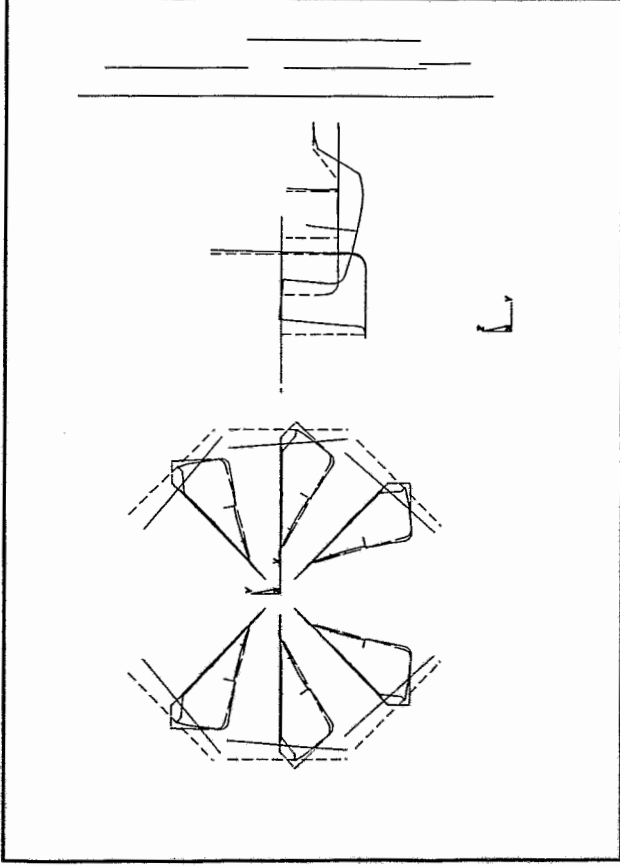


Bild 6.42: Gesamtmodell Mode G21 (3.71 Hz)

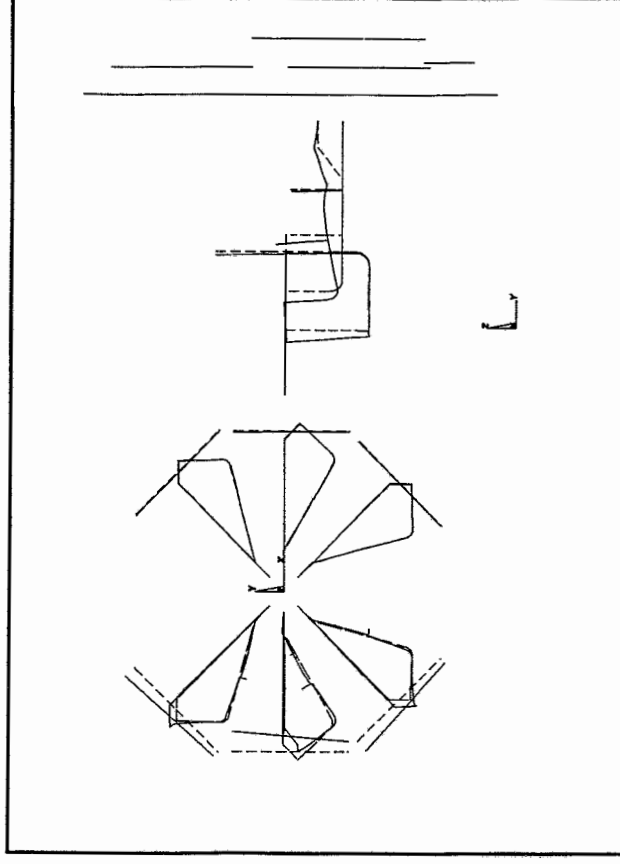


Bild 6.43: Gesamtmodell Mode G22 (3.71 Hz)

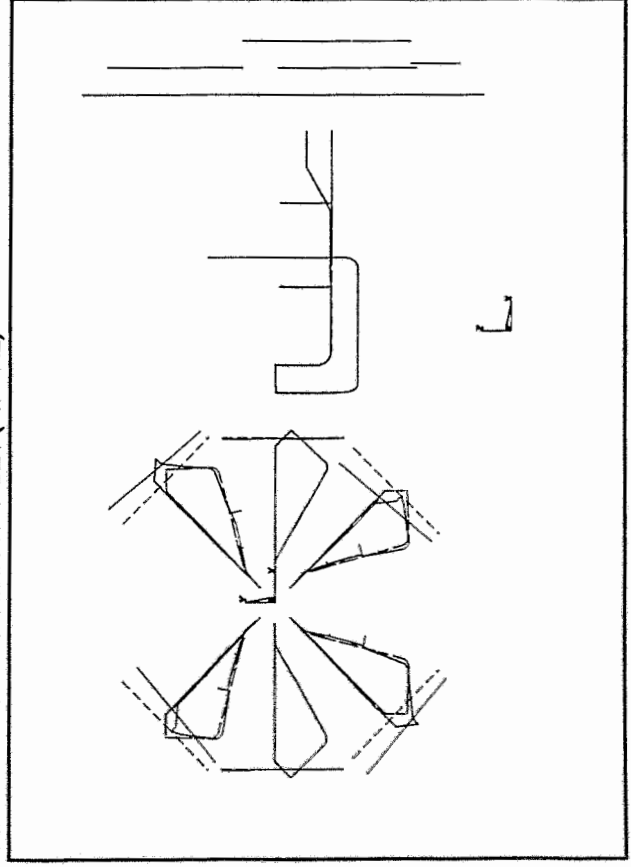


Bild 6.44: Gesamtmodell Mode G23 (3.71 Hz)

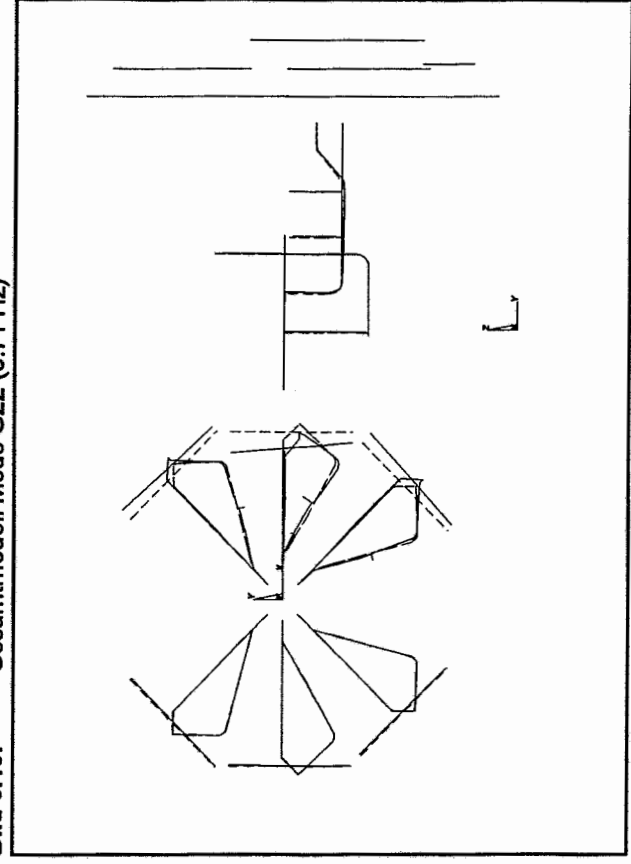


Bild 6.45: Gesamtmodell Mode G24 (3.71 Hz)

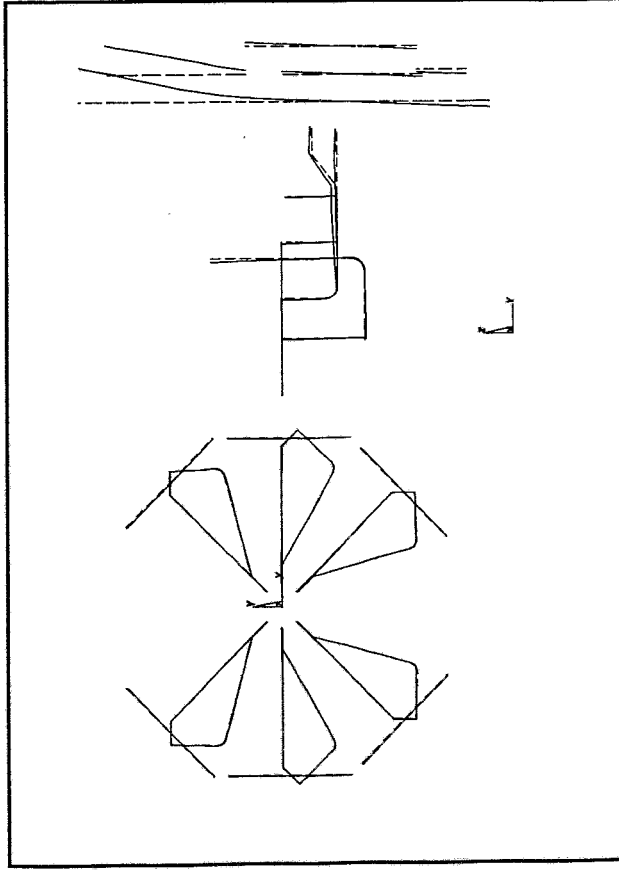


Bild 6.46: Gesamtmodell Mode G25 (4.71 Hz)

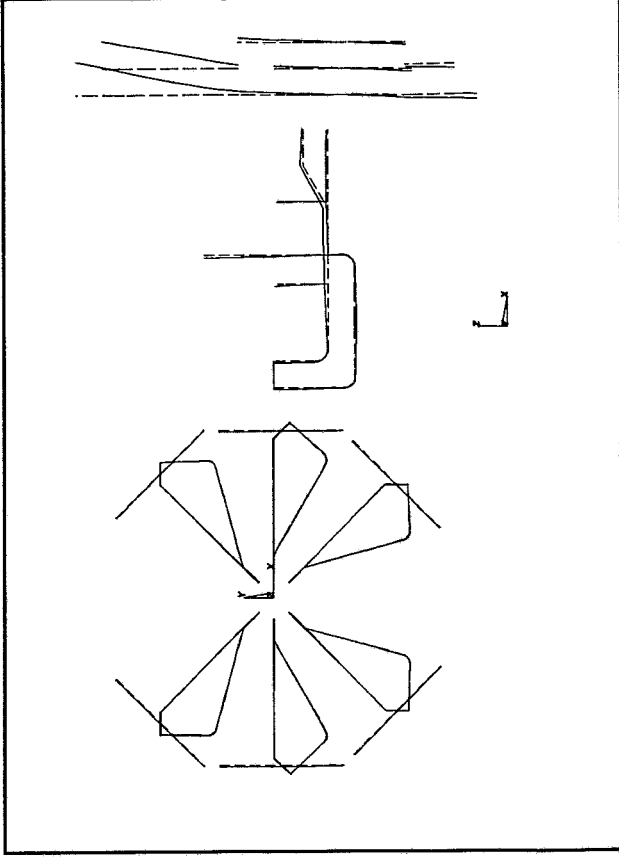


Bild 6.47: Gesamtmodell Mode G26 (4.80 Hz)

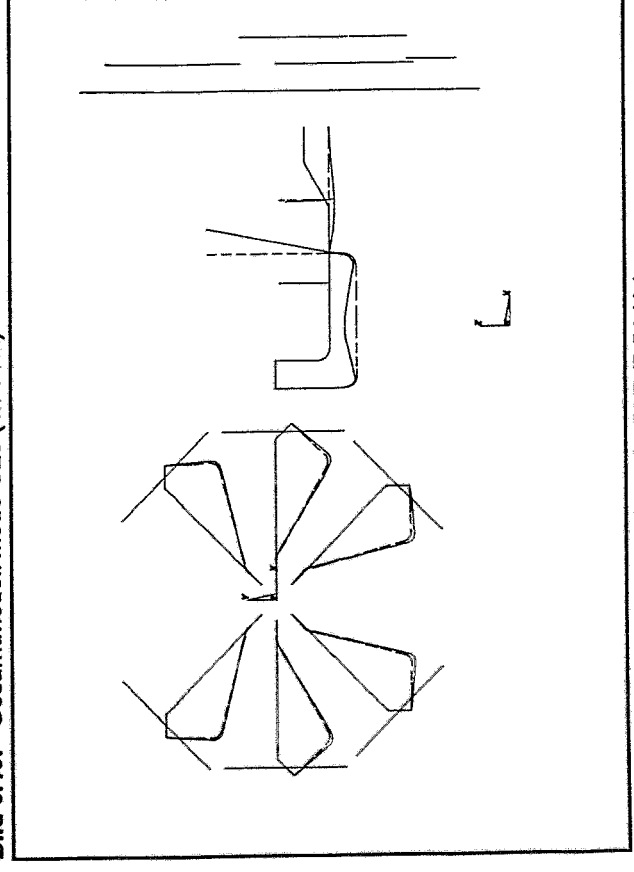


Bild 6.48: Gesamtmodell Mode G27 (5.51 Hz)

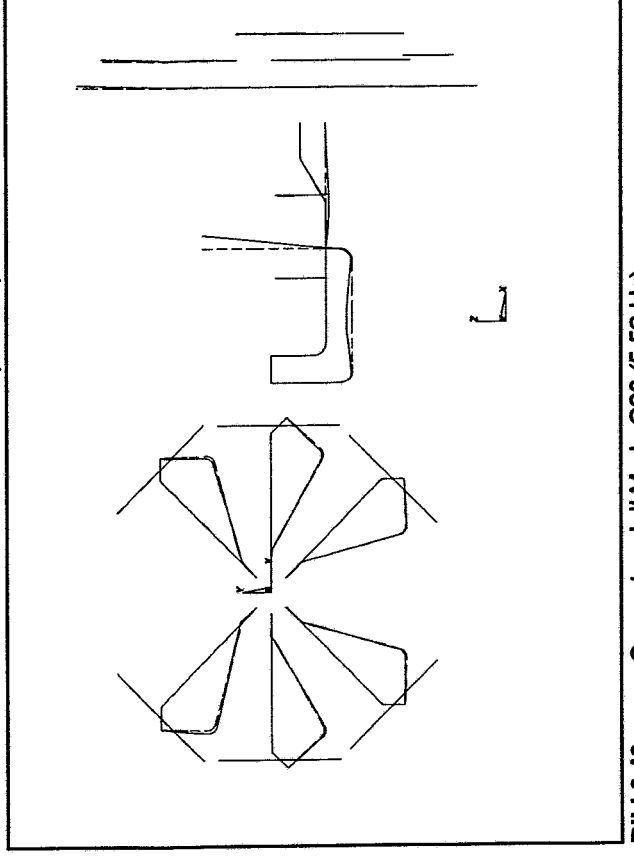


Bild 6.49: Gesamtmodell Mode G28 (5.52 Hz)

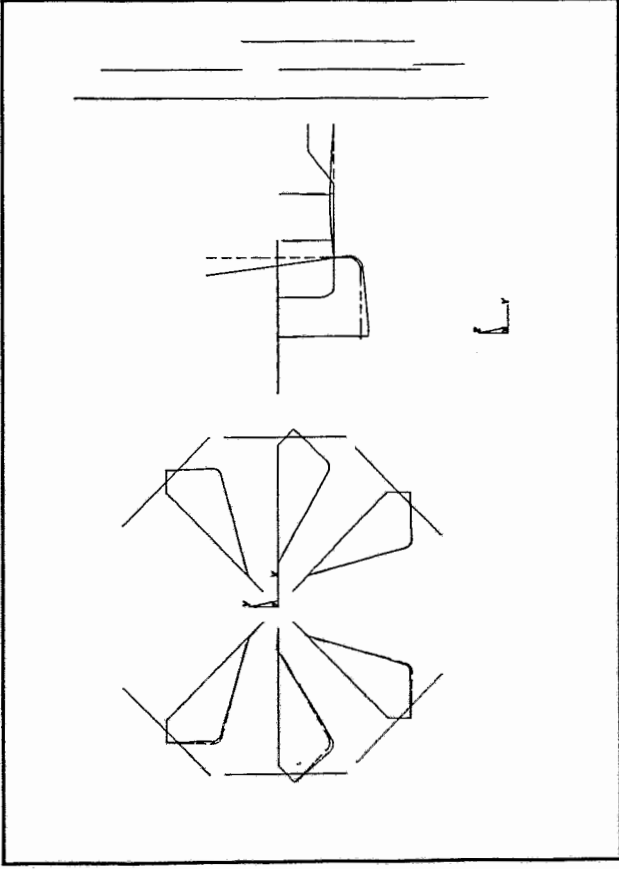


Bild 6.50: Gesamtmodell Mode G29 (5.52 Hz)

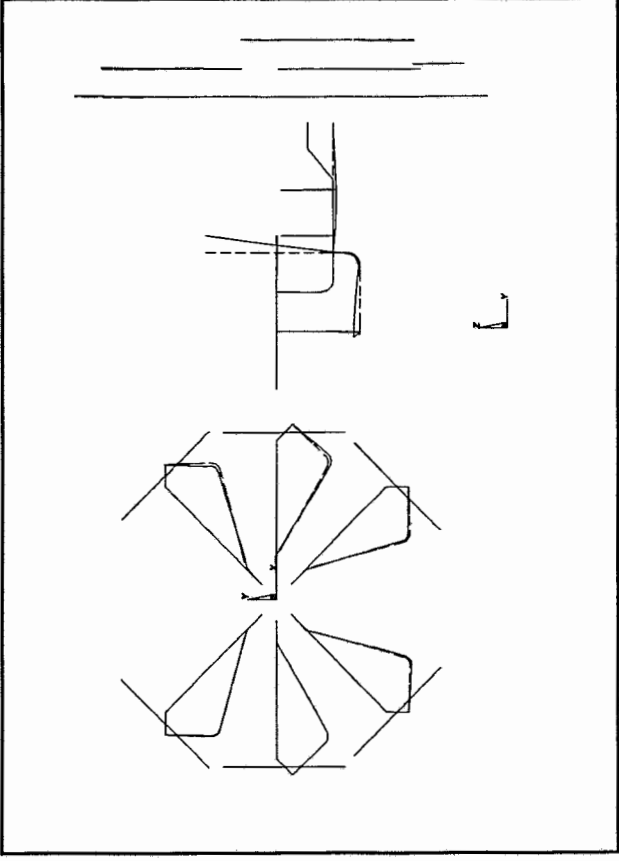


Bild 6.51: Gesamtmodell Mode G30 (5.52 Hz)

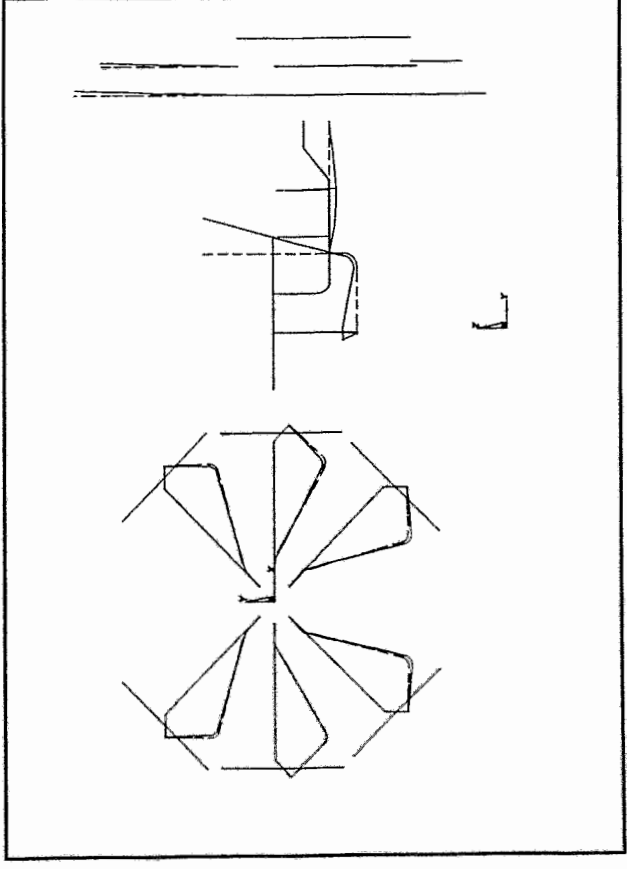


Bild 6.52: Gesamtmodell Mode G31 (5.52 Hz)

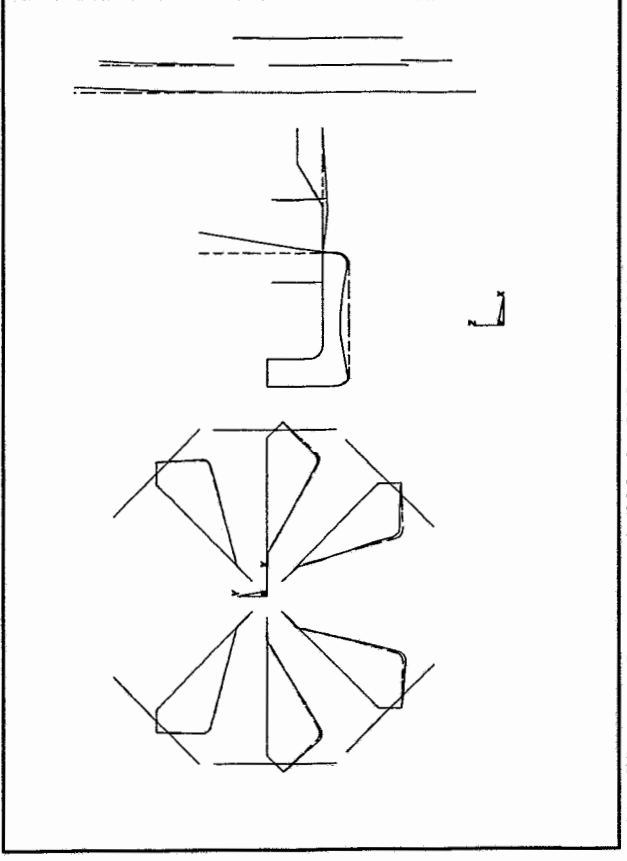


Bild 6.53: Gesamtmodell Mode G32 (5.52 Hz)

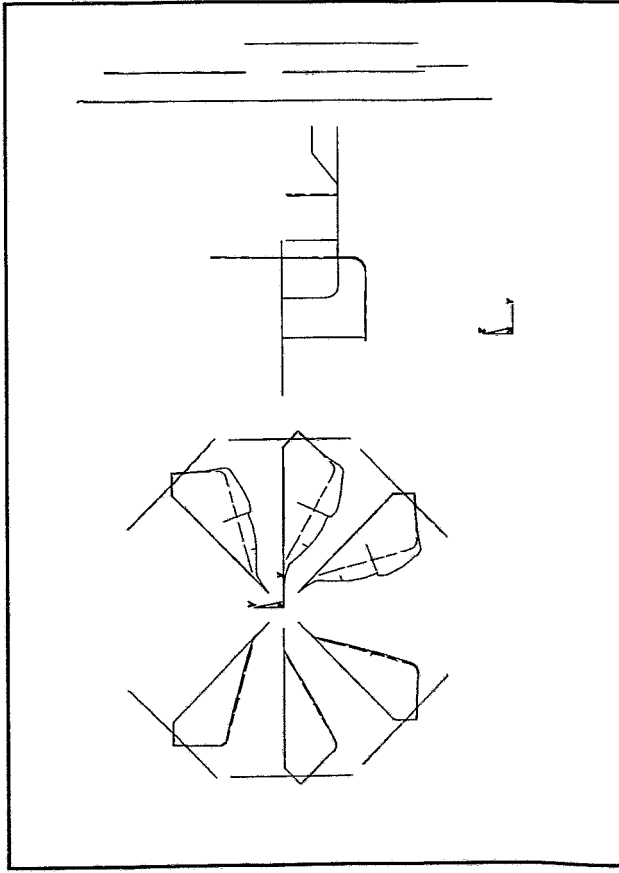


Bild 6.54: Gesamtmodell Mode G33 (8.20 Hz)

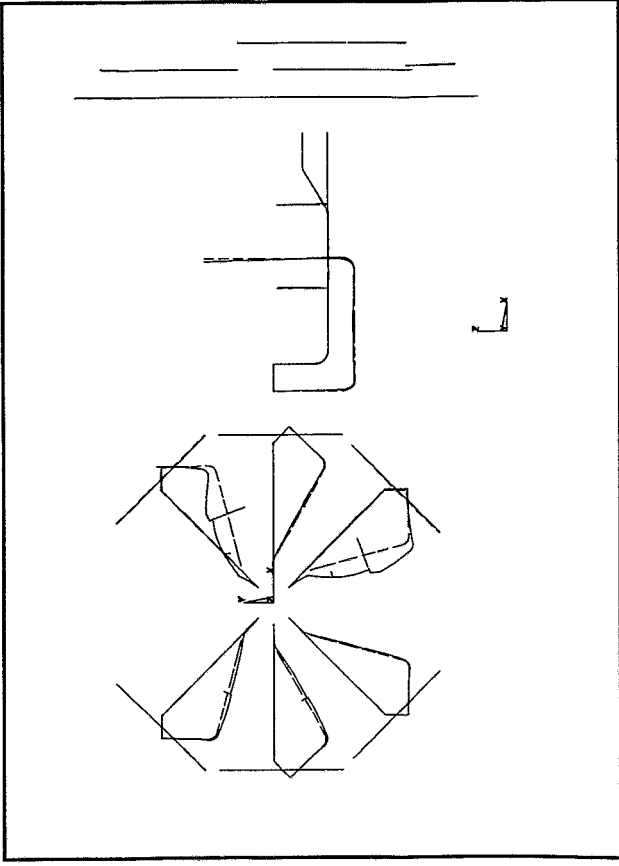


Bild 6.55: Gesamtmodell Mode G34 (8.20 Hz)

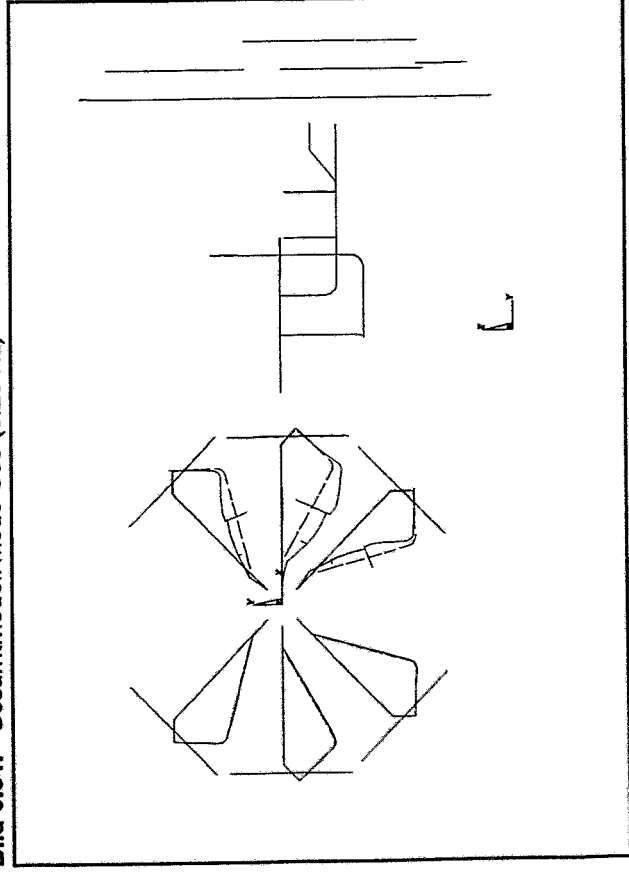


Bild 6.56: Gesamtmodell Mode G35 (8.20 Hz)

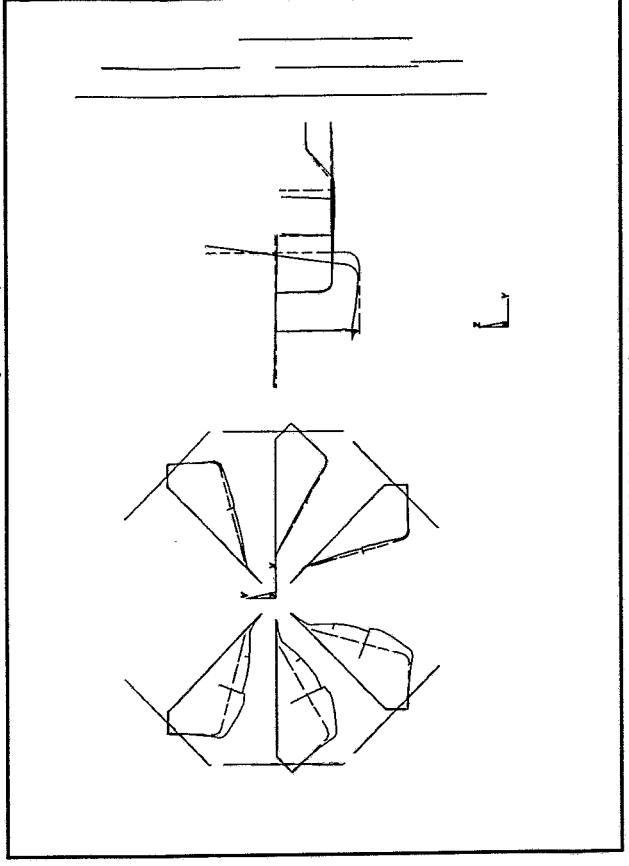


Bild 6.57: Gesamtmodell Mode G36 (8.21 Hz)

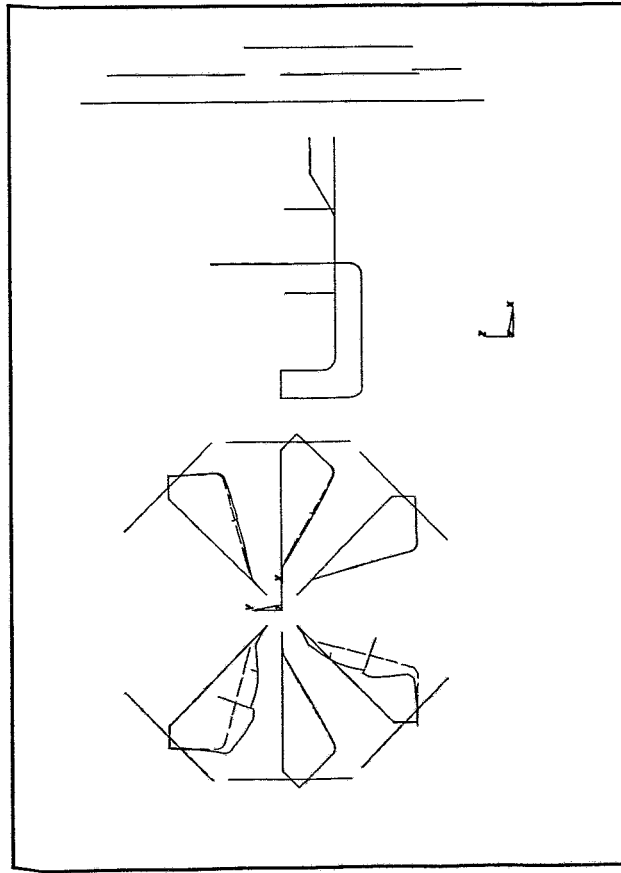


Bild 6.58: Gesamtmodell Mode G37 (8.21 Hz)

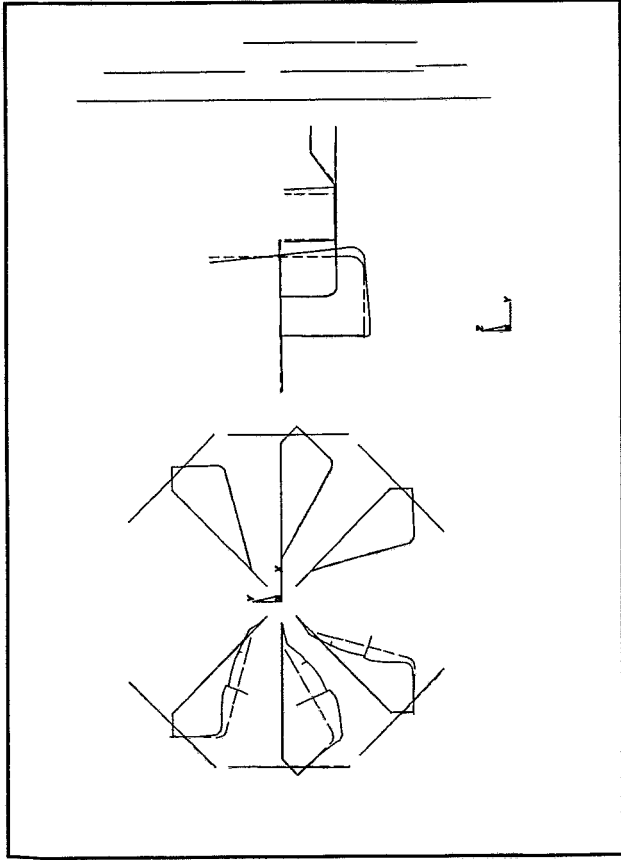


Bild 6.59: Gesamtmodell Mode G38 (8.21 Hz)

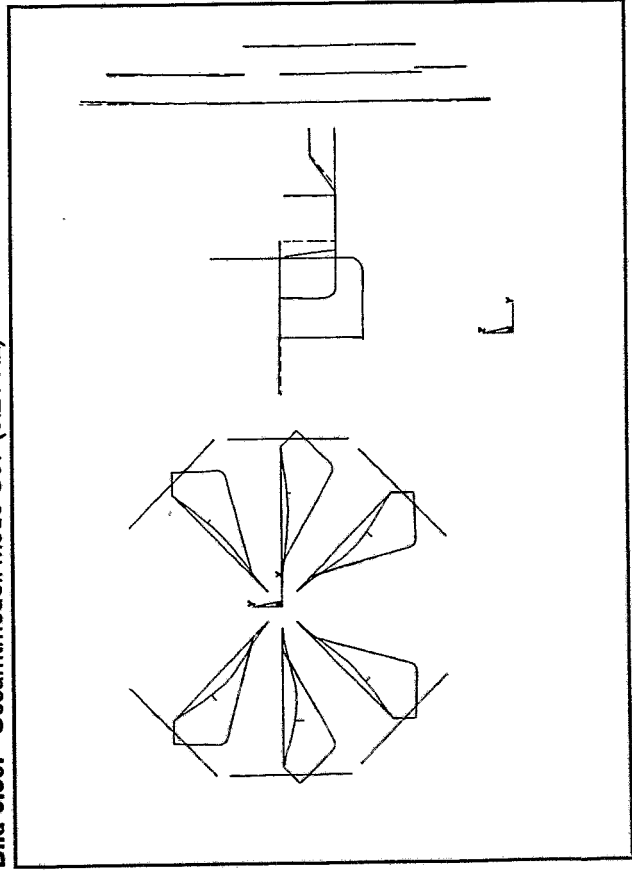


Bild 6.60: Gesamtmodell Mode G39 (9.23 Hz)

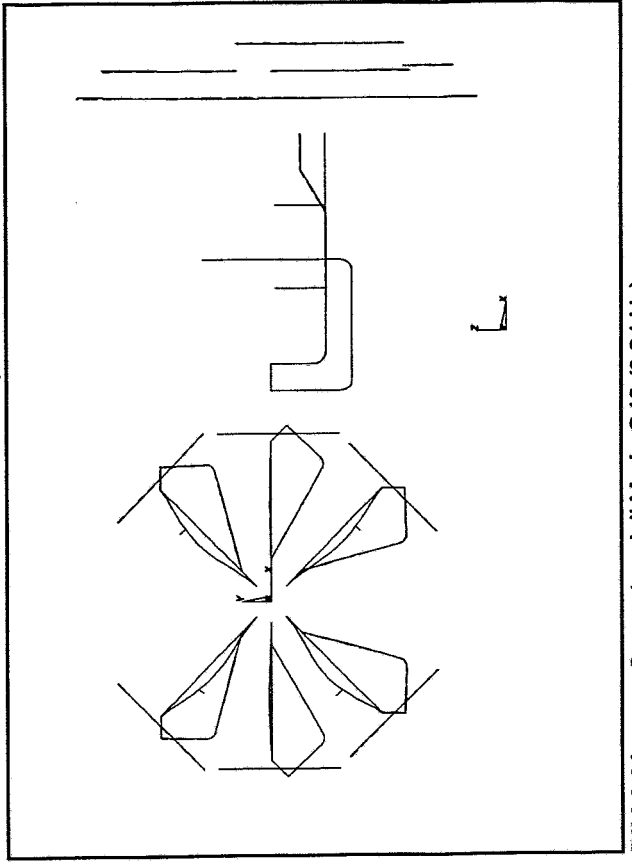


Bild 6.61: Gesamtmodell Mode G40 (9.24 Hz)

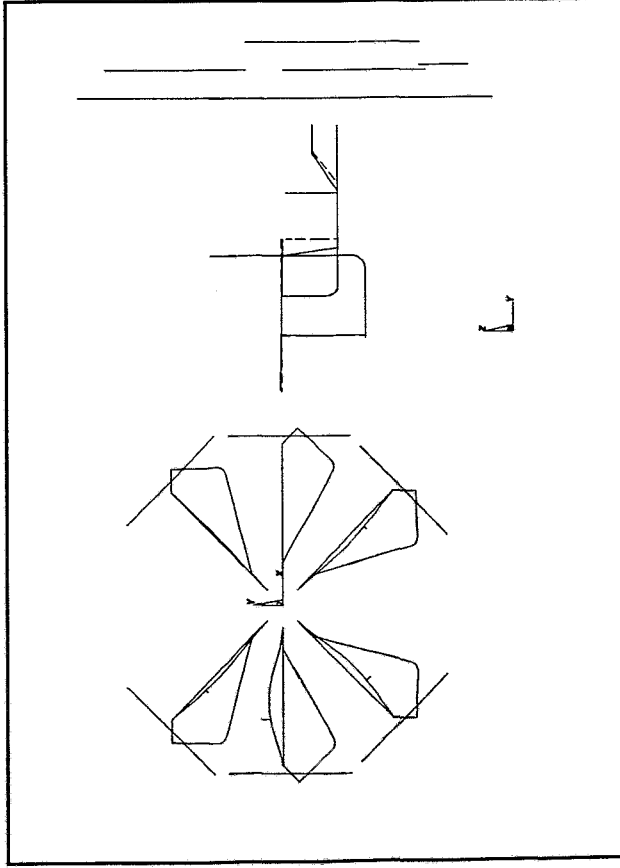


Bild 6.62: Gesamtmodell Mode G41 (9.25 Hz)

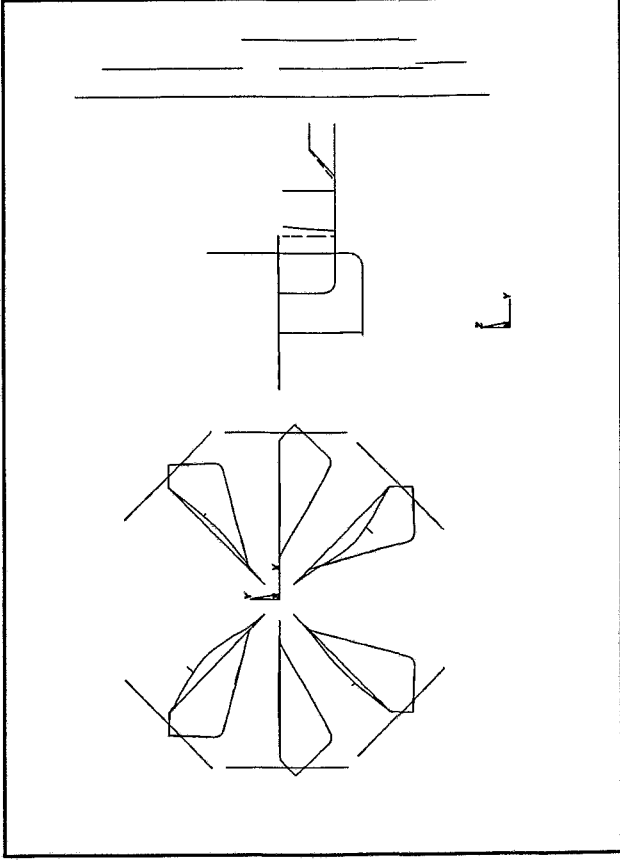


Bild 6.63: Gesamtmodell Mode G42 (9.25 Hz)

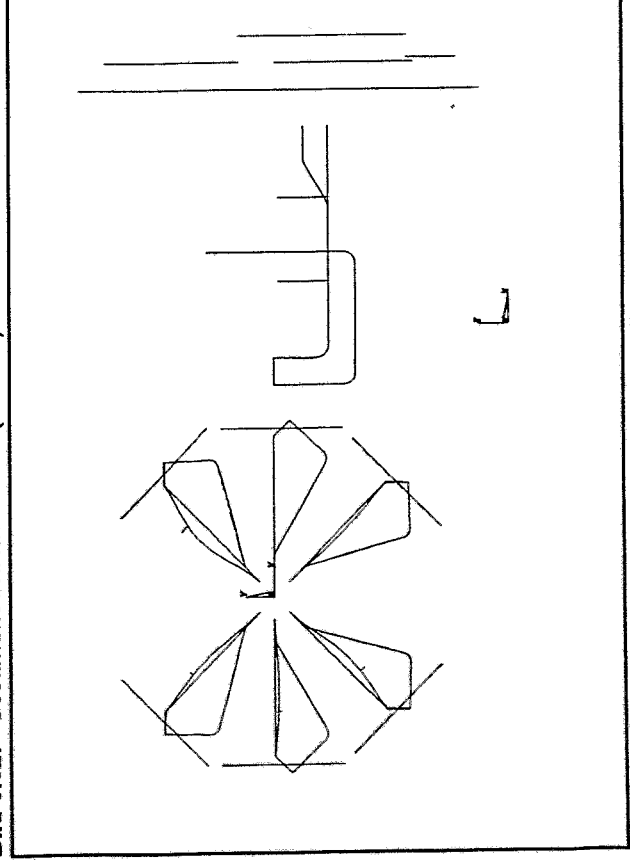


Bild 6.64: Gesamtmodell Mode G43 (9.25 Hz)

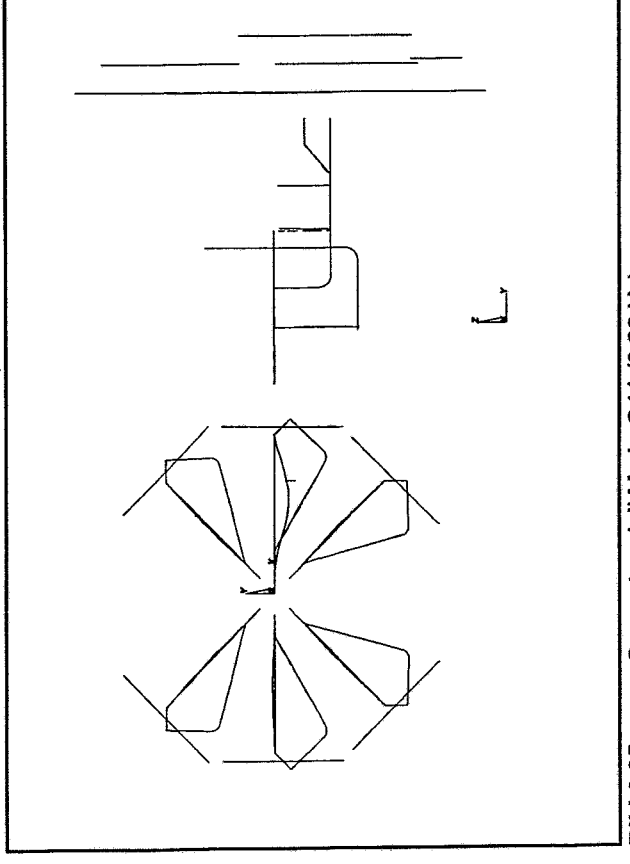


Bild 6.65: Gesamtmodell Mode G44 (9.26 Hz)

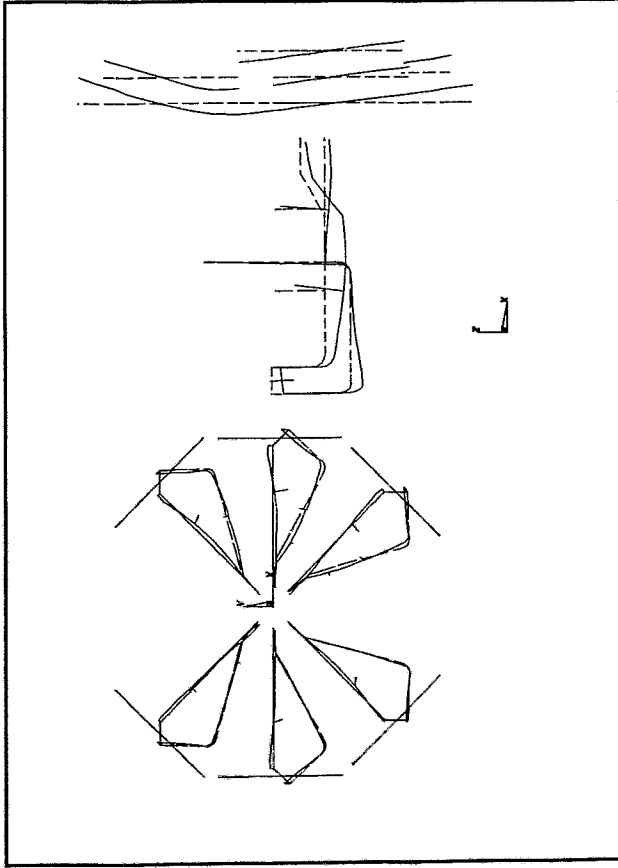


Bild 6.66: Gesamtmodell Mode G45 (10.21 Hz)

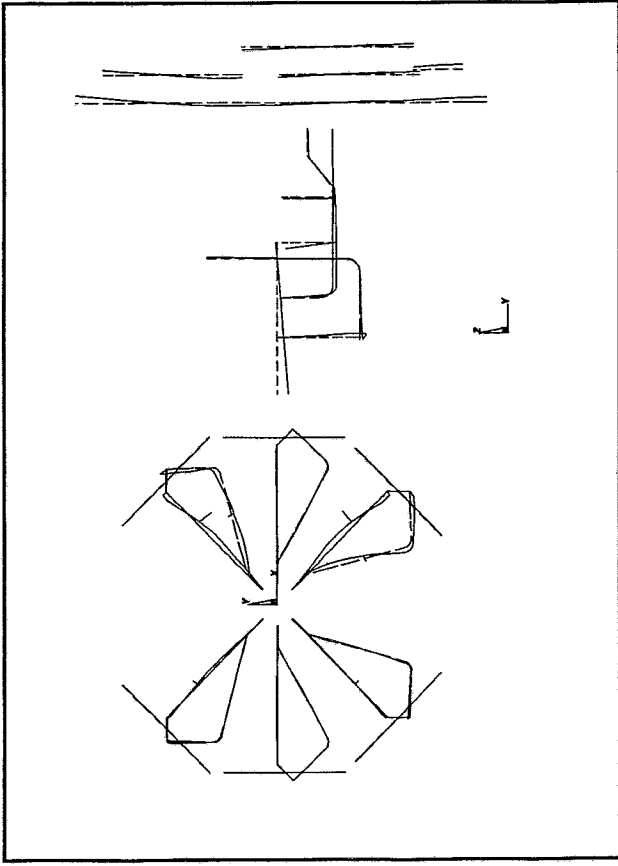


Bild 6.67: Gesamtmodell Mode G46 (10.26 Hz)

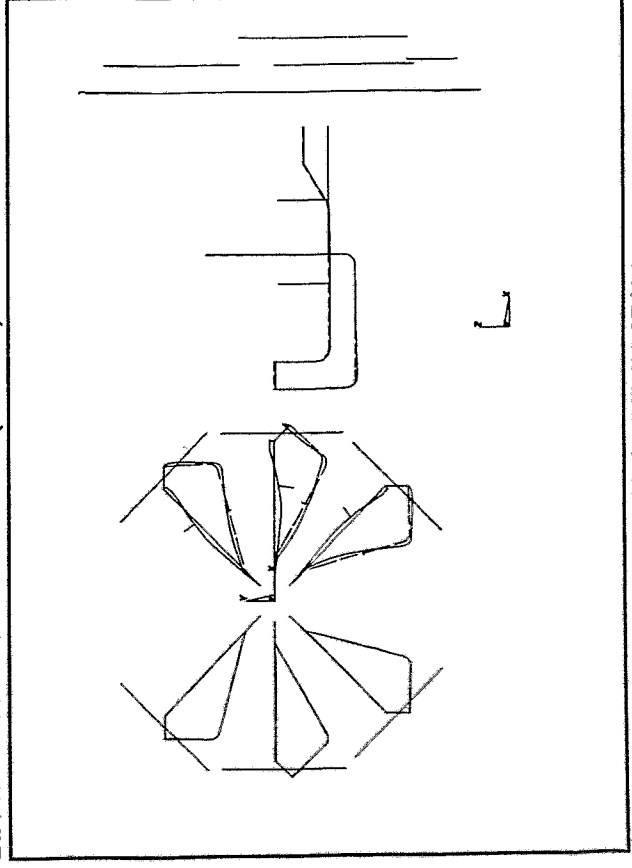


Bild 6.68: Gesamtmodell Mode G47 (10.27 Hz)

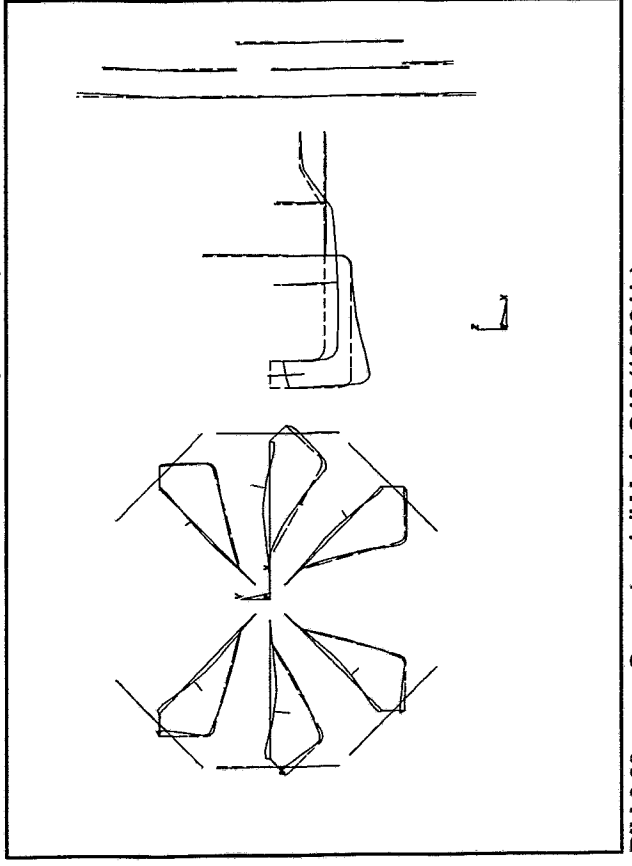


Bild 6.69: Gesamtmodell Mode G48 (10.28 Hz)

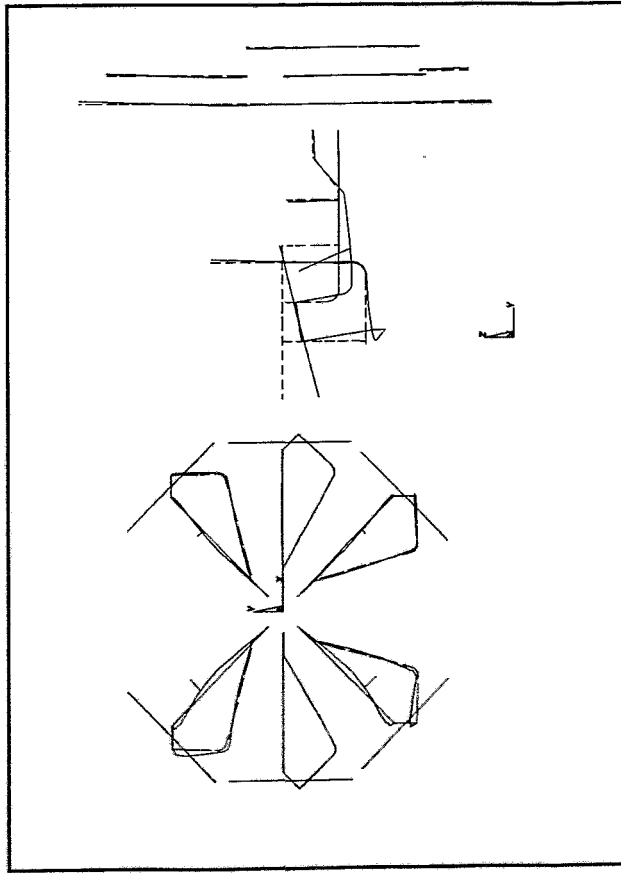


Bild 6.70: Gesamtmodell Mode G49 (10.28 Hz)

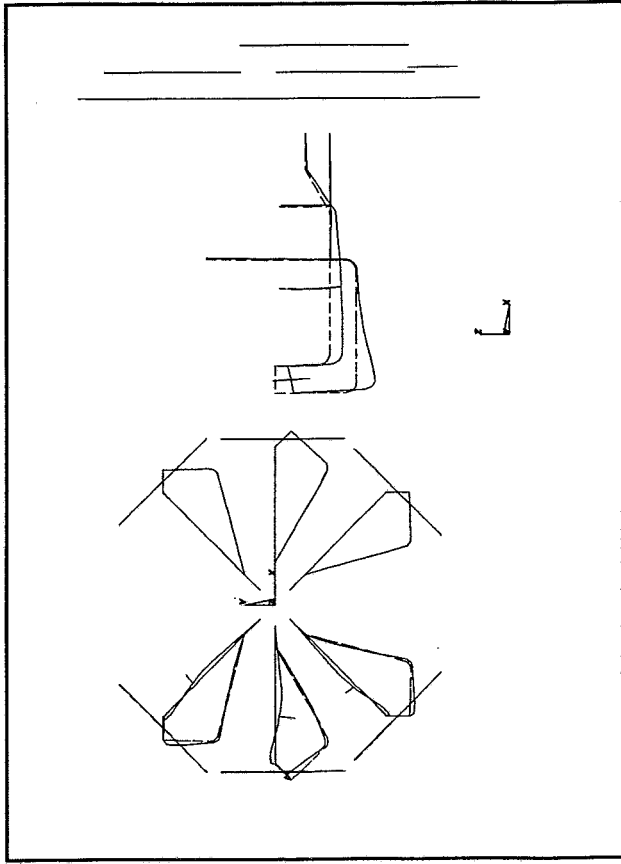


Bild 6.71: Gesamtmodell Mode G50 (10.28 Hz)

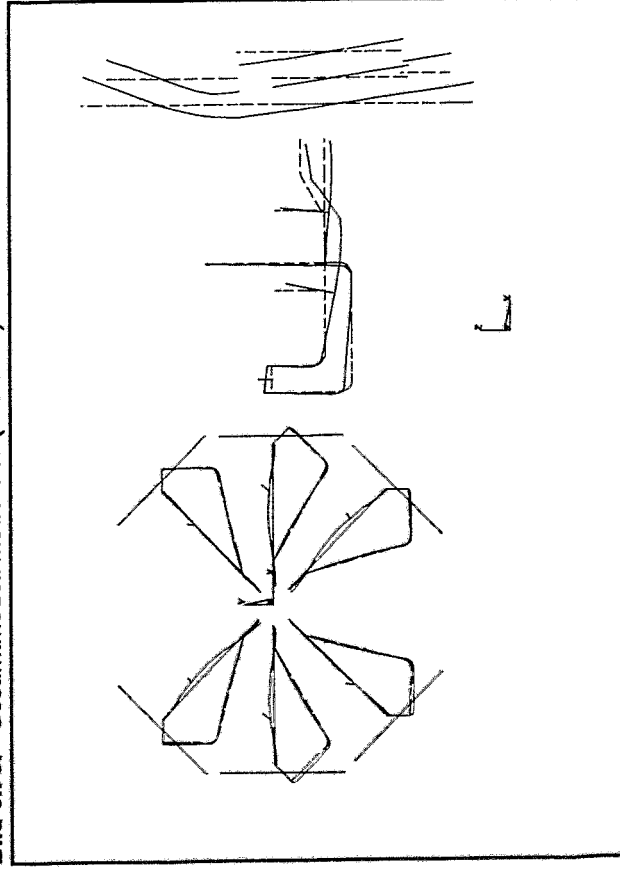


Bild 6.72: Gesamtmodell Mode G51 (10.41 Hz)

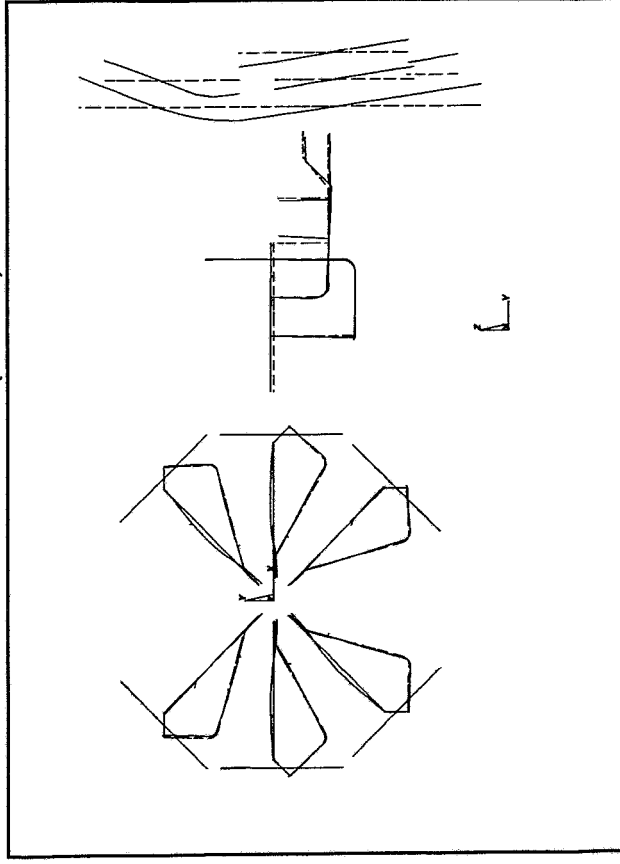


Bild 6.73: Gesamtmodell Mode G52 (10.58 Hz)

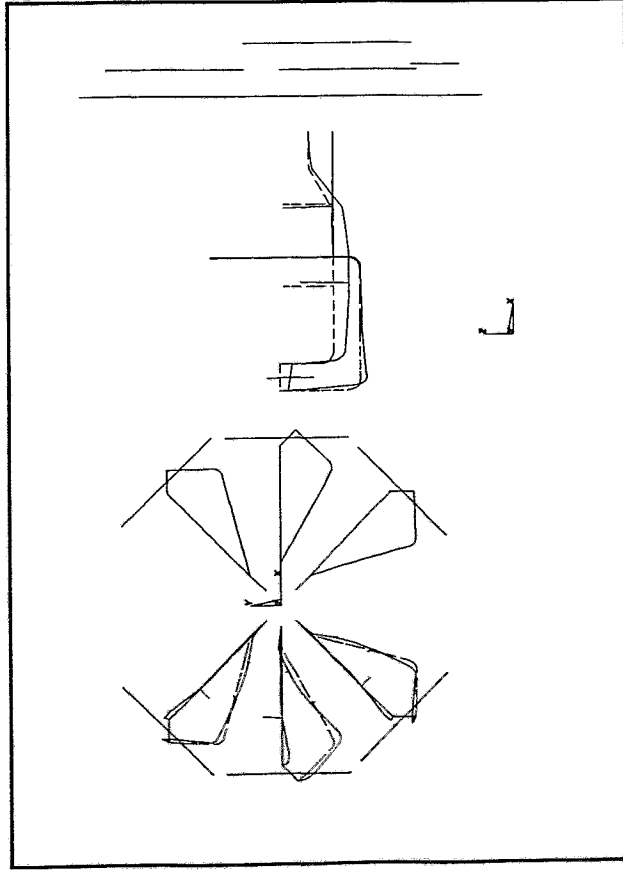


Bild 6.74: Gesamtmodell Mode G53 (11.06 Hz)

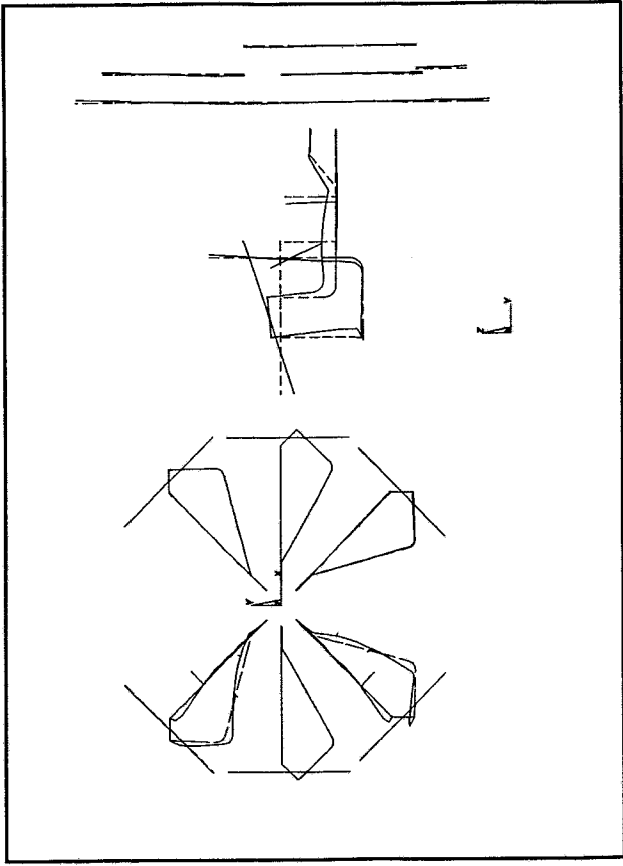


Bild 6.75: Gesamtmodell Mode G54 (11.06 Hz)

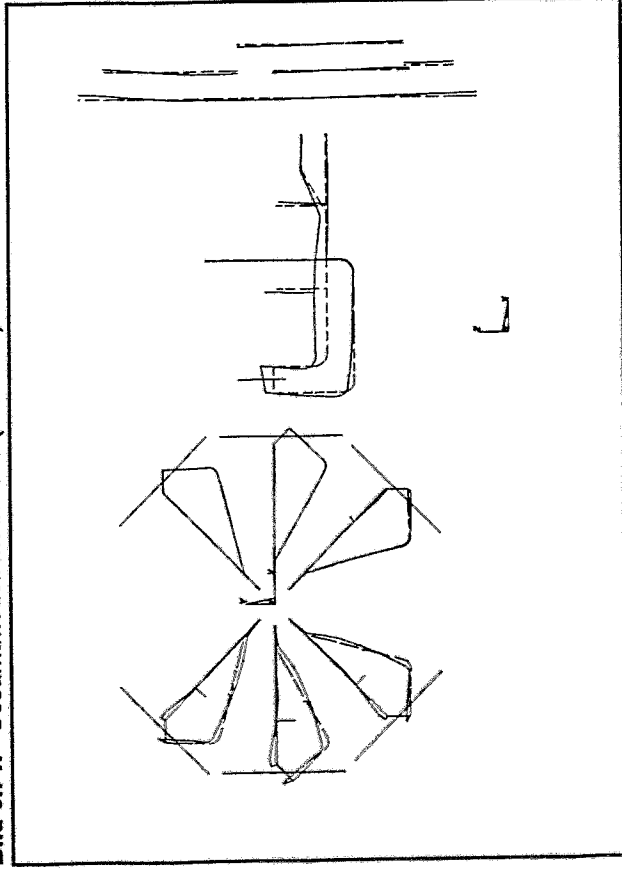


Bild 6.76: Gesamtmodell Mode G55 (11.07 Hz)

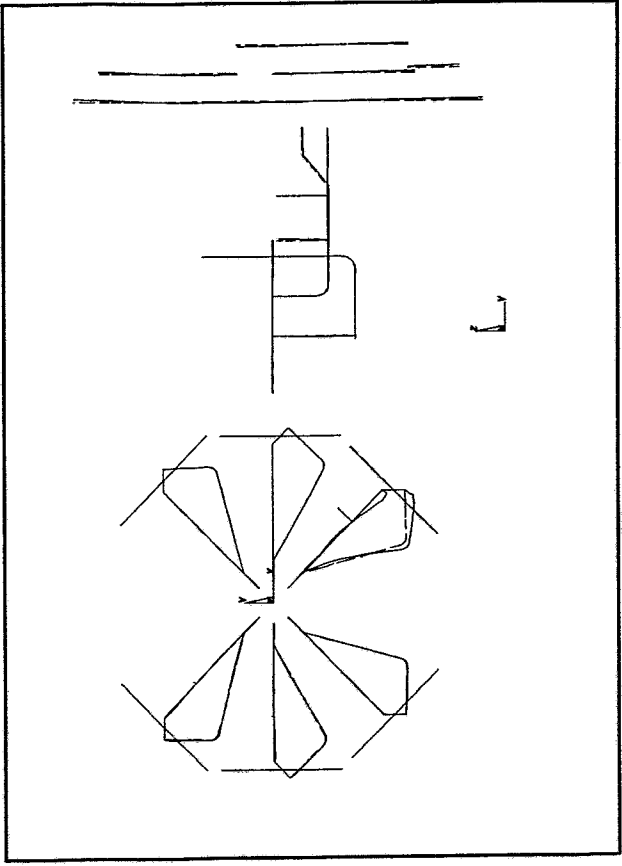


Bild 6.77: Gesamtmodell Mode G56 (11.10 Hz)

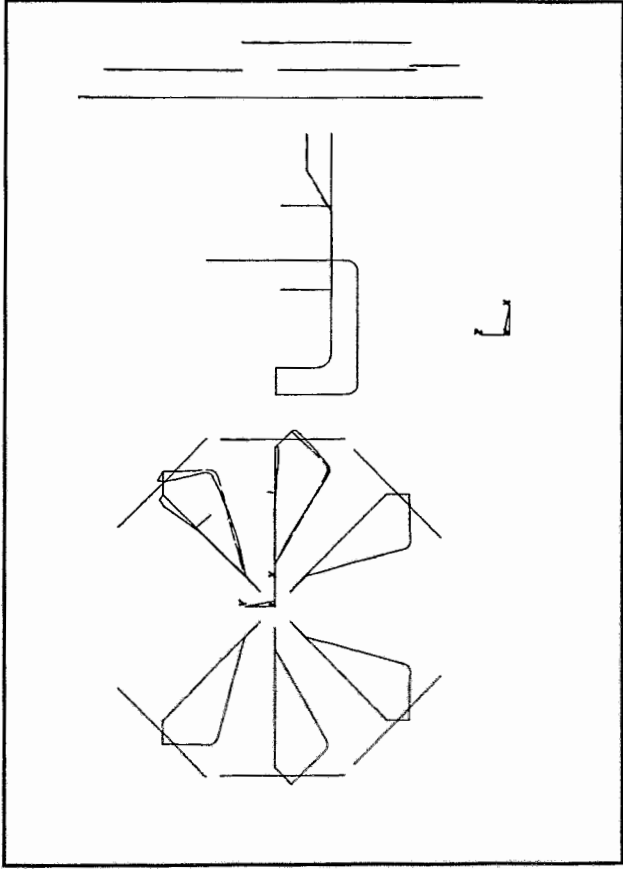


Bild 6.78: Gesamtmodell Mode G57 (11.23 Hz)

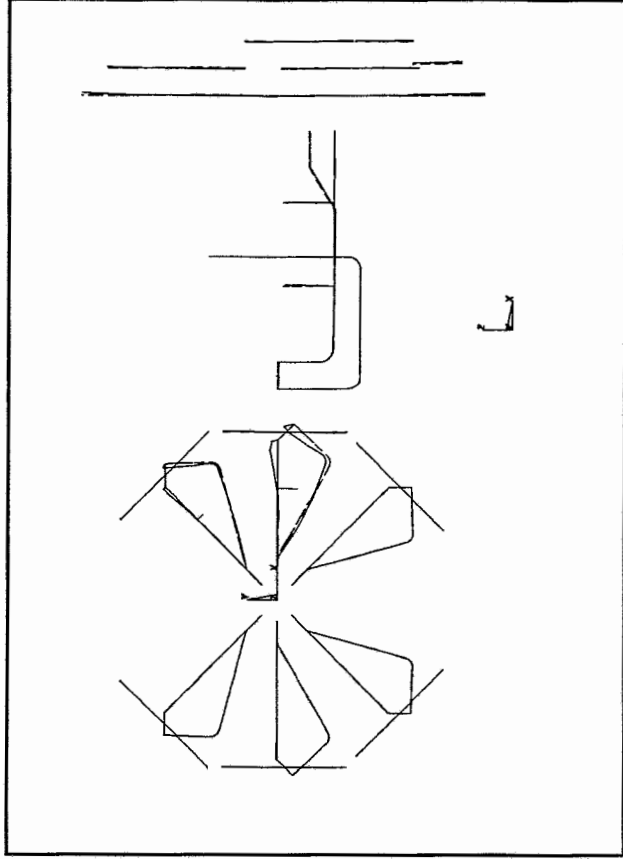


Bild 6.79: Gesamtmodell Mode G58 (11.24 Hz)

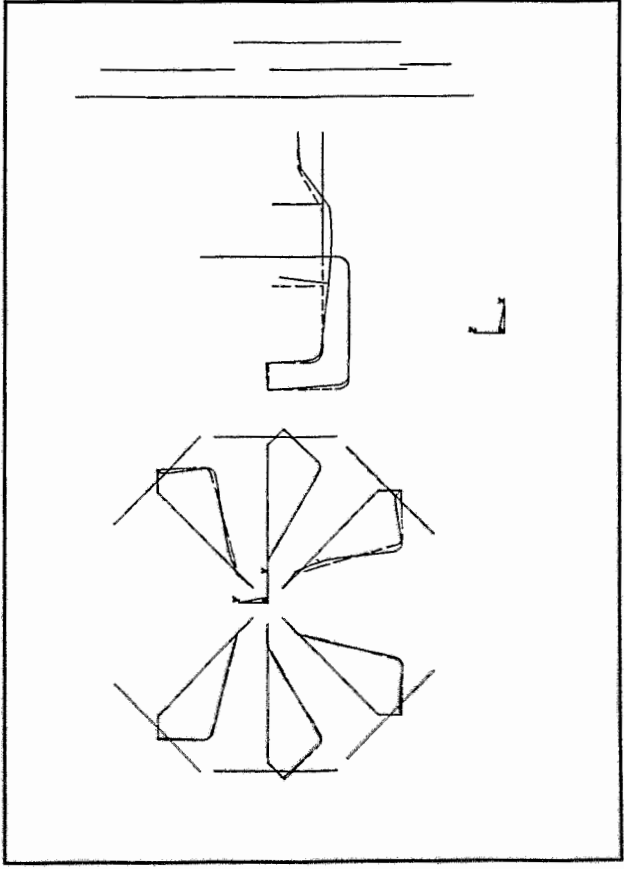


Bild 6.80: Gesamtmodell Mode G59 (11.83 Hz)

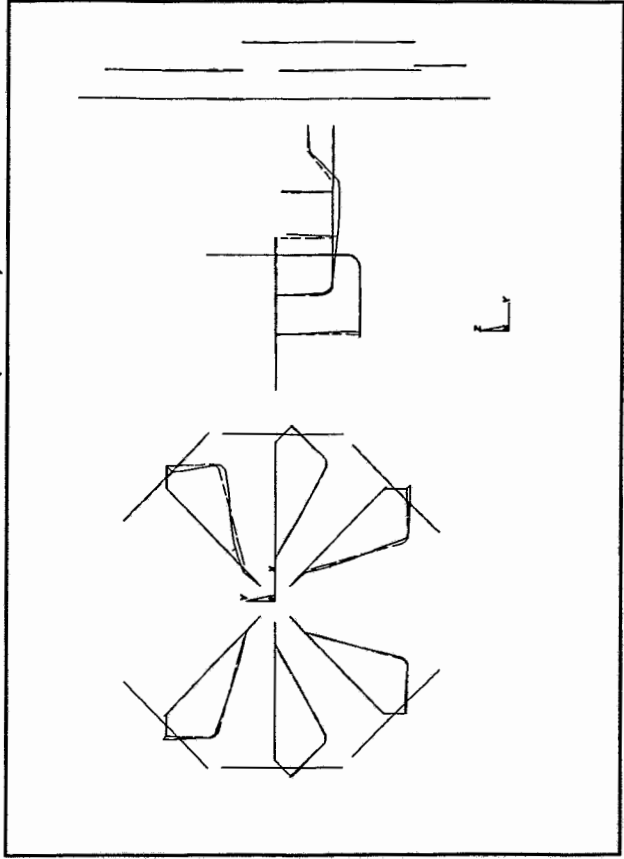


Bild 6.81: Gesamtmodell Mode G60 (11.84 Hz)

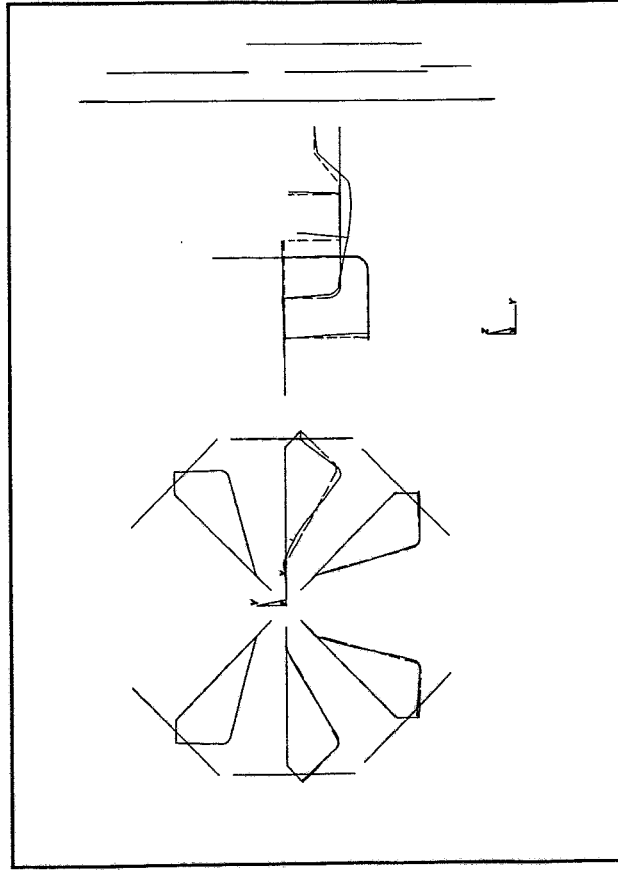


Bild 6.82: Gesamtmodell Mode G61 (11.84 Hz)

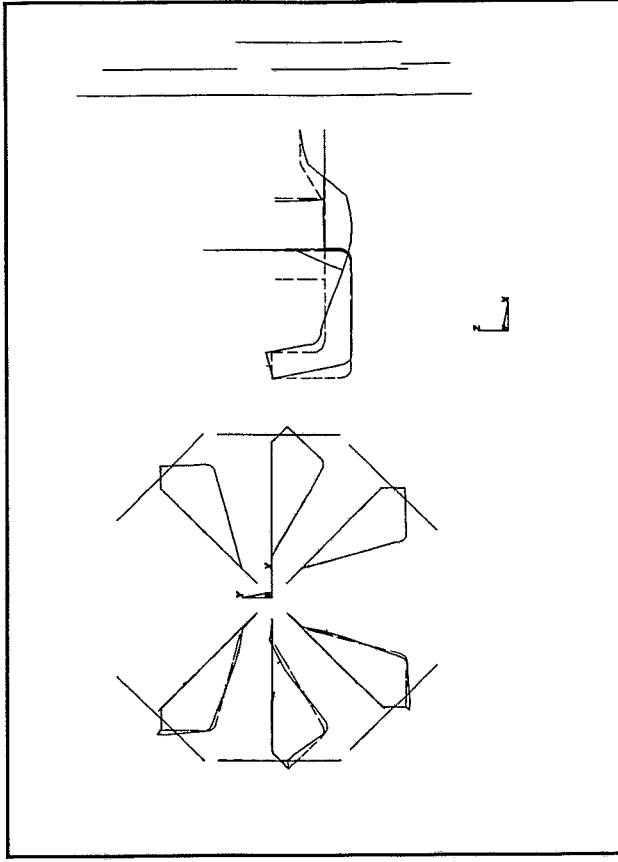


Bild 6.83: Gesamtmodell Mode G62 (11.85 Hz)

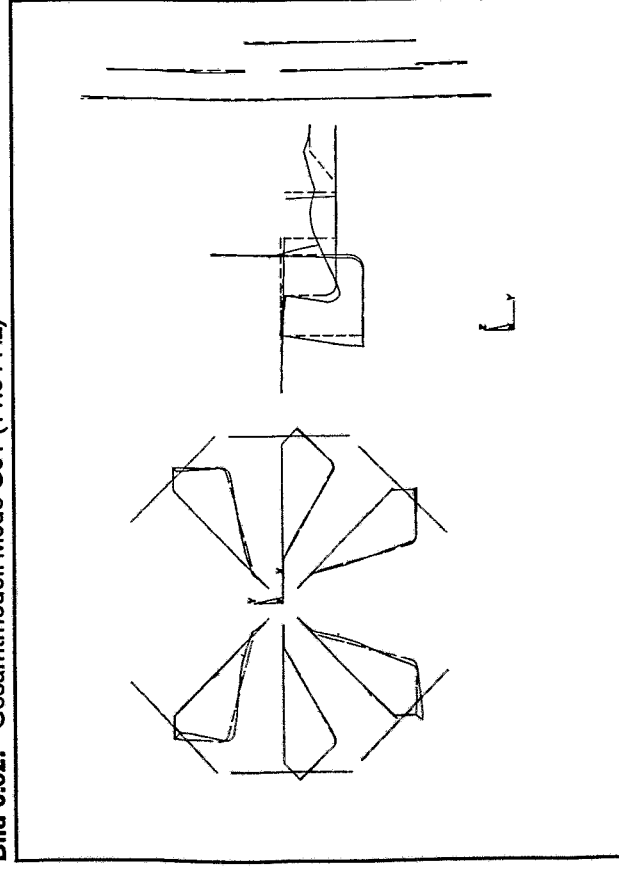


Bild 6.84: Gesamtmodell Mode G63 (11.86 Hz)

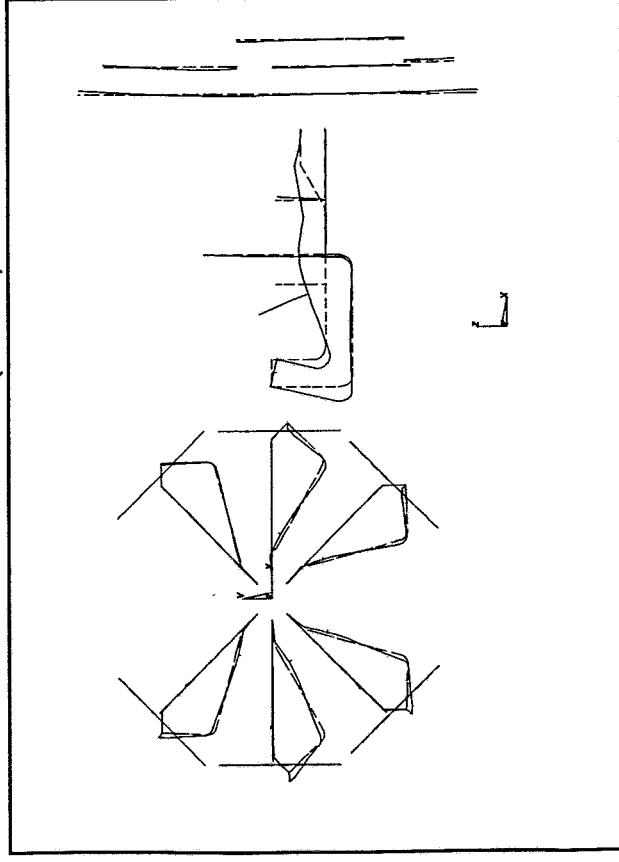


Bild 6.85: Gesamtmodell Mode G64 (11.88 Hz)

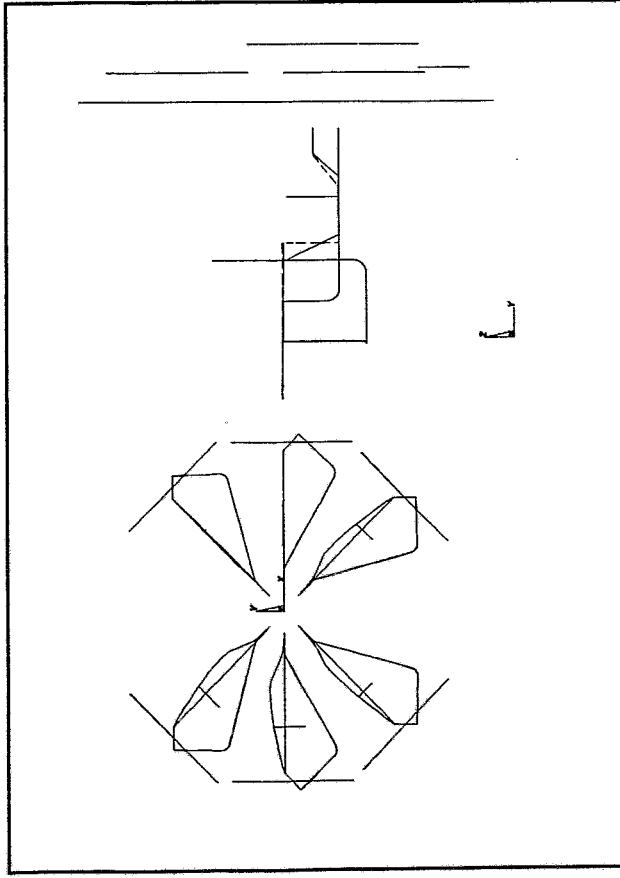


Bild 6.86: Gesamtmodell Mode G65 (13.69 Hz)

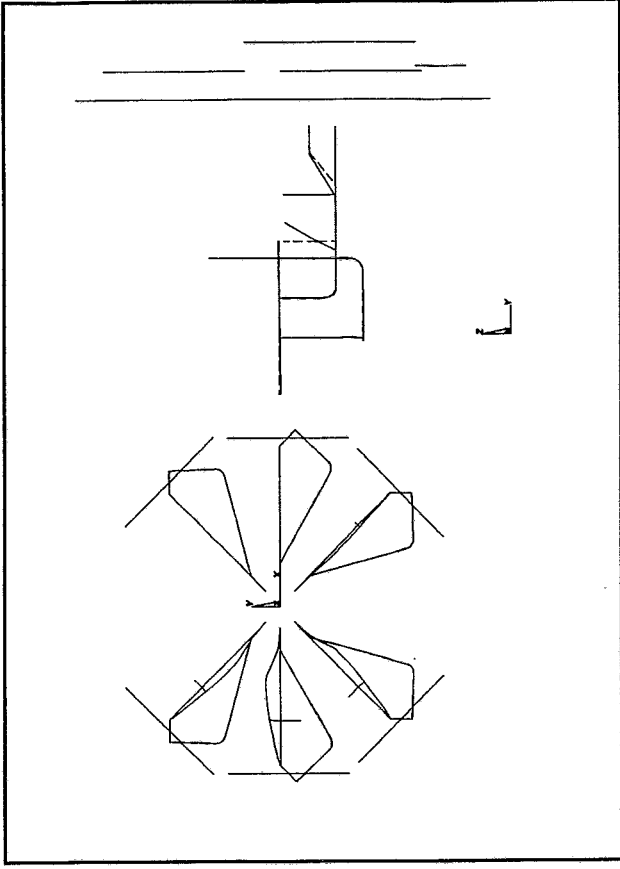


Bild 6.87: Gesamtmodell Mode G66 (13.69 Hz)

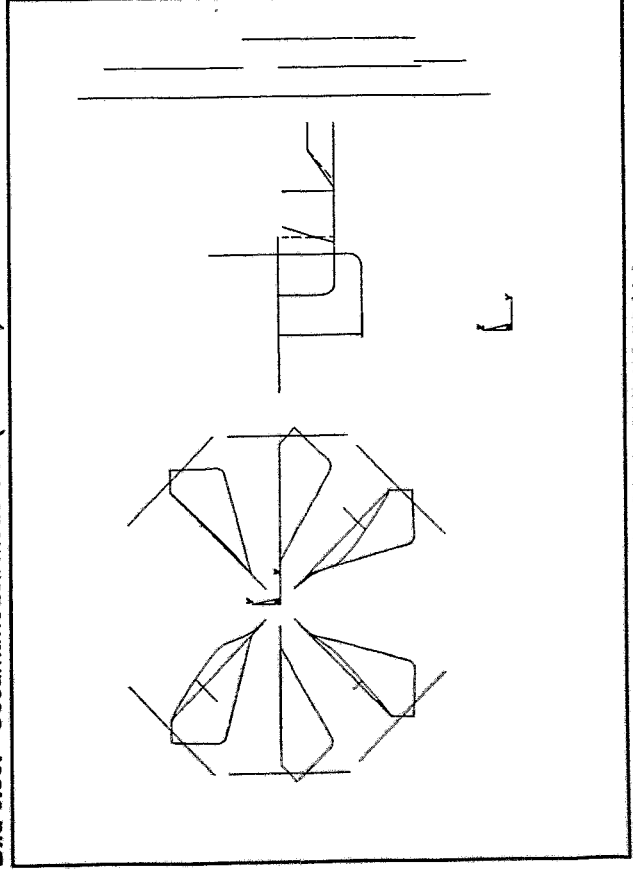


Bild 6.88: Gesamtmodell Mode G67 (13.69 Hz)

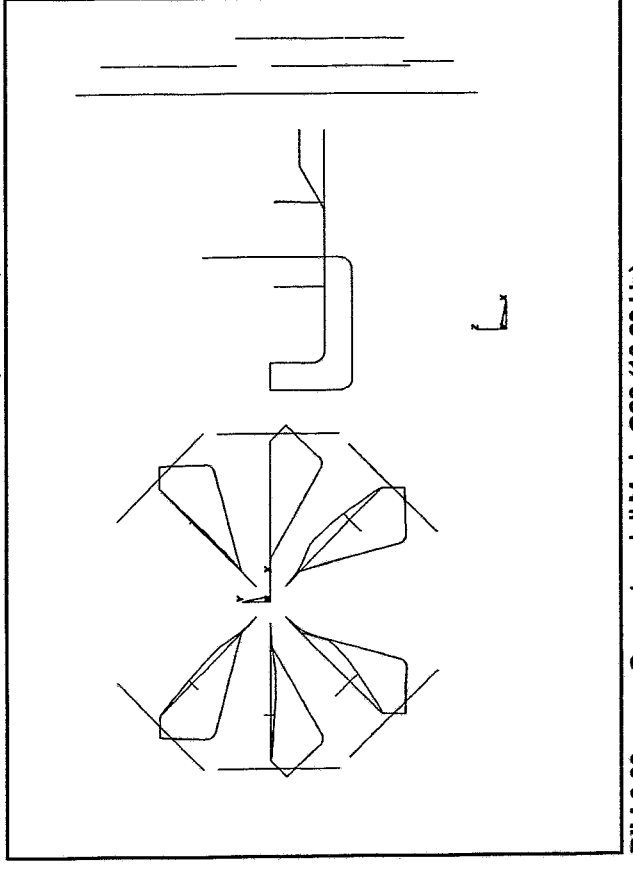


Bild 6.89: Gesamtmodell Mode G68 (13.69 Hz)

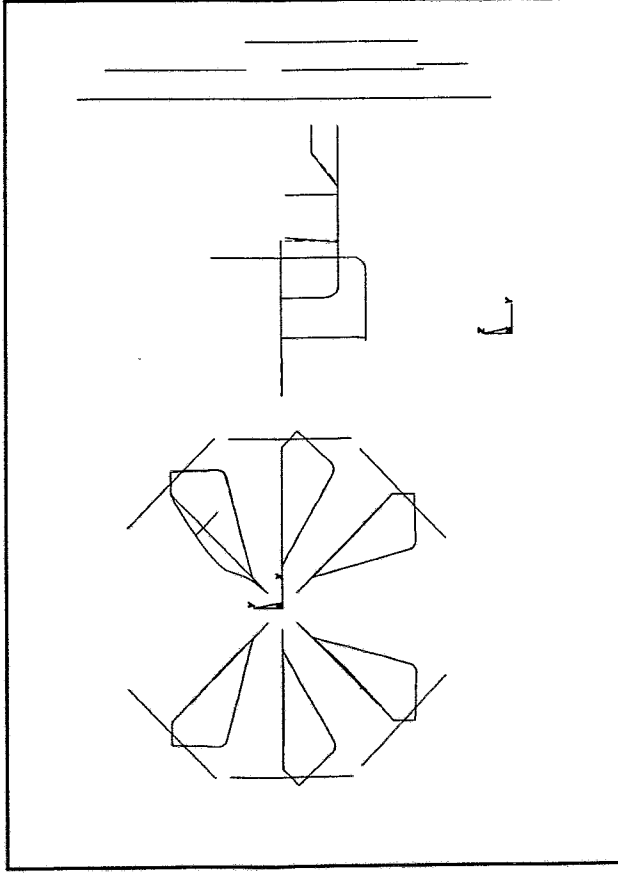


Bild 6.90: Gesamtmodell Mode G69 (13.69 Hz)

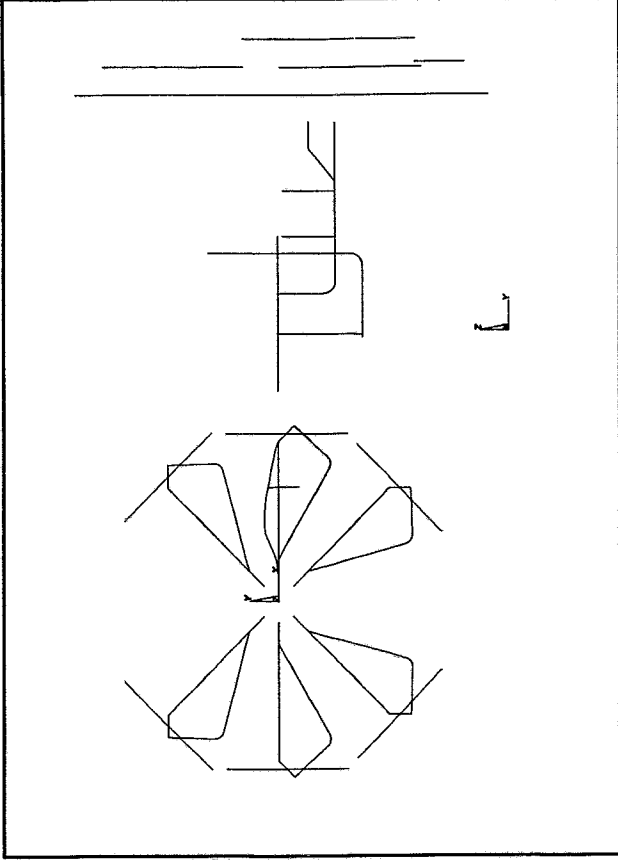


Bild 6.91: Gesamtmodell Mode G70 (13.76 Hz)

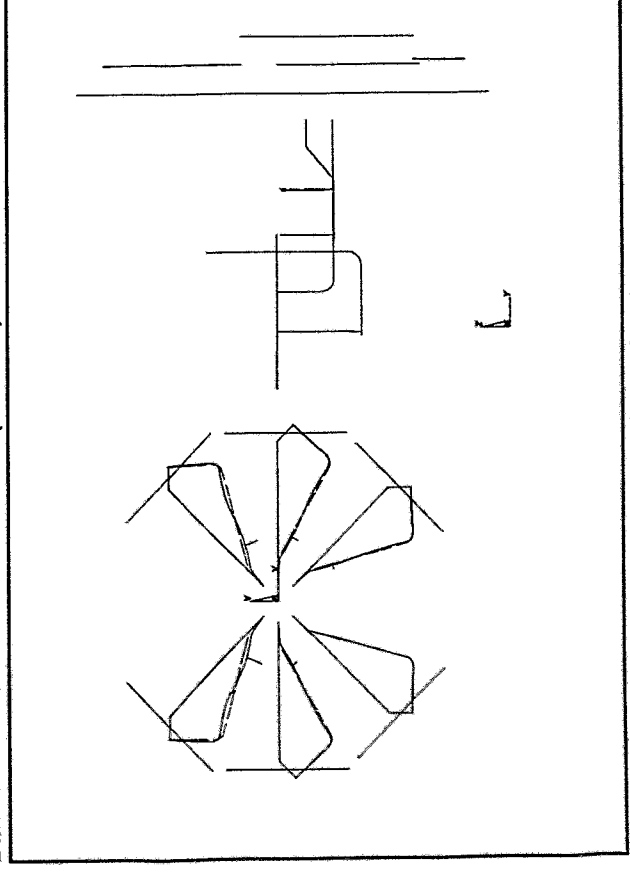


Bild 6.92: Gesamtmodell Mode G71 (14.98 Hz)

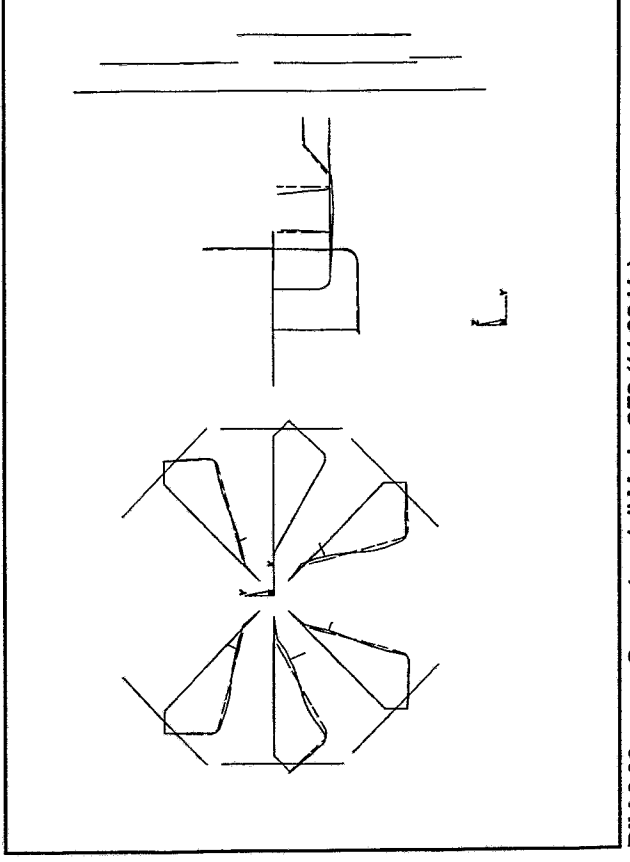


Bild 6.93: Gesamtmodell Mode G72 (14.98 Hz)

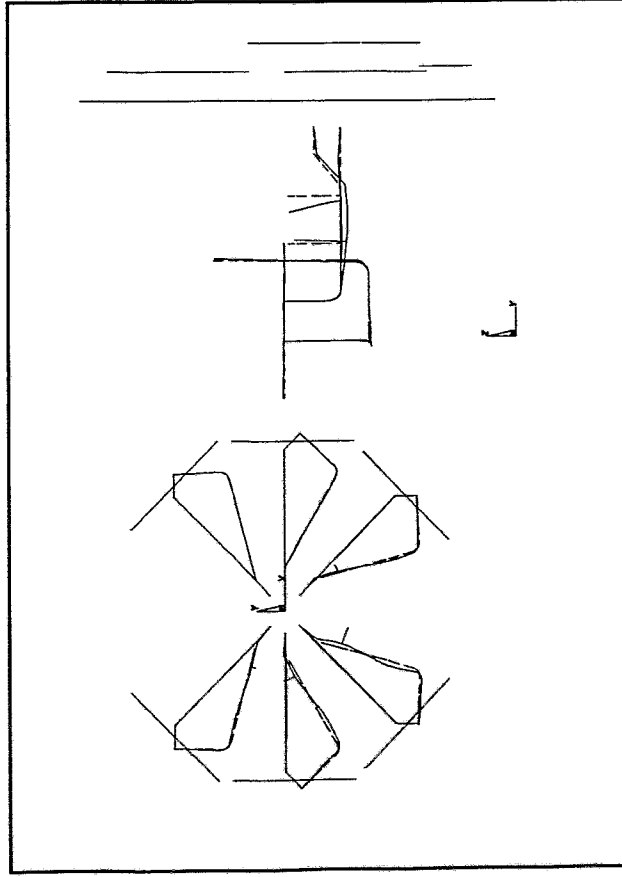


Bild 6.94: Gesamtmodell Mode G73 (14.99 Hz)

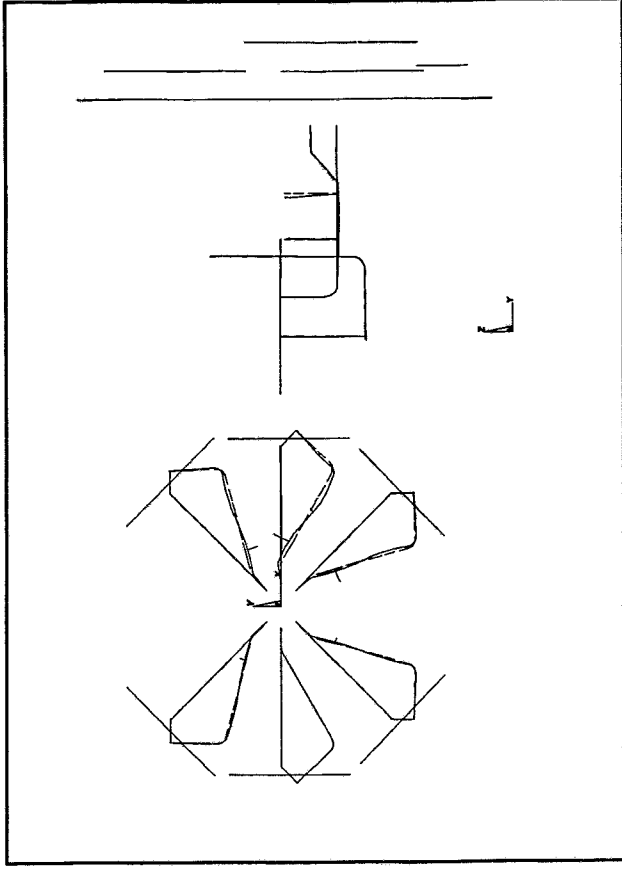


Bild 6.95: Gesamtmodell Mode G74 (14.99 Hz)

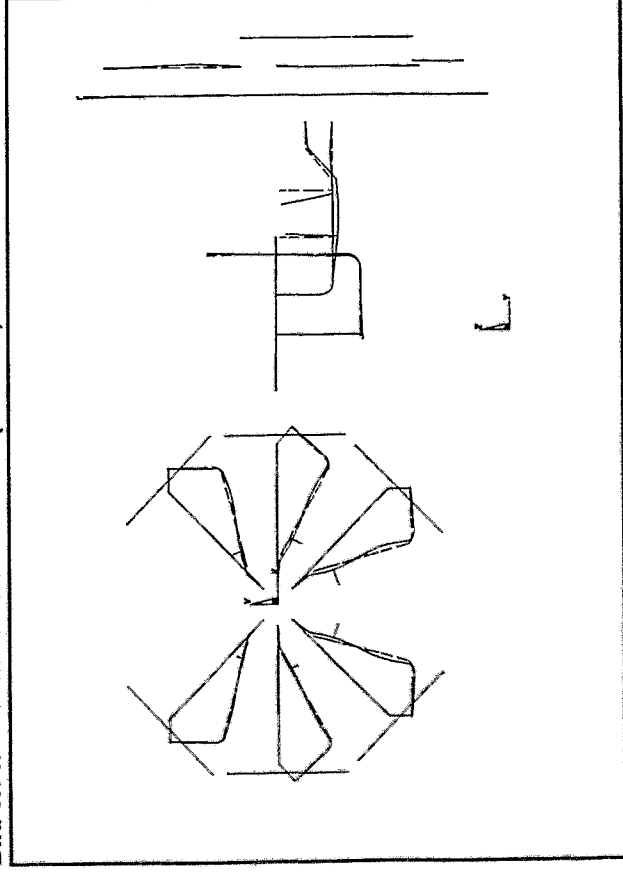


Bild 6.96: Gesamtmodell Mode G75 (15.01 Hz)

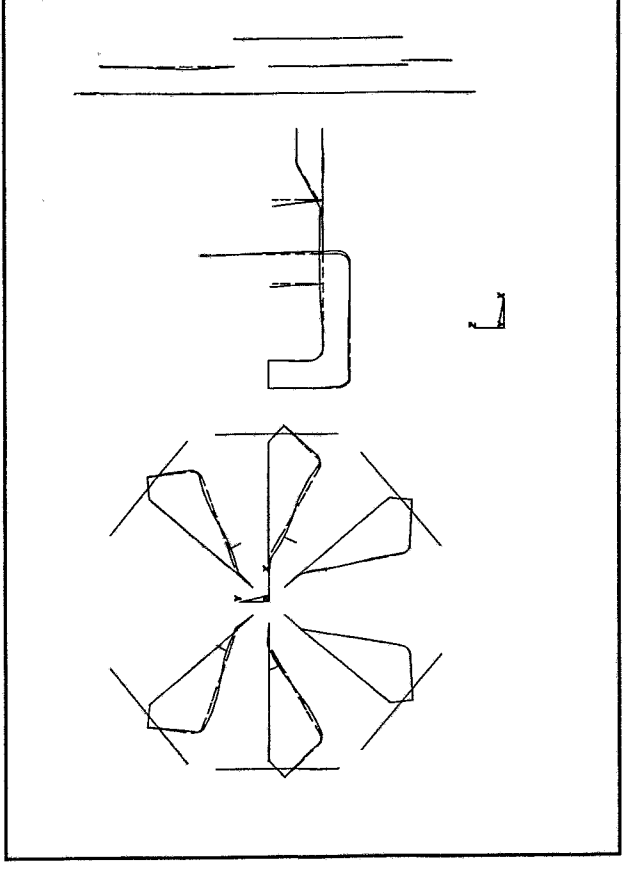


Bild 6.97: Gesamtmodell Mode G76 (15.01 Hz)

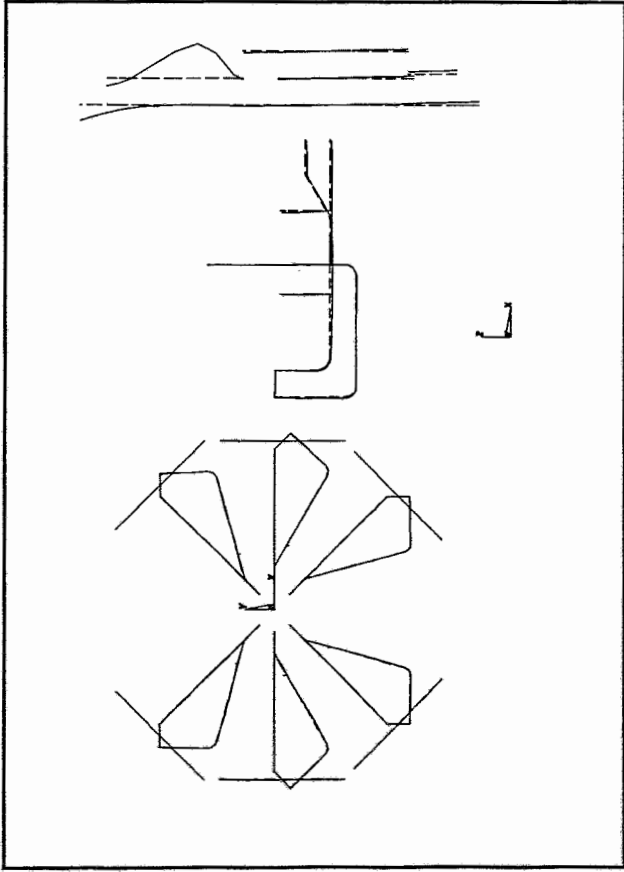


Bild 6.98: Gesamtmodell Mode G77 (16.01 Hz)

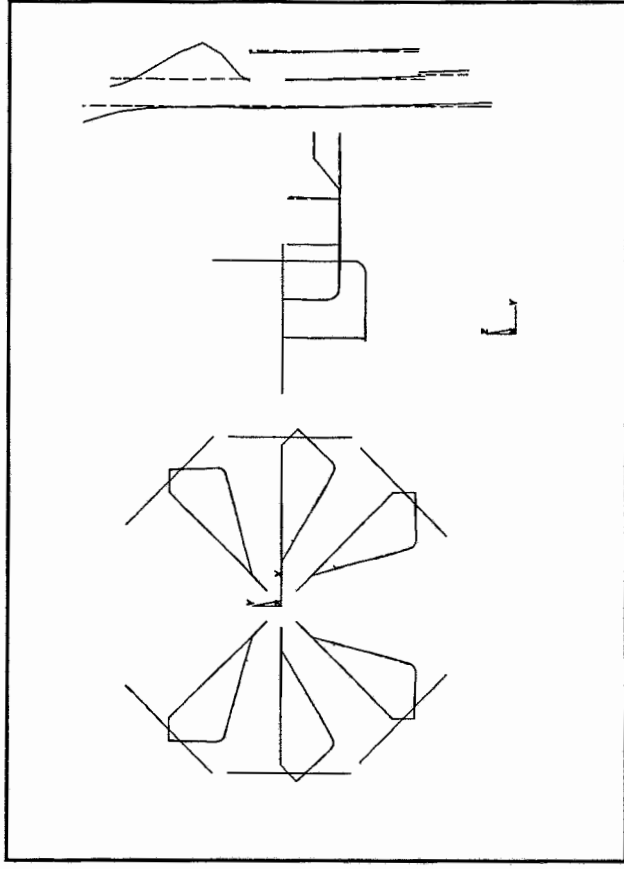


Bild 6.99: Gesamtmodell Mode G78 (16.05 Hz)

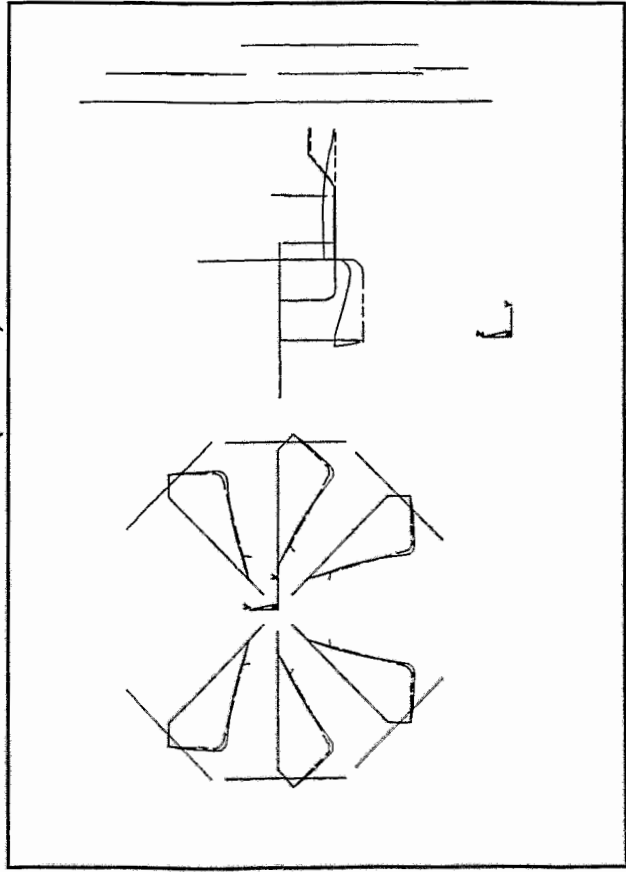


Bild 6.100: Gesamtmodell Mode G79 (17.41 Hz)

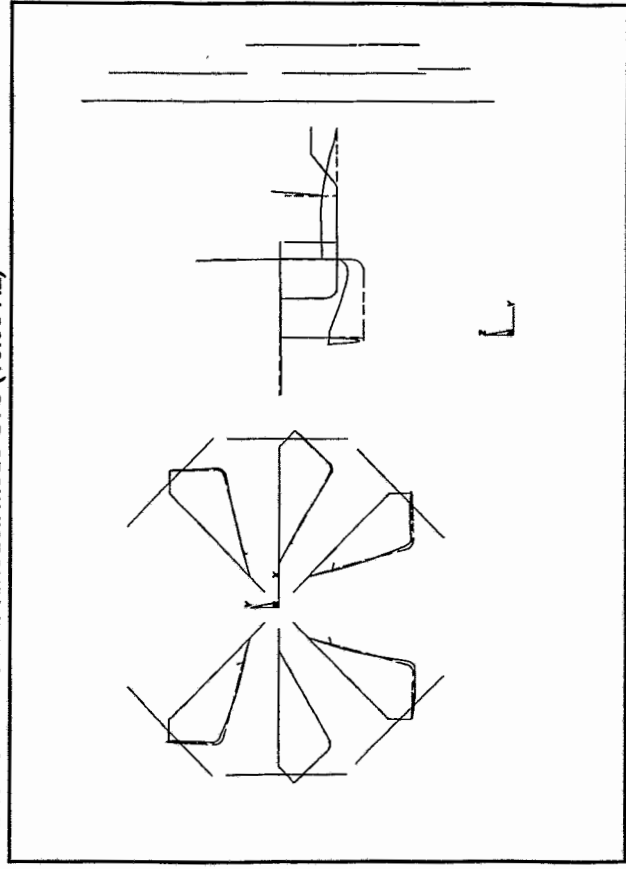


Bild 6.101: Gesamtmodell Mode G80 (17.45 Hz)

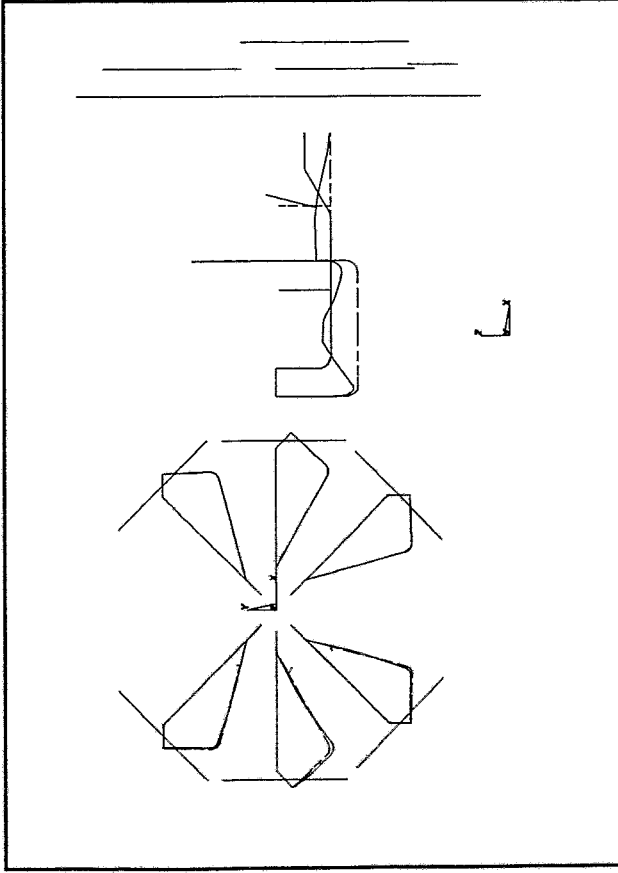


Bild 6.102: Gesamtmodell Mode G81 (17.45 Hz)

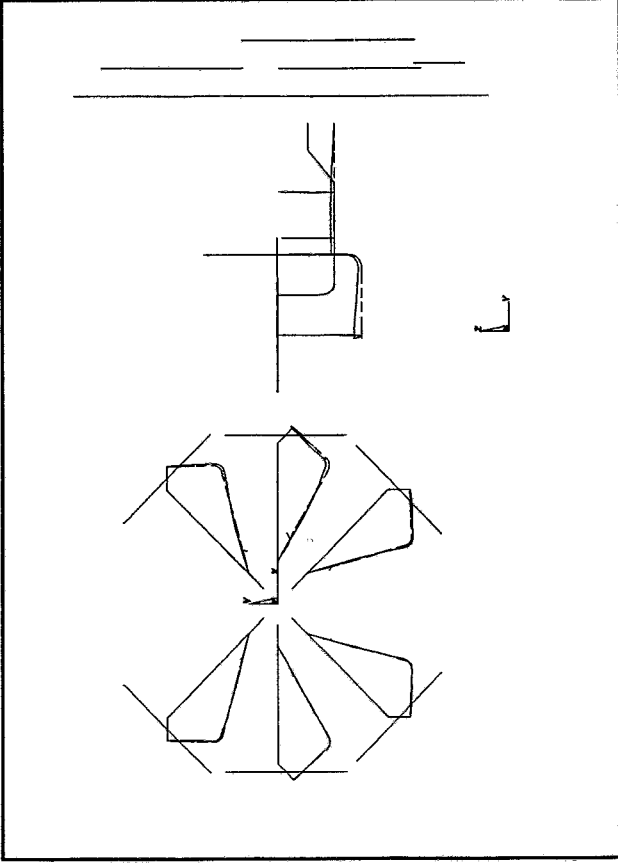


Bild 6.103: Gesamtmodell Mode G82 (17.45 Hz)

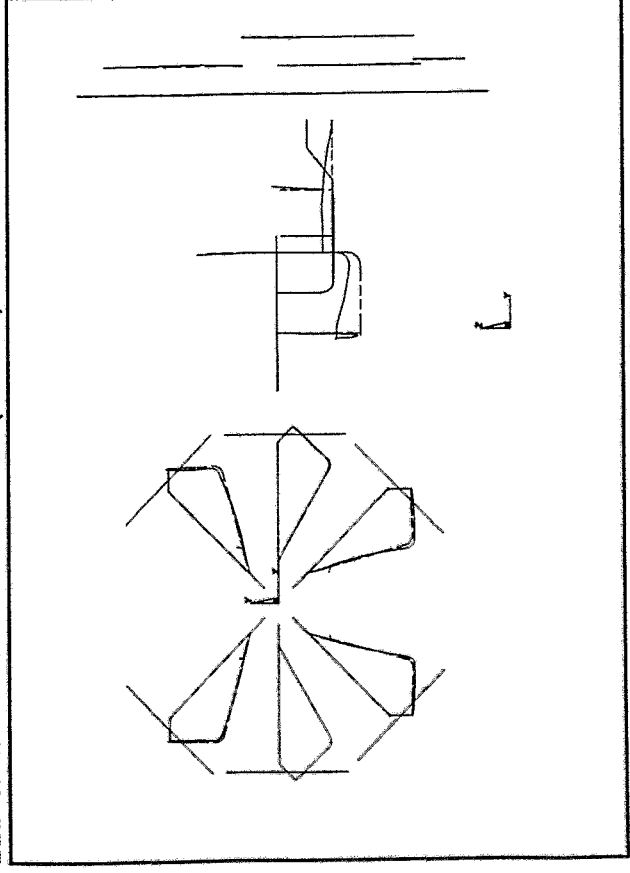


Bild 6.104: Gesamtmodell Mode G83 (17.45 Hz)

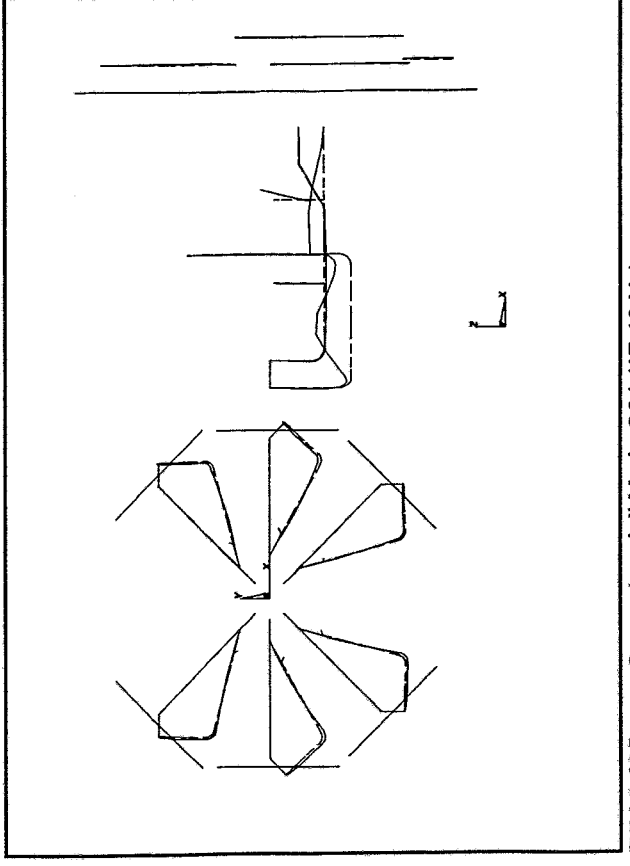


Bild 6.105: Gesamtmodell Mode G84 (17.46 Hz)

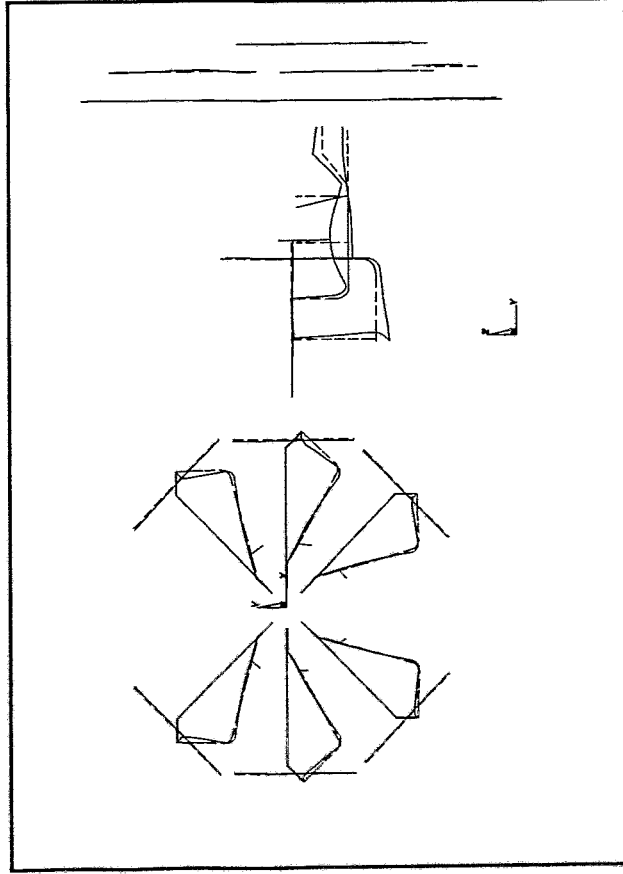


Bild 6.106: Gesamtmodell Mode G85 (18.01 Hz)

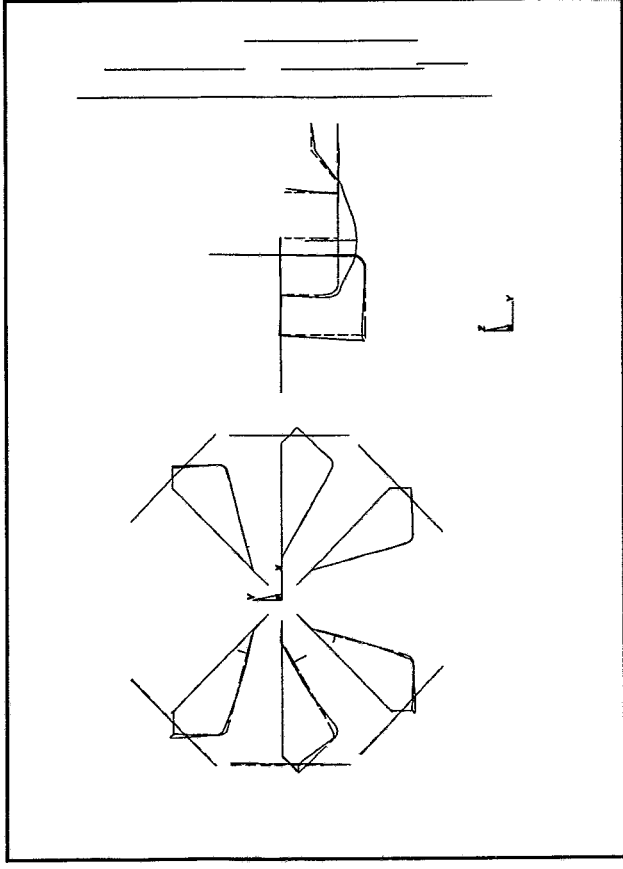


Bild 6.107: Gesamtmodell Mode G86 (18.53 Hz)

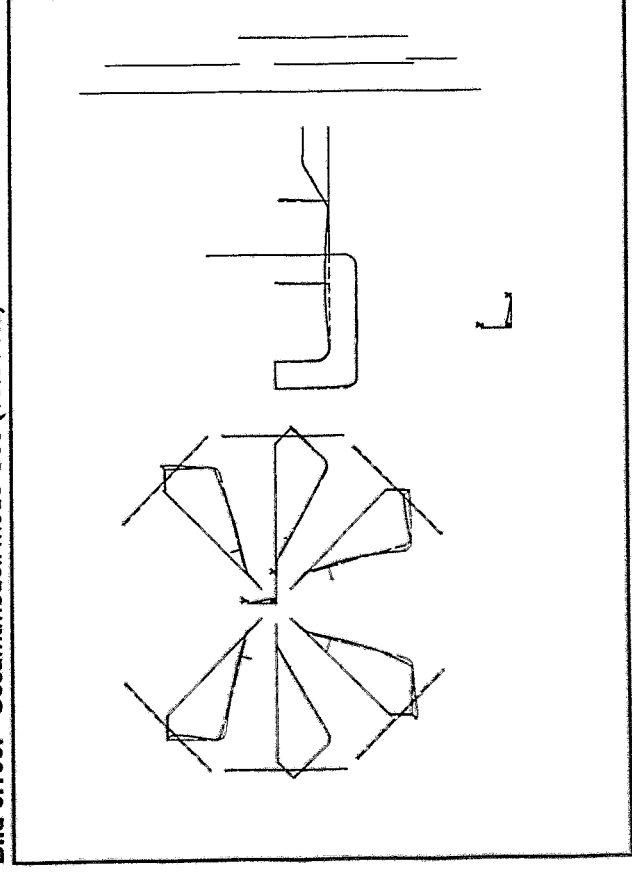


Bild 6.108: Gesamtmodell Mode G87 (18.53 Hz)

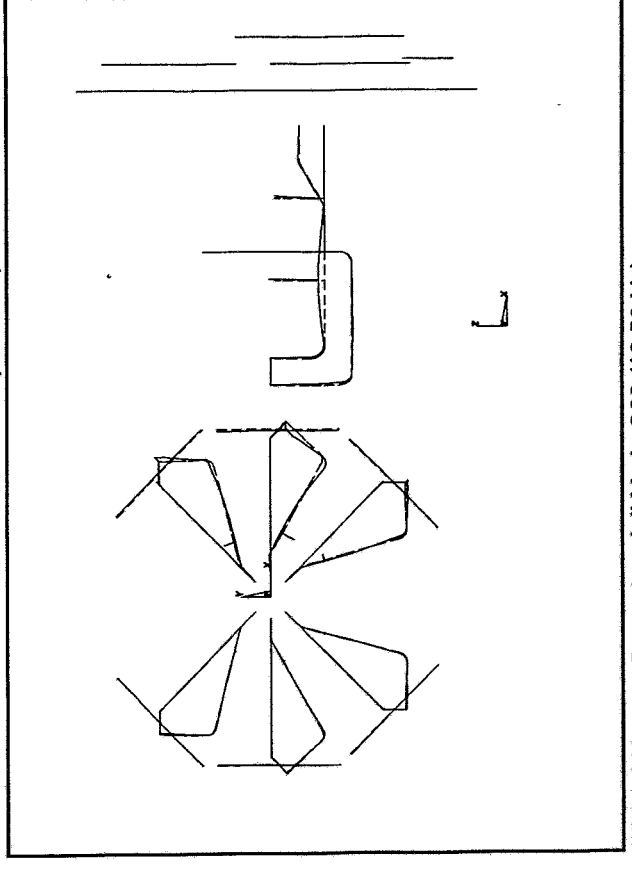


Bild 6.109: Gesamtmodell Mode G88 (18.53 Hz)

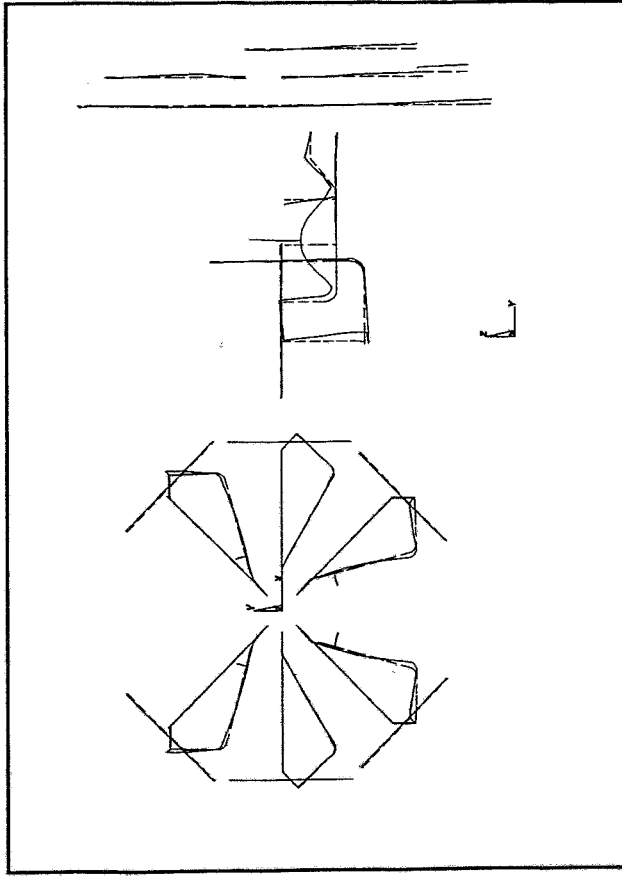


Bild 6.110: Gesamtmodell Mode G89 (18.67 Hz)

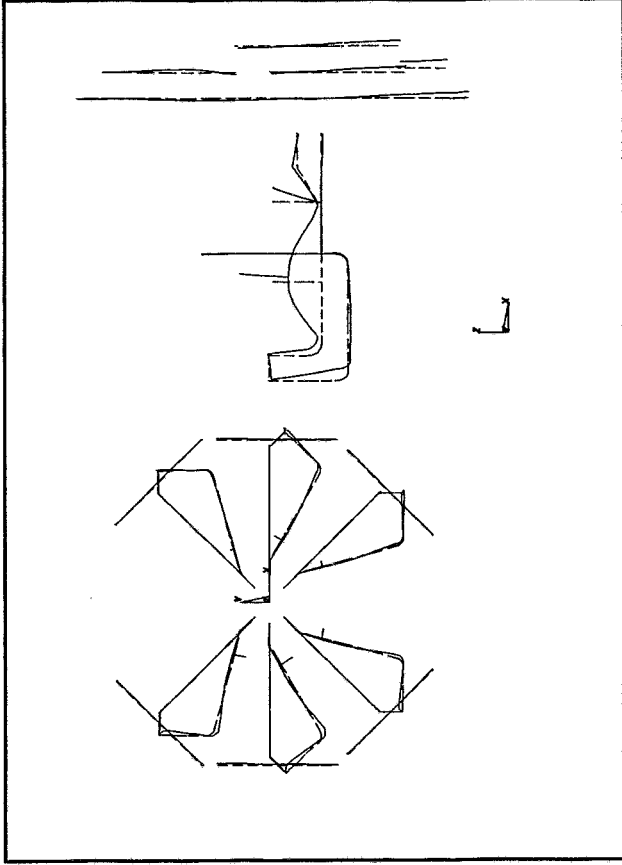


Bild 6.111: Gesamtmodell Mode G90 (18.78 Hz)

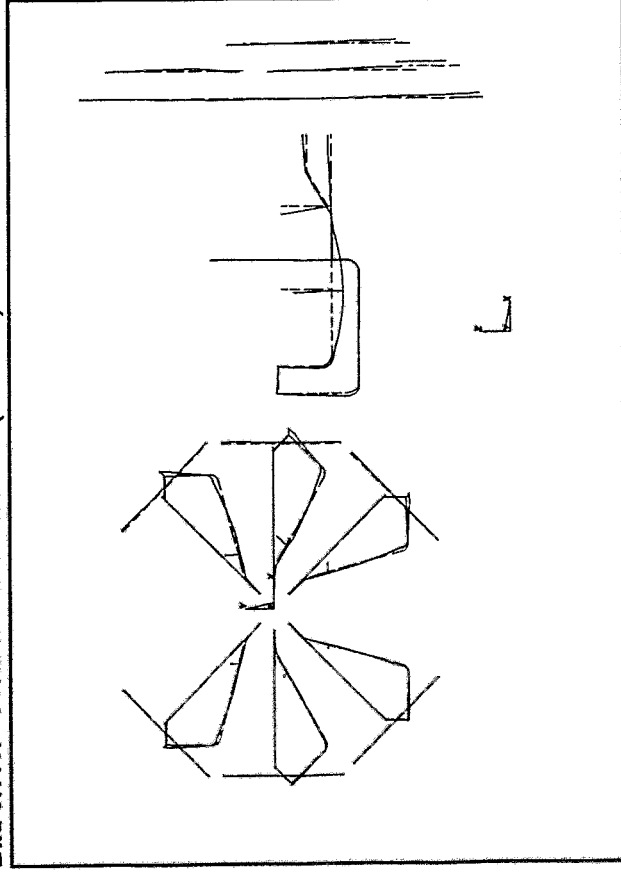


Bild 6.112: Gesamtmodell Mode G91 (19.03 Hz)

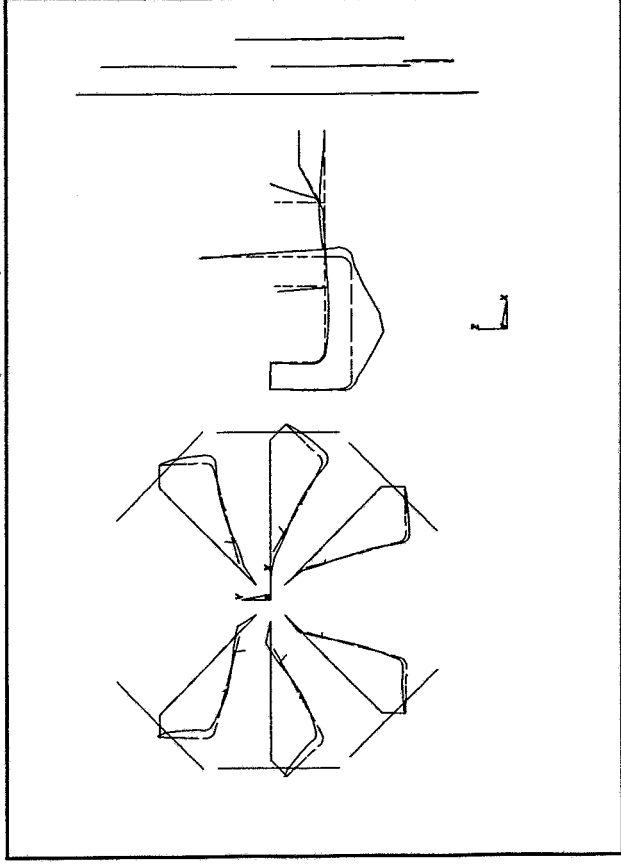


Bild 6.113: Gesamtmodell Mode G92 (20.48 Hz)

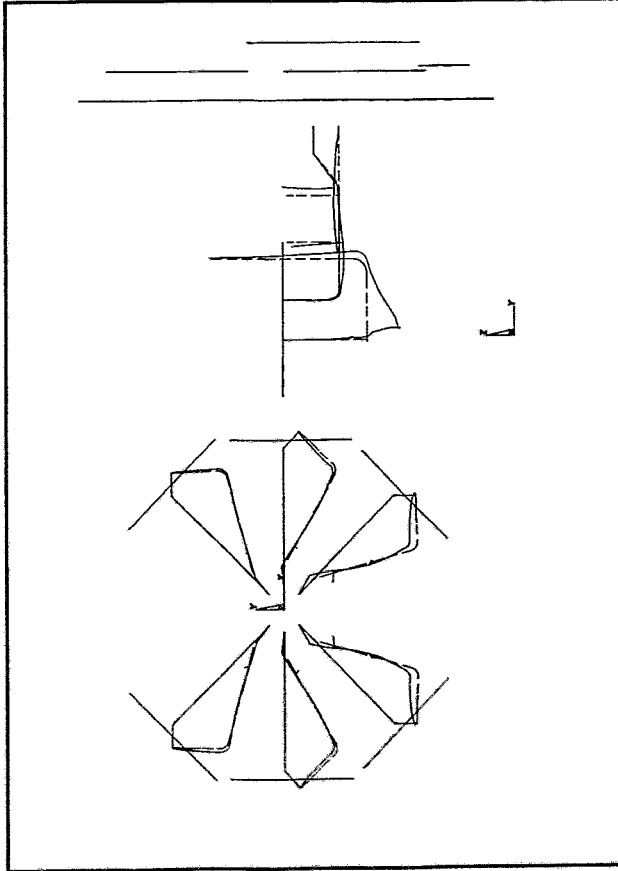


Bild 6.114: Gesamtmodell Mode G93 (20.50 Hz)

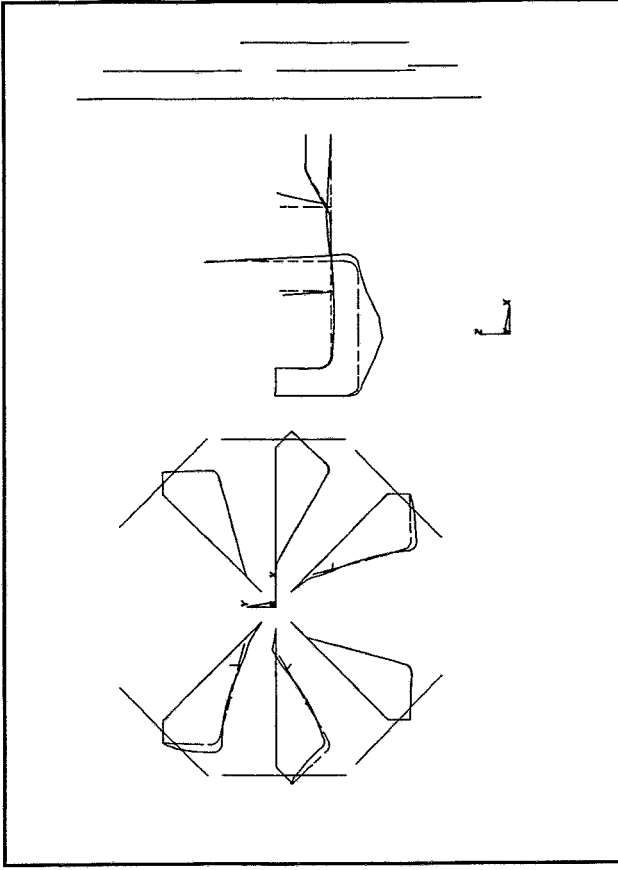


Bild 6.115: Gesamtmodell Mode G94 (20.54 Hz)

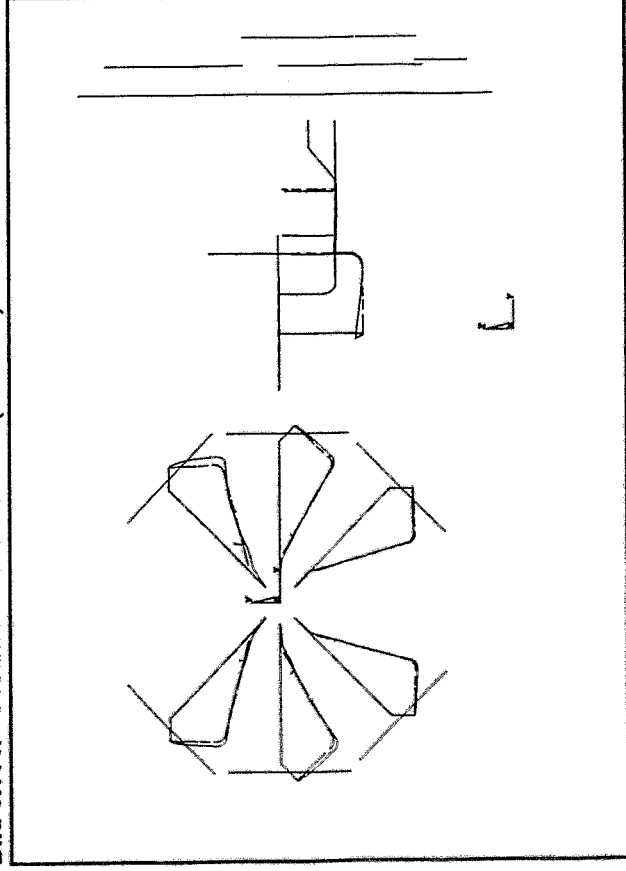


Bild 6.116: Gesamtmodell Mode G95 (20.54 Hz)

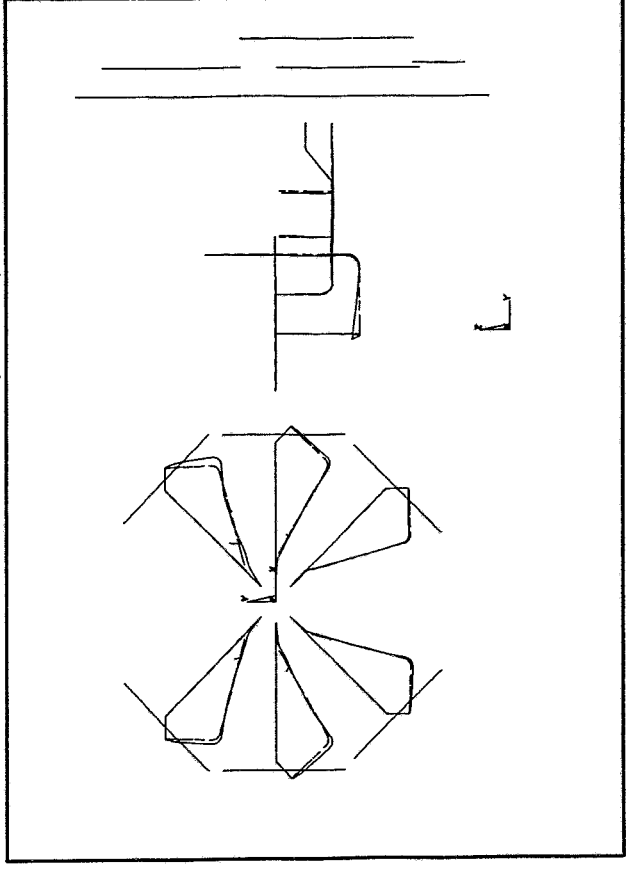


Bild 6.117: Gesamtmodell Mode G96 (20.54 Hz)

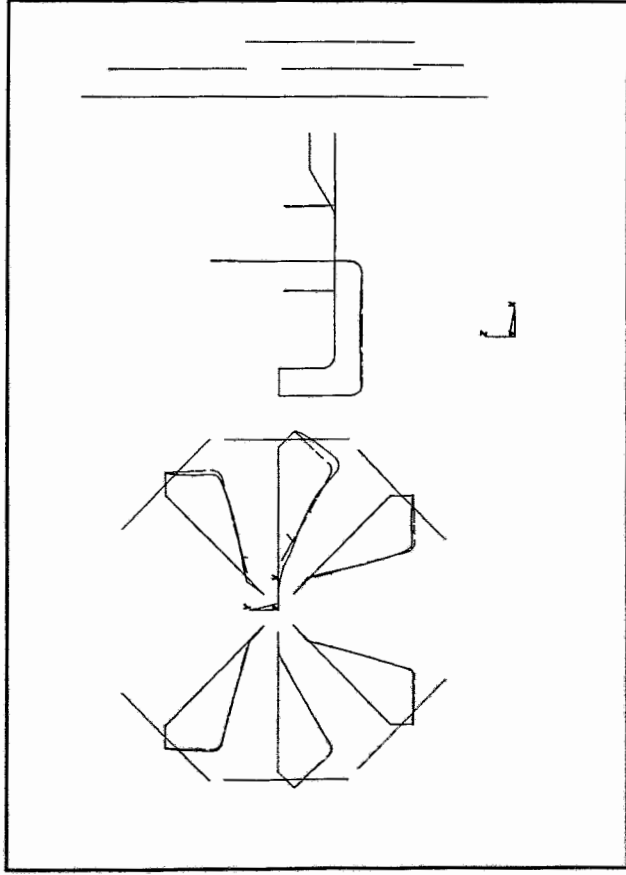


Bild 6.118: Gesamtmodell Mode G97 (20.55 Hz)

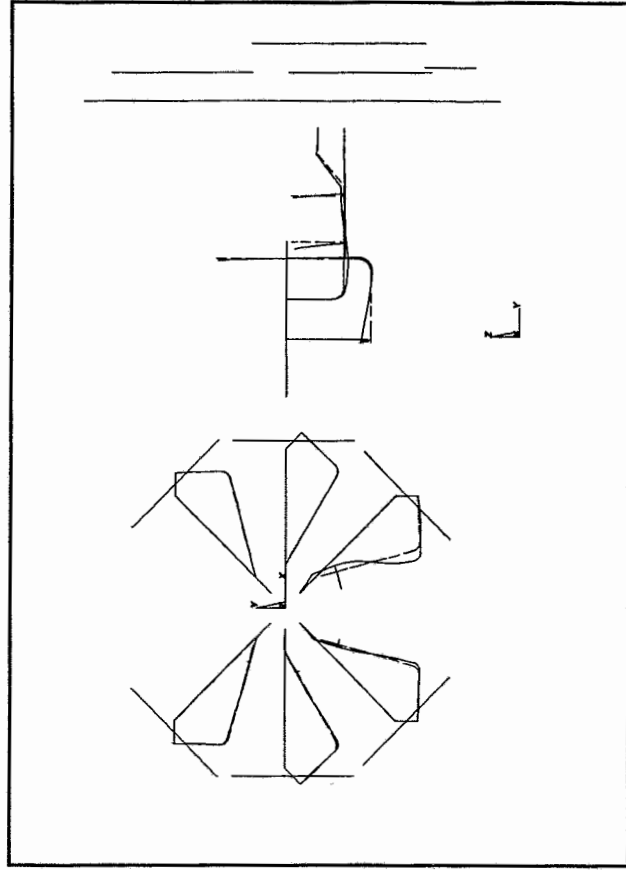


Bild 6.119: Gesamtmodell Mode G98 (21.53 Hz)

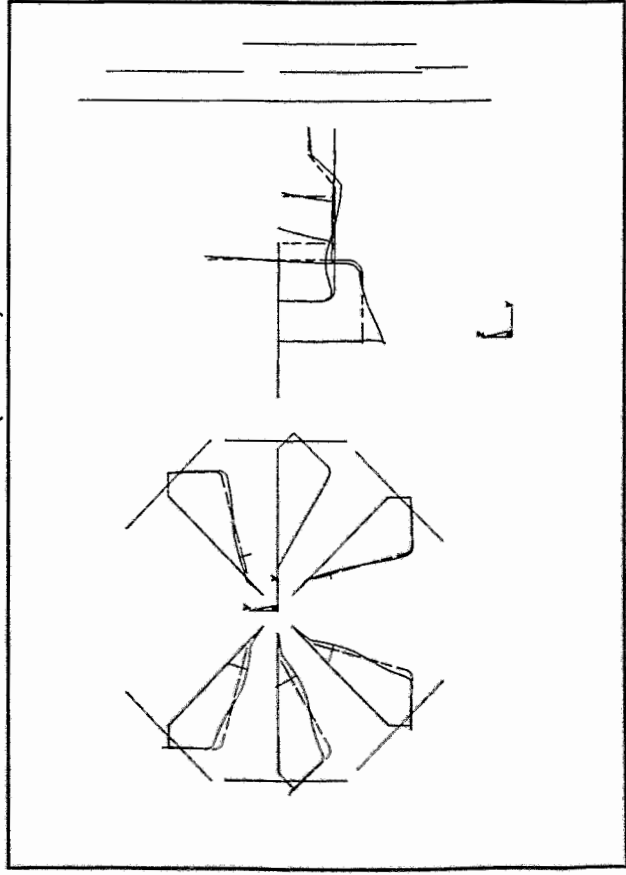


Bild 6.120: Gesamtmodell Mode G99 (21.54 Hz)

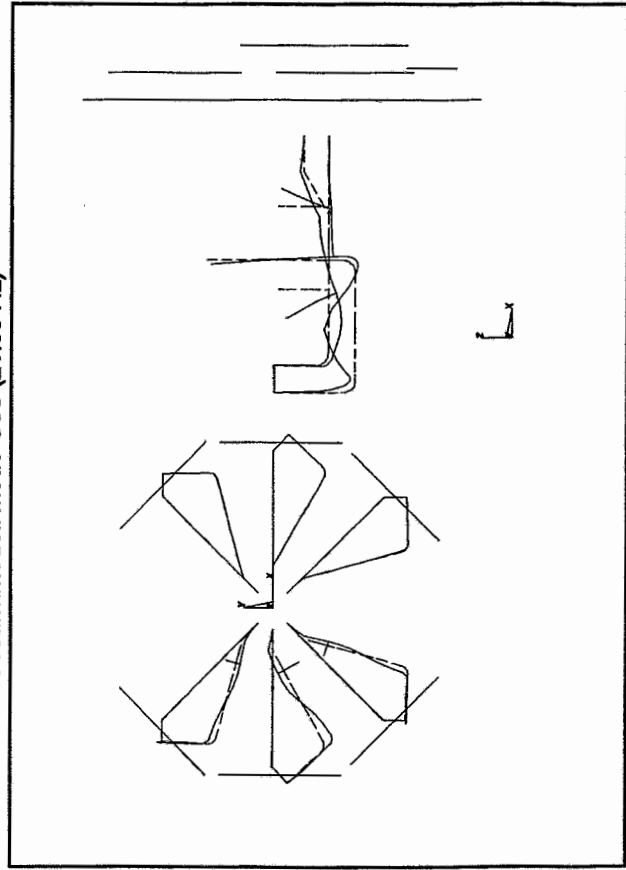


Bild 6.121: Gesamtmodell Mode G100 (21.54 Hz)

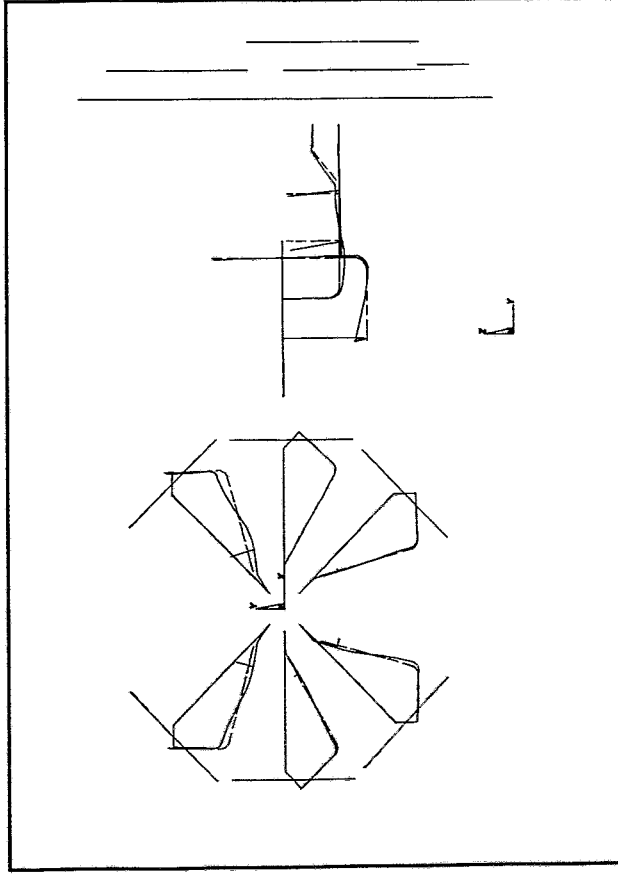


Bild 6.122: Gesamtmodell Mode G101 (21.54 Hz)

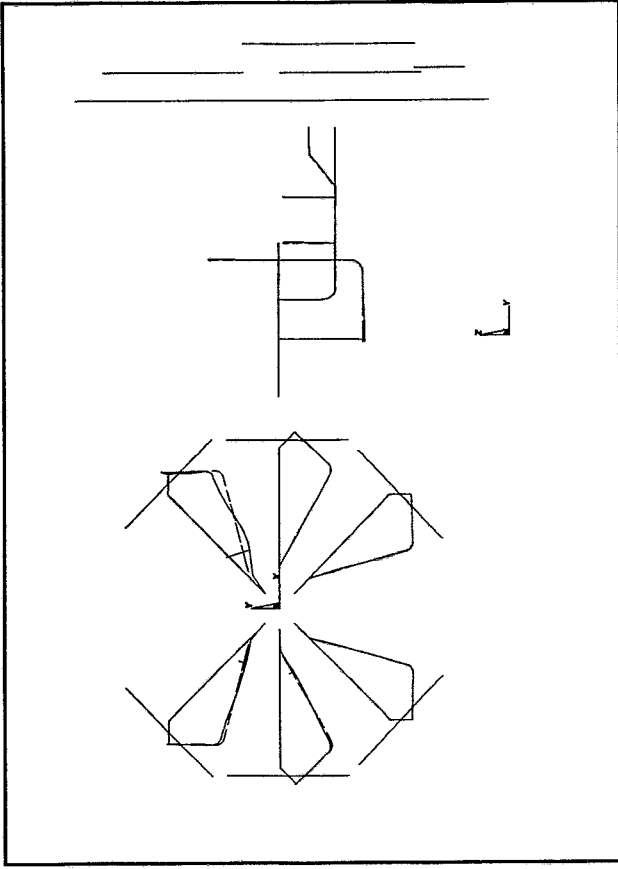


Bild 6.123: Gesamtmodell Mode G102 (21.54 Hz)

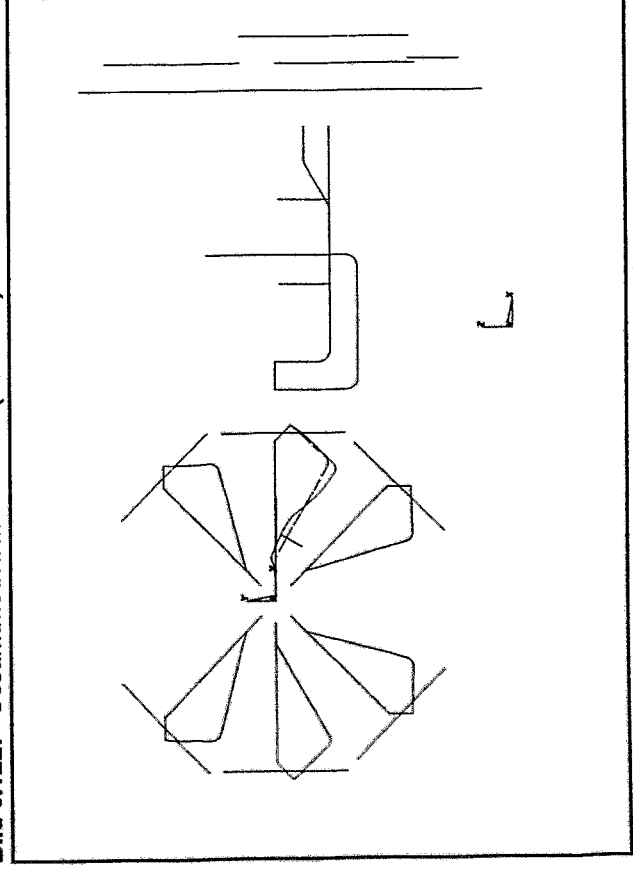


Bild 6.124: Gesamtmodell Mode G103 (21.61 Hz)

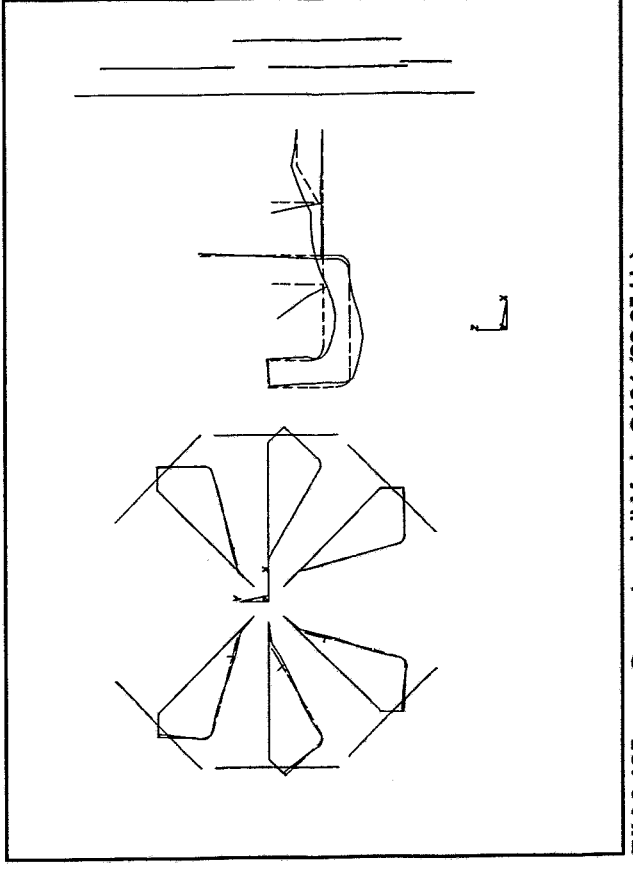


Bild 6.125: Gesamtmodell Mode G104 (22.65 Hz)

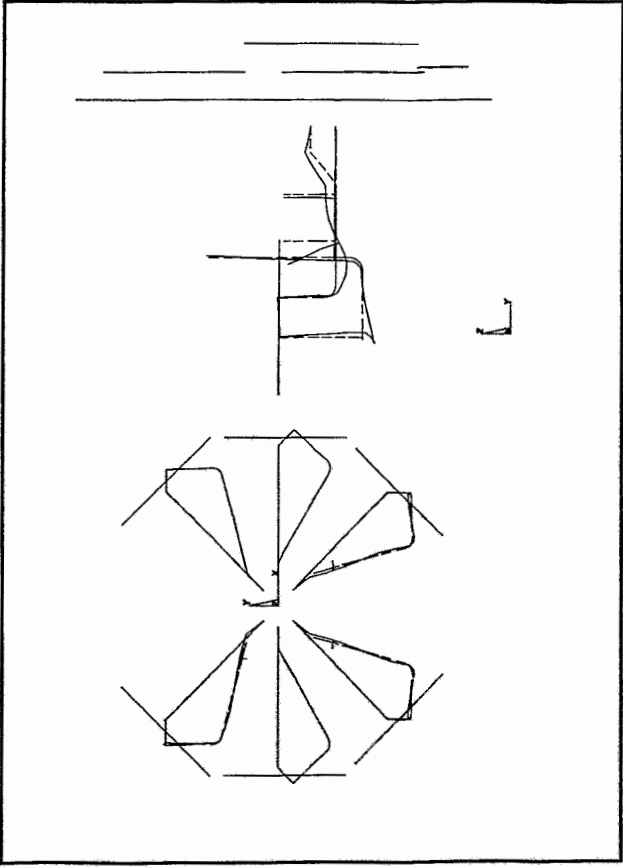


Bild 6.126: Gesamtmodell Mode G105 (22.65 Hz)

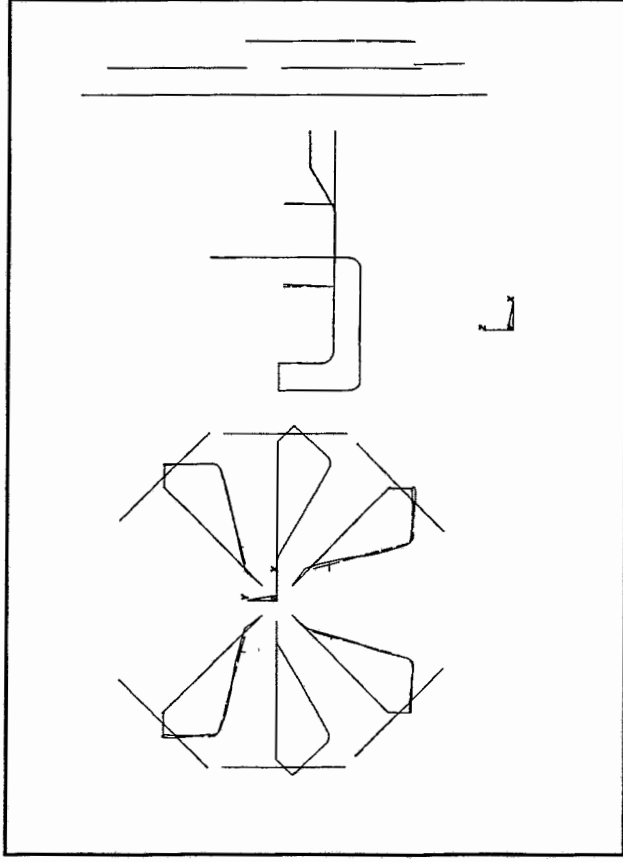


Bild 6.127: Gesamtmodell Mode G106 (22.66 Hz)

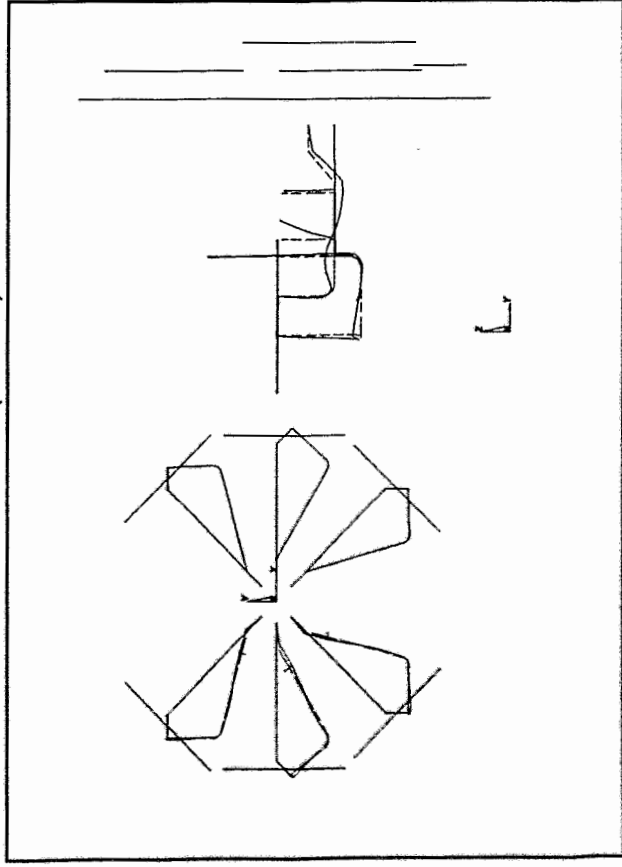


Bild 6.128: Gesamtmodell Mode G107 (22.66 Hz)

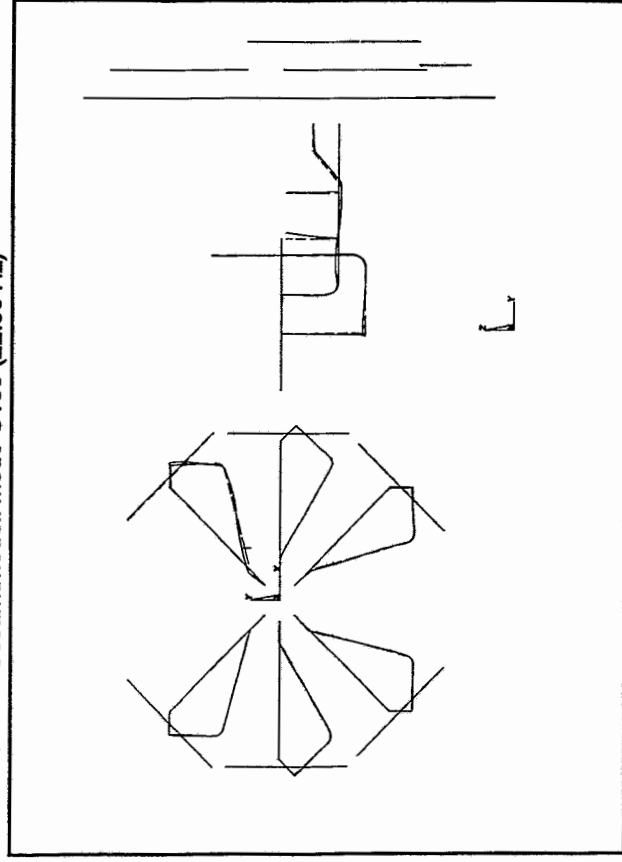


Bild 6.129: Gesamtmodell Mode G108 (22.66 Hz)

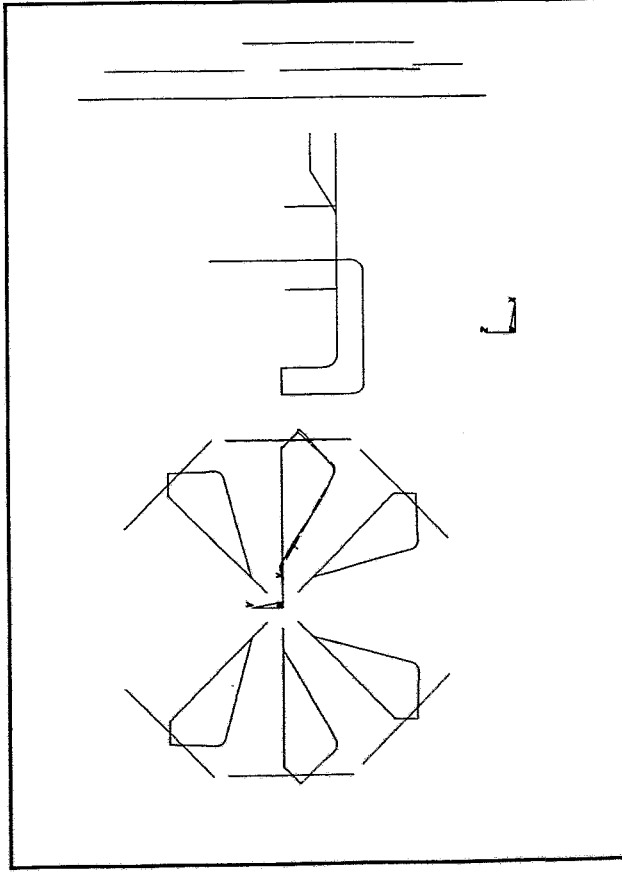


Bild 6.130: Gesamtmodell Mode G109 (22.95 Hz)

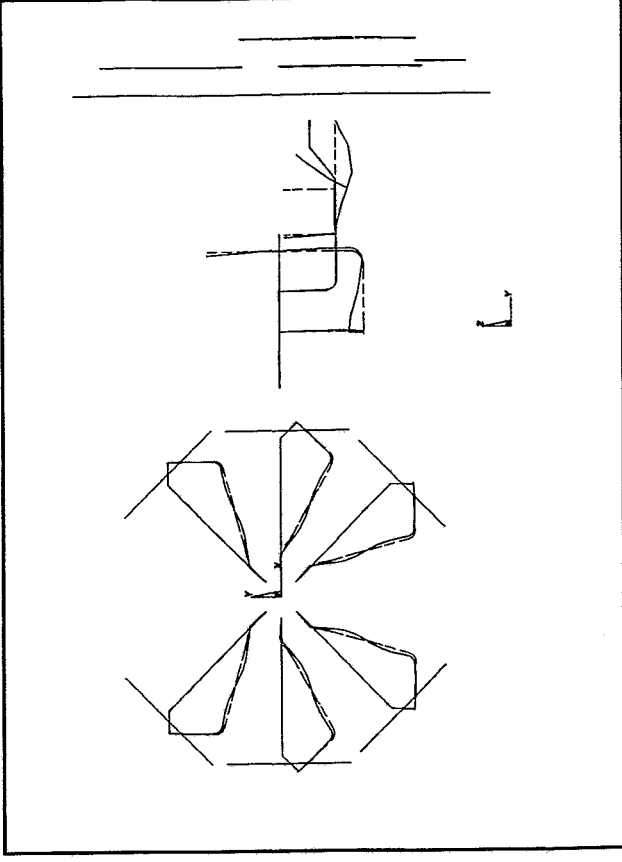


Bild 6.131: Gesamtmodell Mode G110 (25.66 Hz)

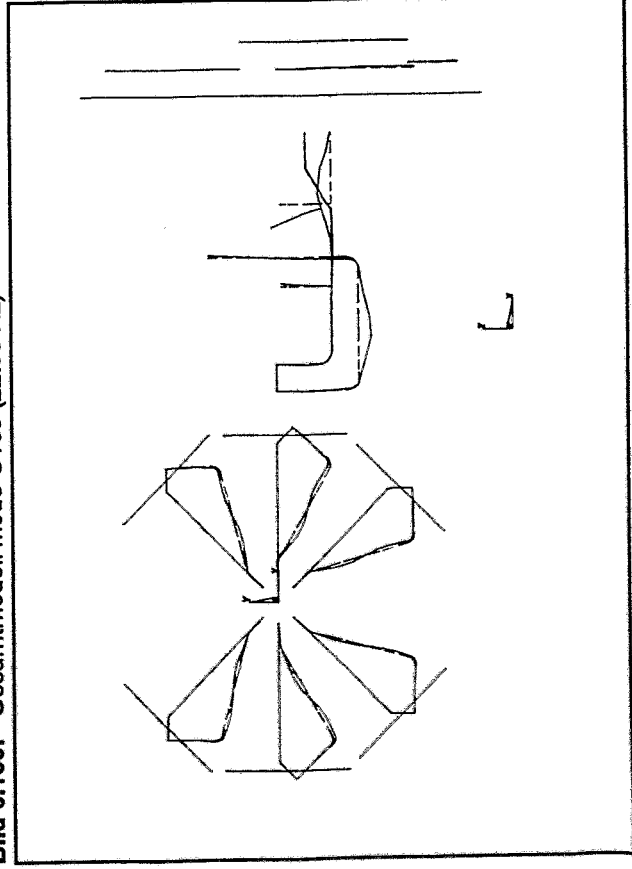


Bild 6.132: Gesamtmodell Mode G111 (25.70 Hz)

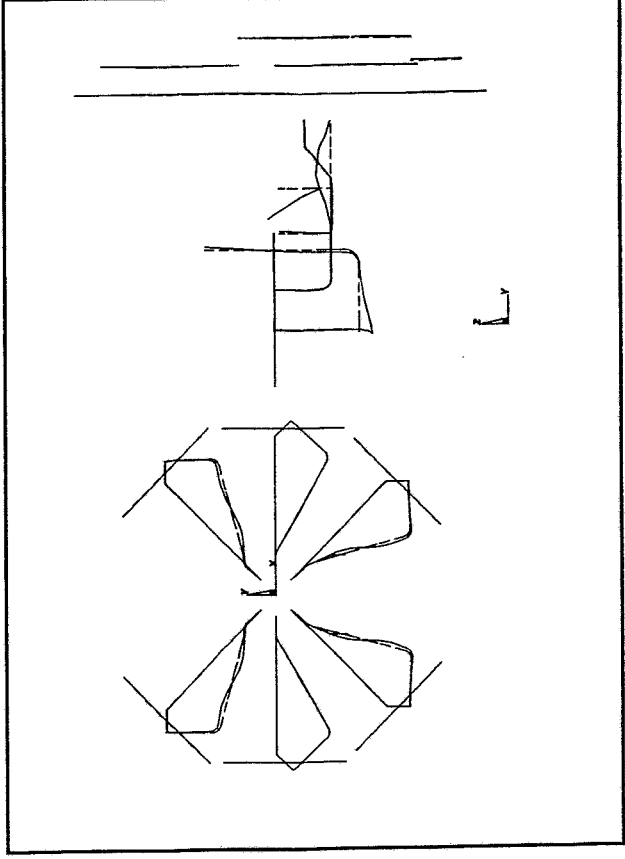


Bild 6.133: Gesamtmodell Mode G112 (25.73 Hz)

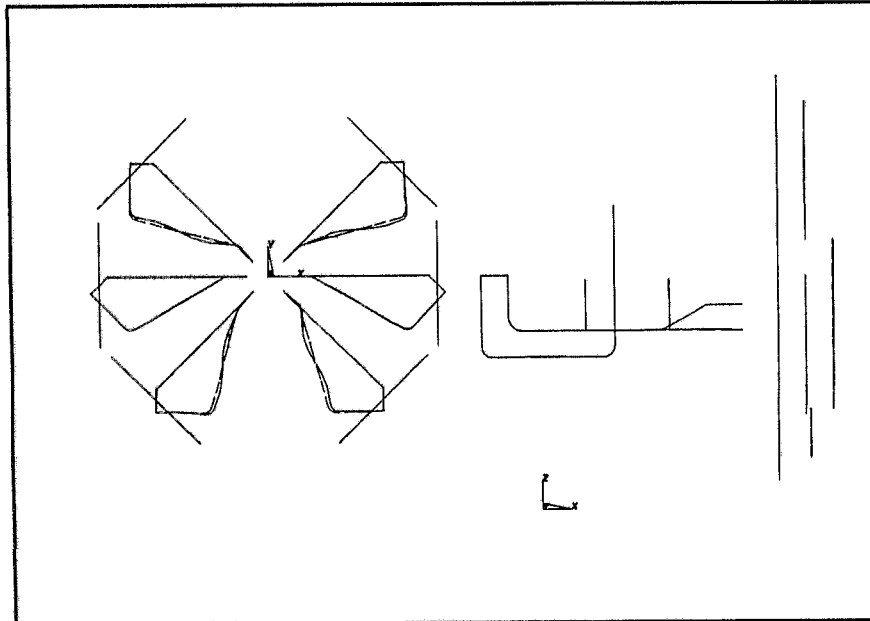


Bild 6.134: Gesamtmodell Mode G113 (25.76 Hz)

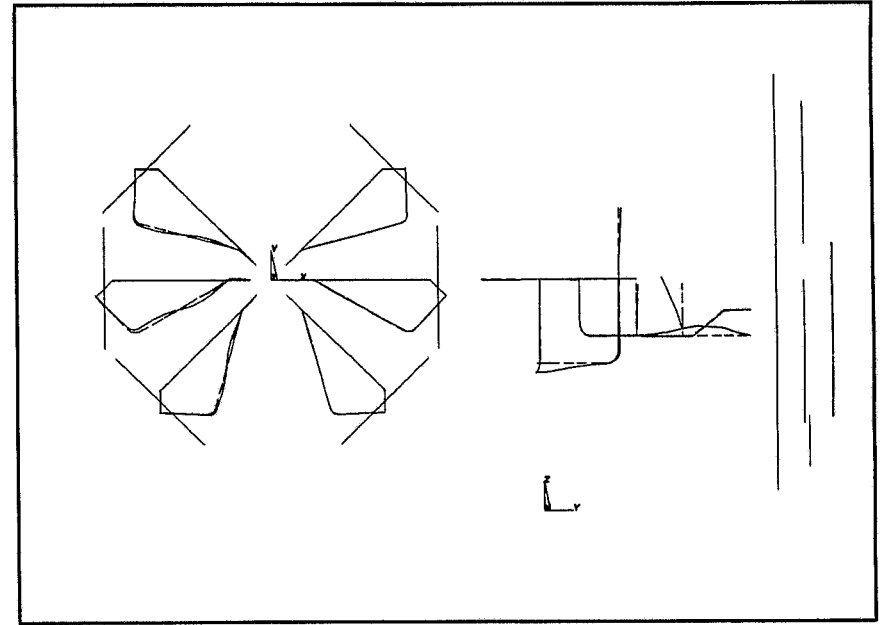


Bild 6.135: Gesamtmodell Mode G114 (25.76 Hz)

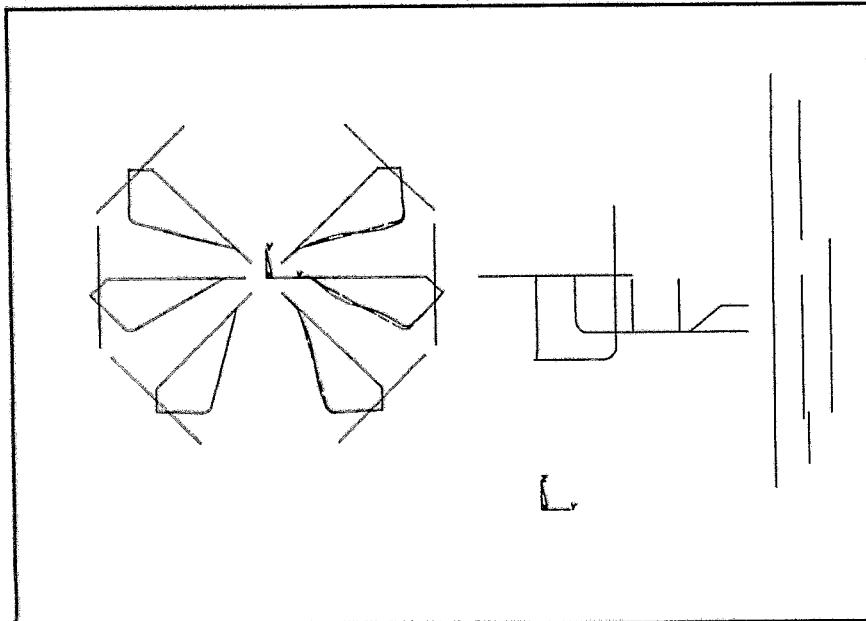


Bild 6.136: Gesamtmodell Mode G115 (25.76 Hz)

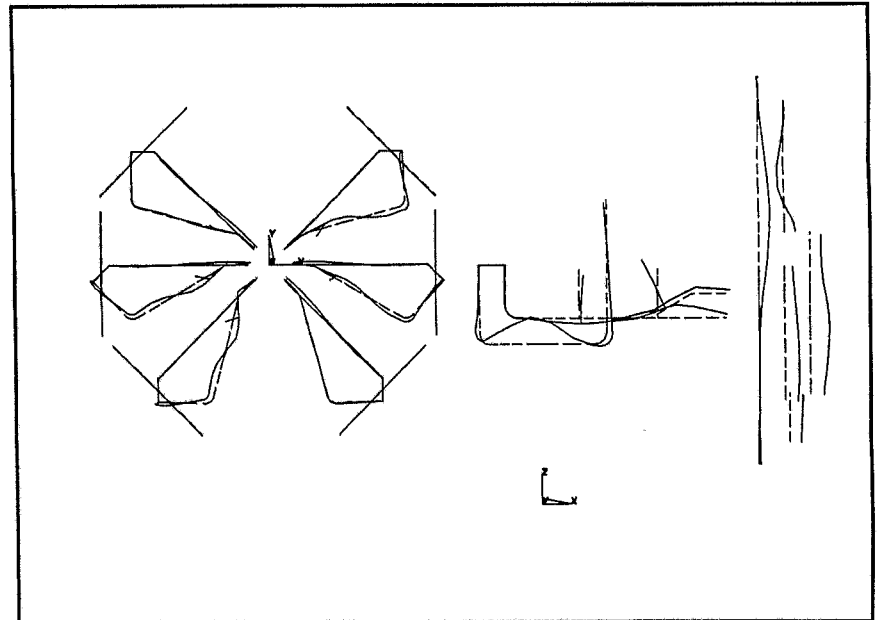


Bild 6.137: Gesamtmodell Mode G116 (26.64 Hz)

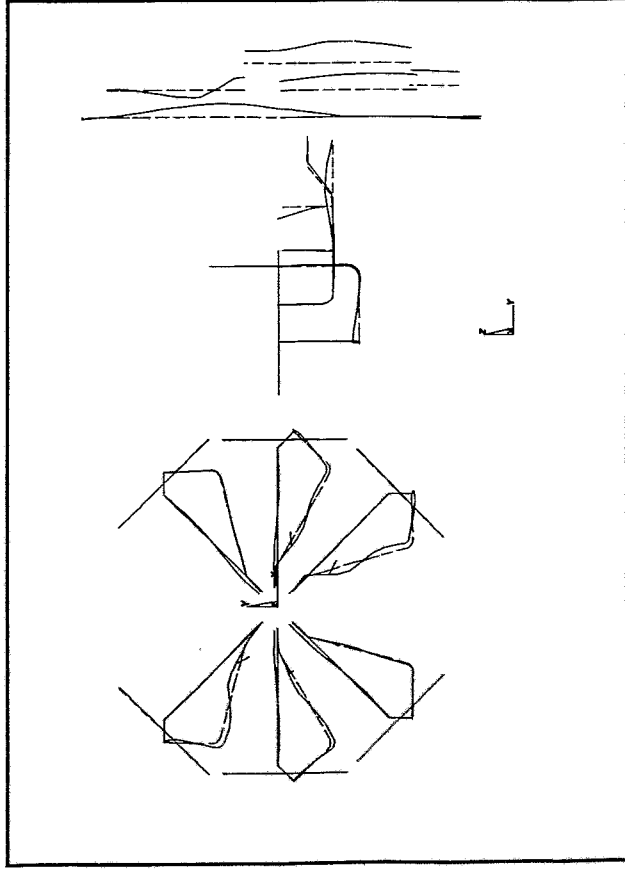


Bild 6.138: Gesamtmodell Mode G117 (26.66 Hz)

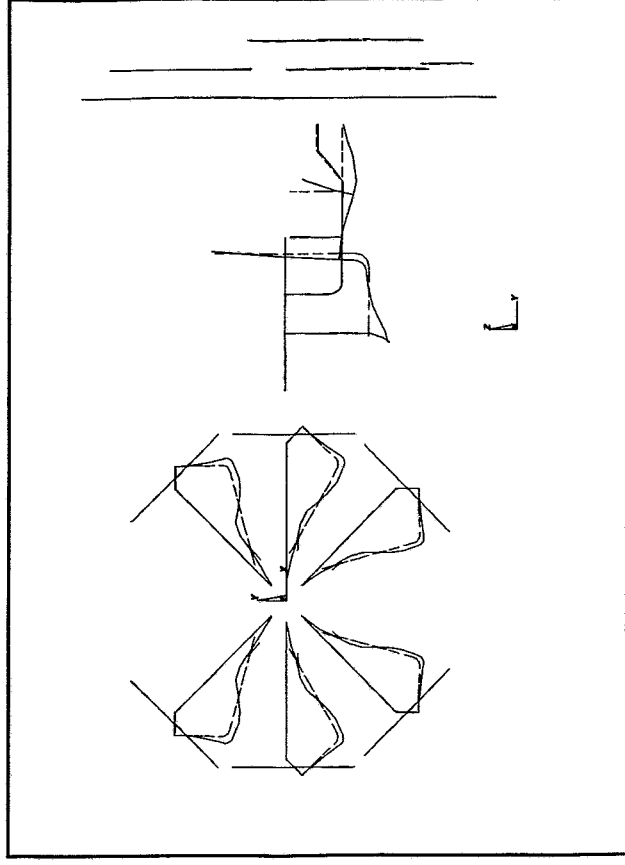


Bild 6.139: Gesamtmodell Mode G118 (28.31 Hz)

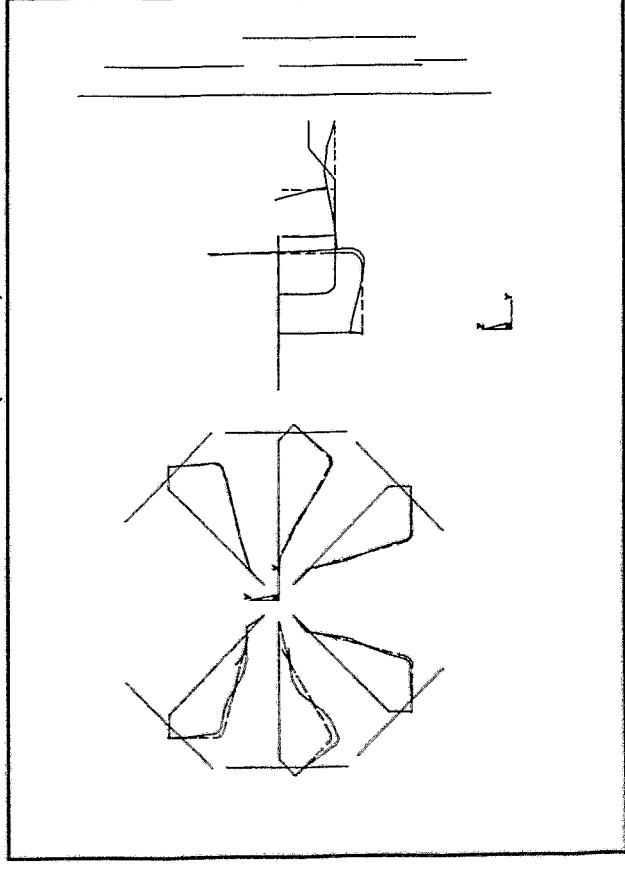


Bild 6.140: Gesamtmodell Mode G119 (28.46 Hz)

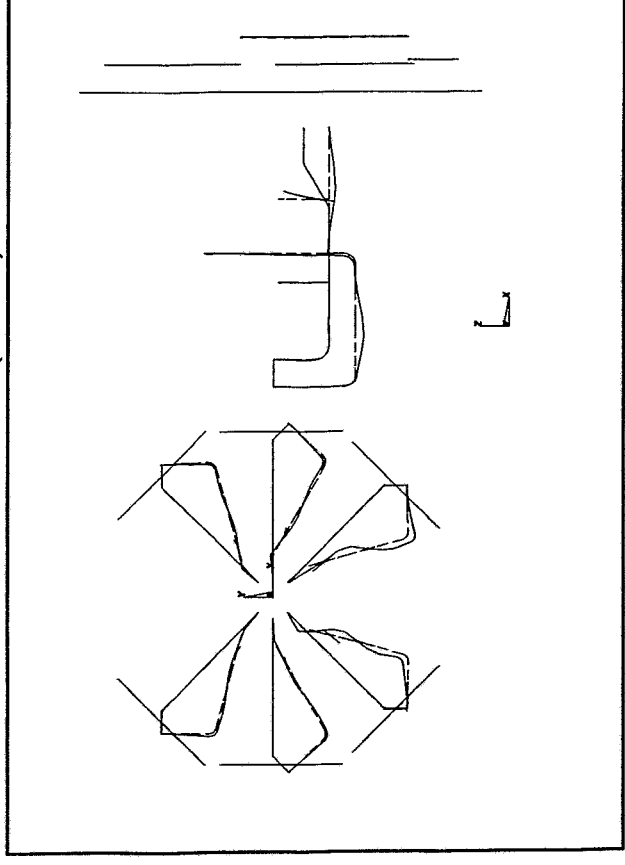


Bild 6.141: Gesamtmodell Mode G120 (28.46 Hz)

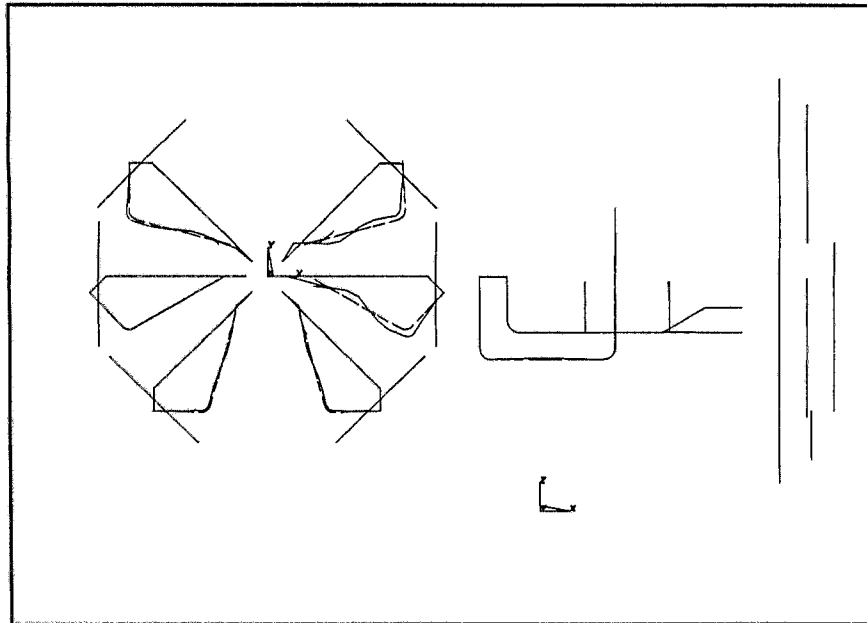


Bild 6.142: Gesamtmodell Mode G121 (28.46 Hz)

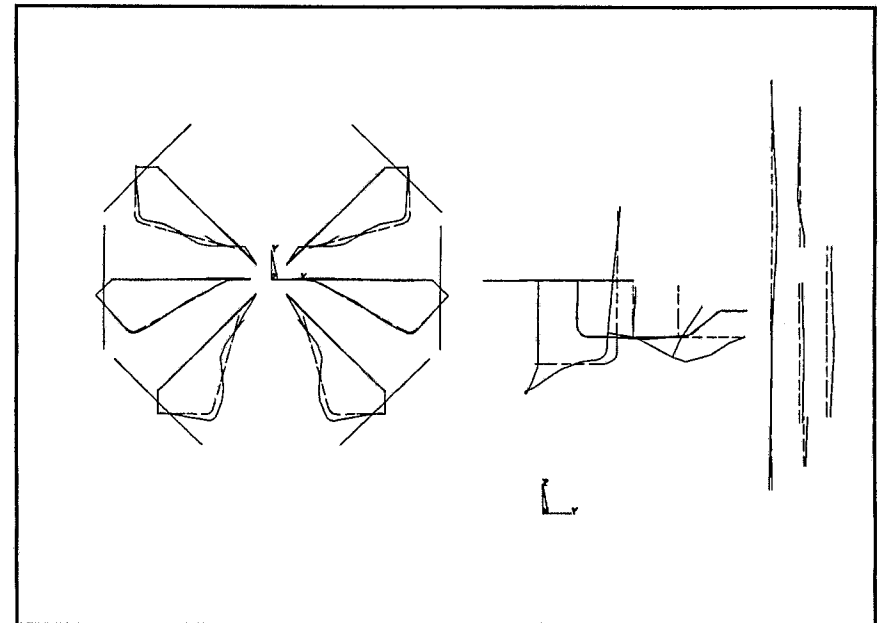


Bild 6.143: Gesamtmodell Mode G122 (28.70 Hz)

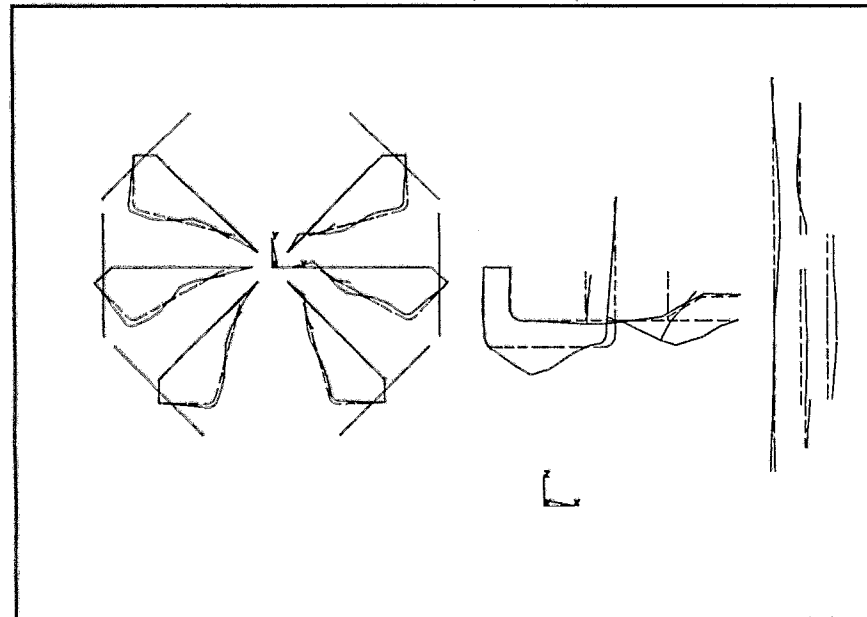


Bild 6.144: Gesamtmodell Mode G123 (28.91 Hz)

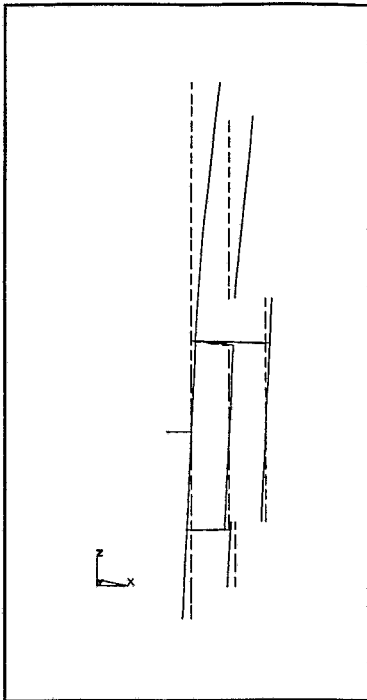


Bild 6.145: Reduziertes Modell
Mode R1 (3.5 Hz)

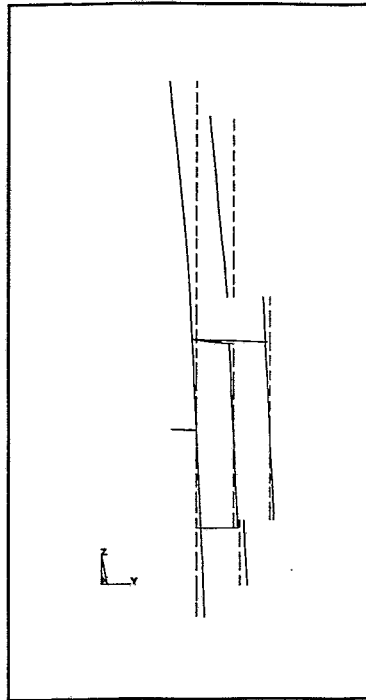


Bild 6.146: Reduziertes Modell
Mode R2 (3.6 Hz)

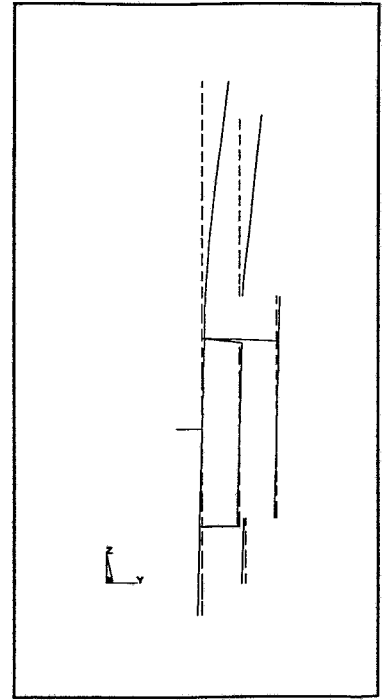


Bild 6.147: Reduziertes Modell
Mode R3 (4.9 Hz)

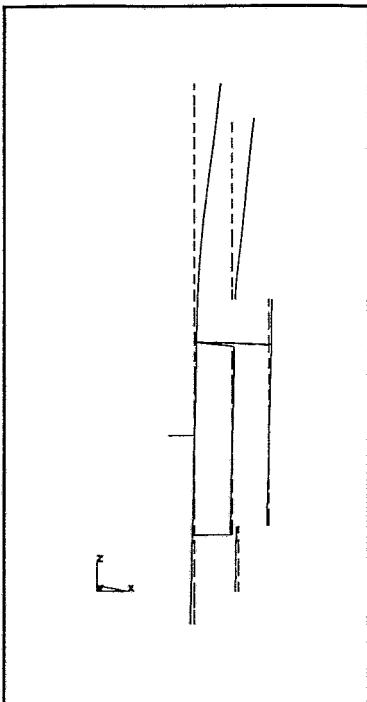


Bild 6.148: Reduziertes Modell
Mode R4 (4.9 Hz)

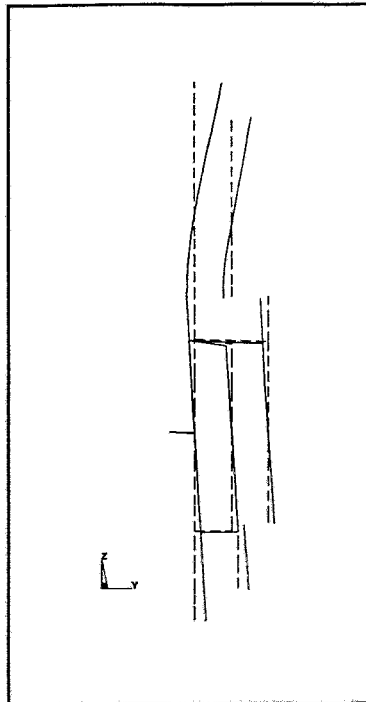


Bild 6.149: Reduziertes Modell
Mode R5 (8.5 Hz)

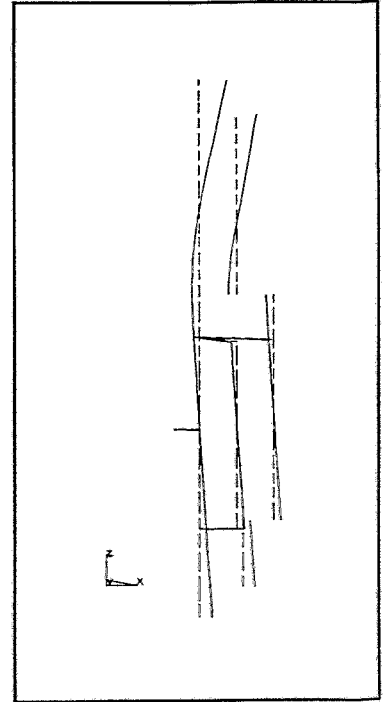


Bild 6.150: Reduziertes Modell
Mode R6 (8.5 Hz)

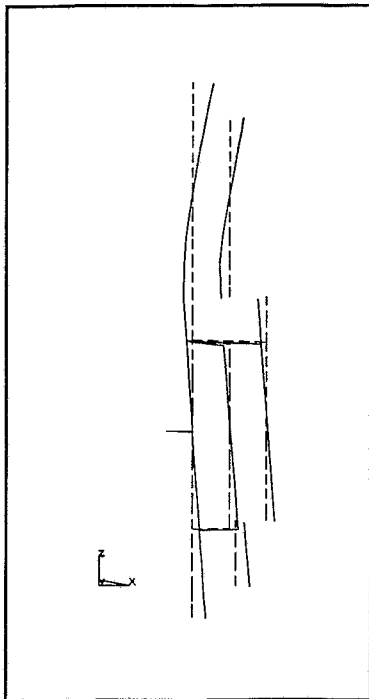


Bild 6.151: Reduziertes Modell
Mode R7 (10.7 Hz)

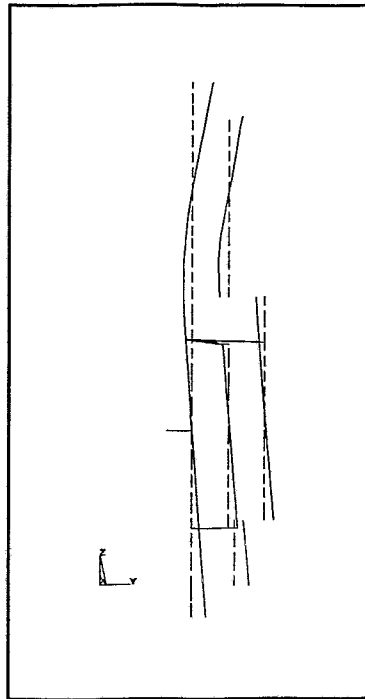


Bild 6.152: Reduziertes Modell
Mode R8 (10.9 Hz)

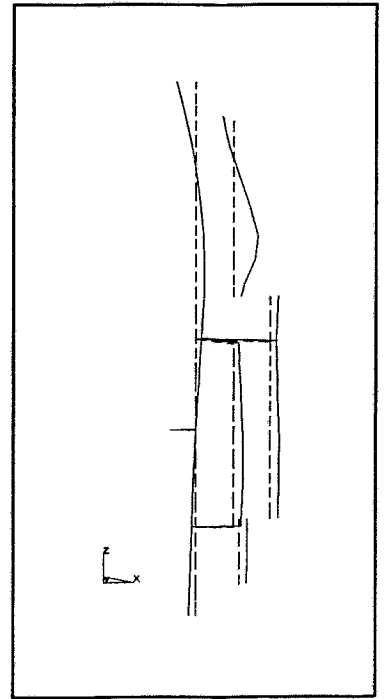


Bild 6.153: Reduziertes Modell
Mode R9 (14.4 Hz)

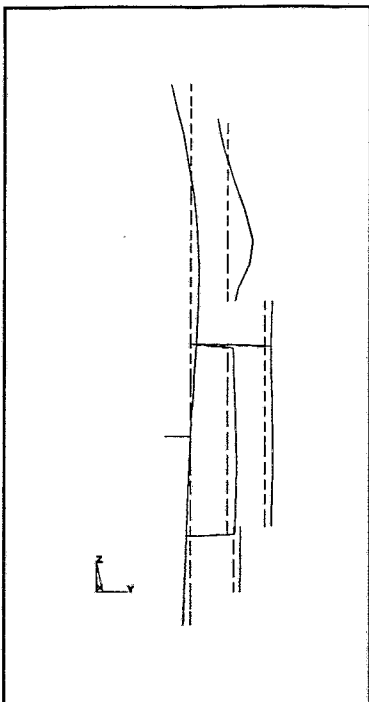


Bild 6.154: Reduziertes Modell
Mode R10 (14.4 Hz)

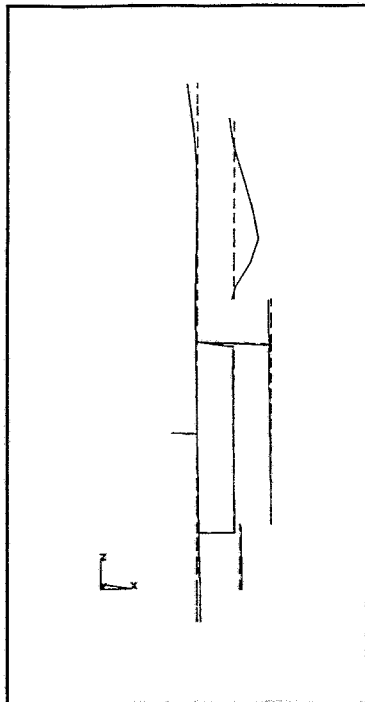


Bild 6.155: Reduziertes Modell
Mode R11 (16.4 Hz)

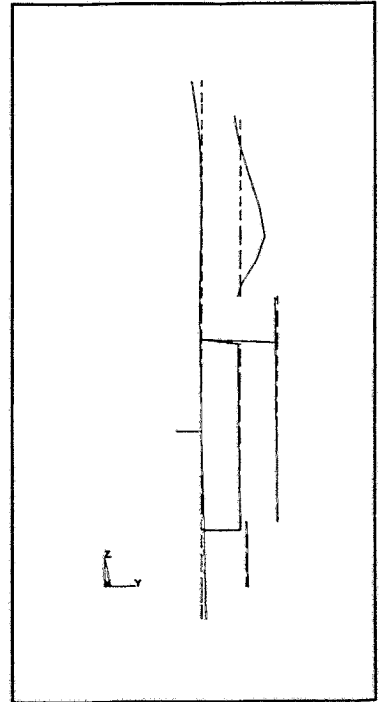


Bild 6.156: Reduziertes Modell
Mode R12 (16.5 Hz)

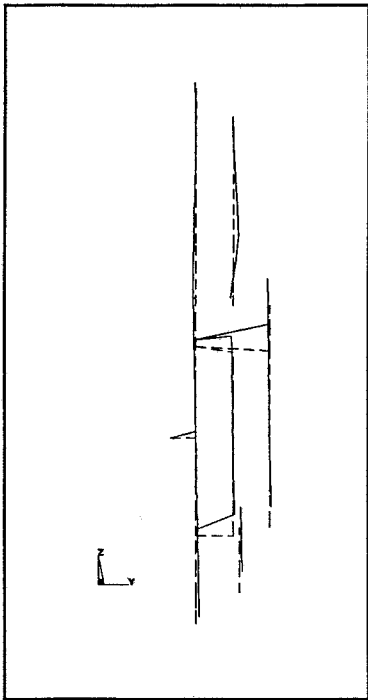


Bild 6.157: Reduziertes Modell
Mode R13 (18.5 Hz)

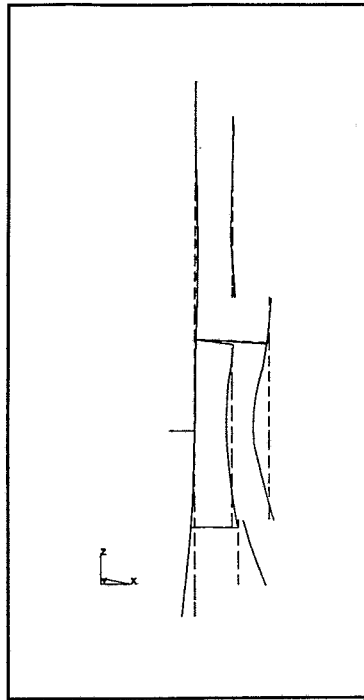


Bild 6.158: Reduziertes Modell
Mode R14 (23.9 Hz)

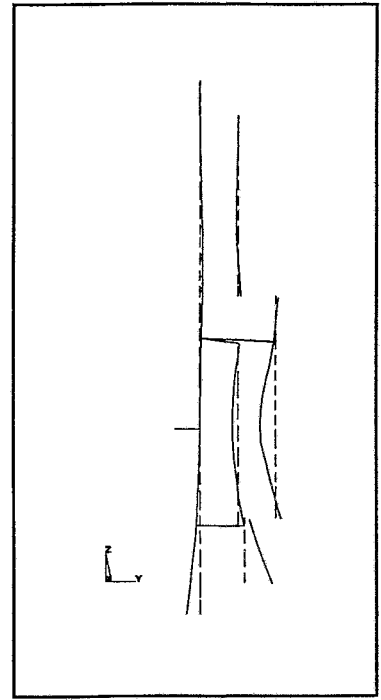


Bild 6.159: Reduziertes Modell
Mode R15 (24.0 Hz)

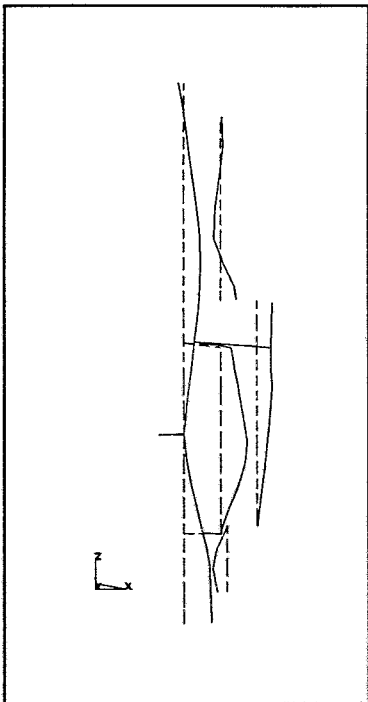


Bild 6.160: Reduziertes Modell
Mode R16 (32.7 Hz)

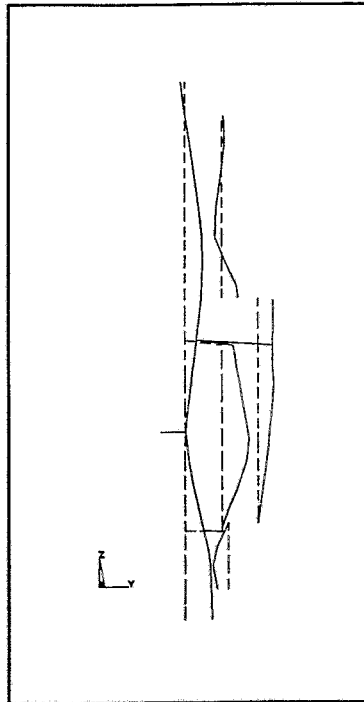
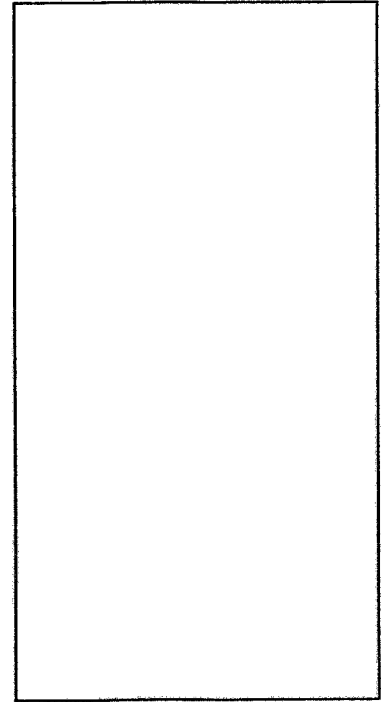


Bild 6.161: Reduziertes Modell
Mode R17 (32.7 Hz)



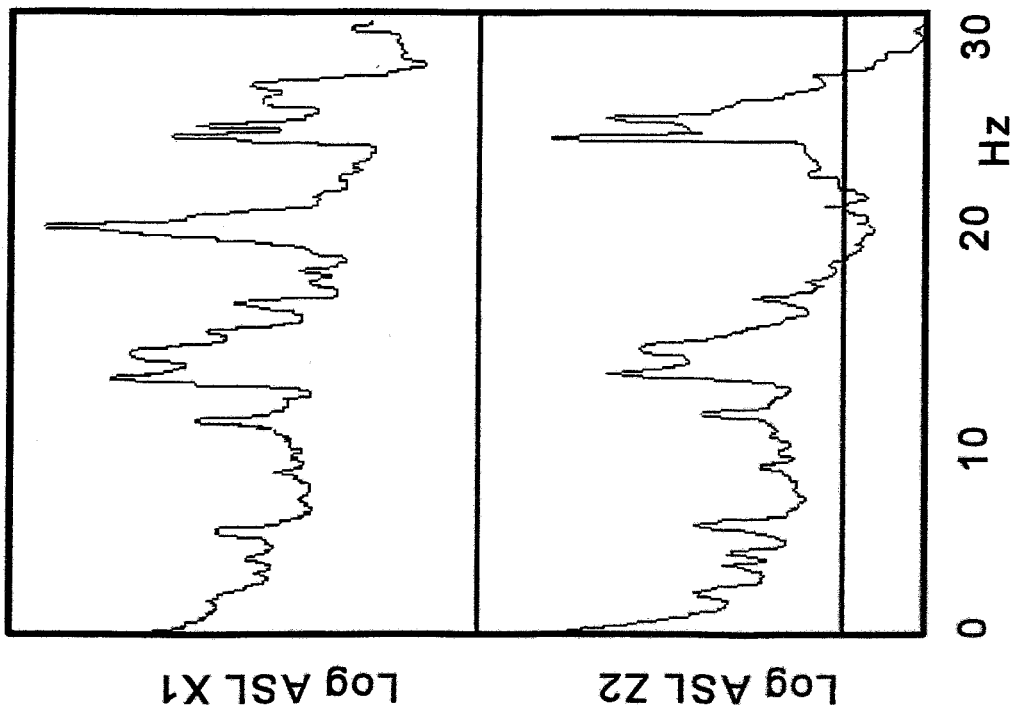
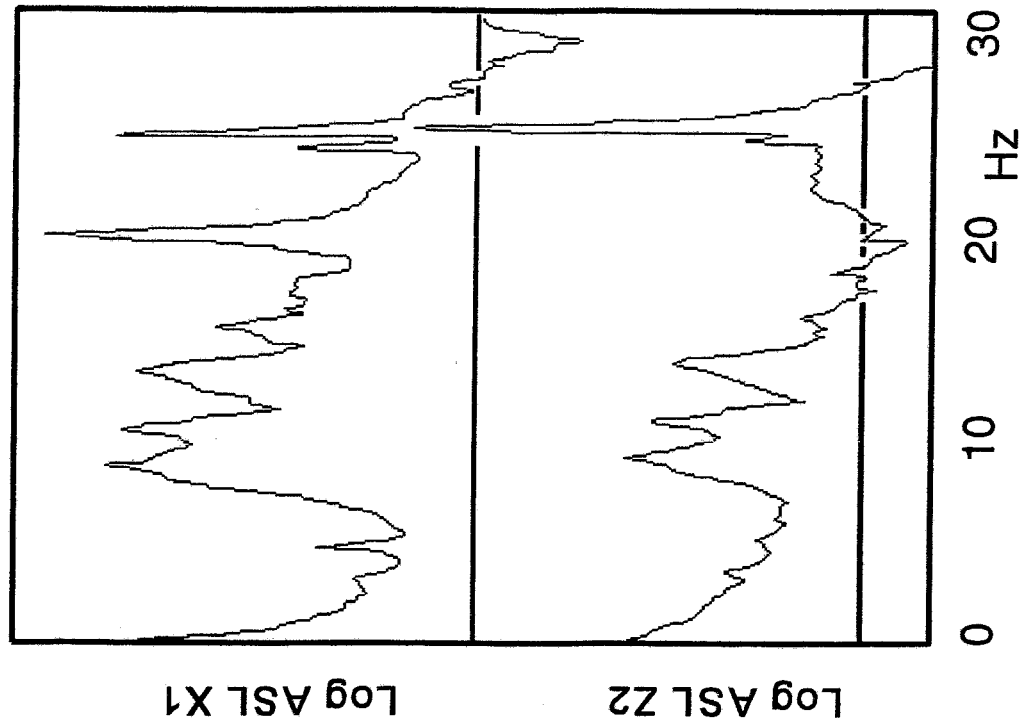


Bild 6.162: Schwingungsspektren von den Inbetriebnahmemessungen Block 5 KKW Greifswald. Oben: Verschiebung RDB-Boden x-Richtung. Unten: Beschleunigung RDB-Flansch z-Richtung.

Rechts: HUP 5 in Betrieb

Links: Ohne laufende HUP

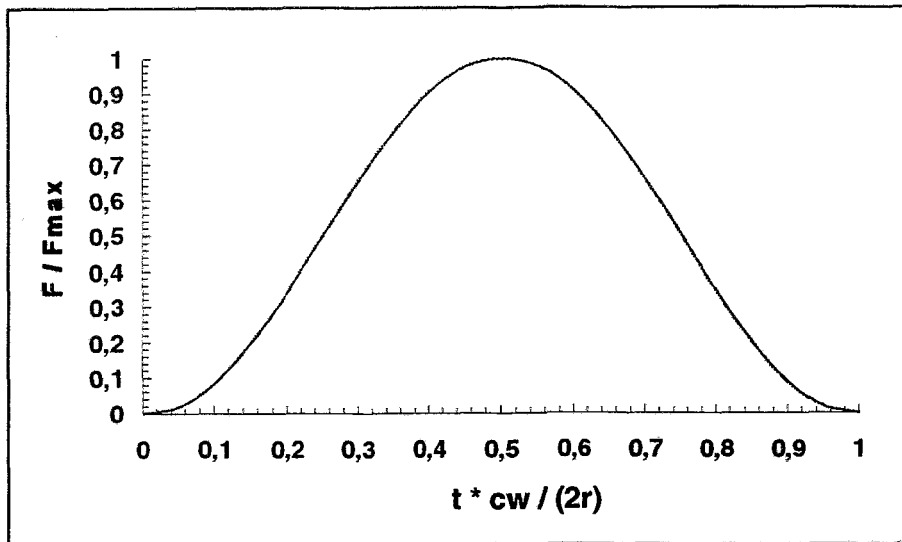


Bild 7.1: Prinzipieller Verlauf der Knotenkräfte, die durch einen vorbeischwimmenden Wirbel im Downcomer erzeugt werden (c_w - Wirbelgeschwindigkeit, $2r$ - Wirbeldurchmesser)

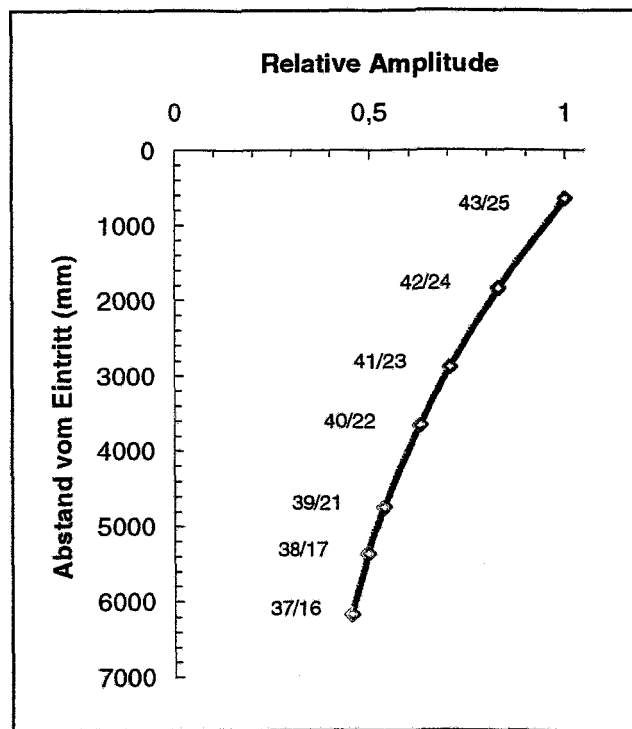


Bild 7.2: Verlauf der Kraftamplitude eines im Downcomer abschwimmenden Wirbels über dem Abstand vom Kühlmiteleintritt mit Lage der Knoten

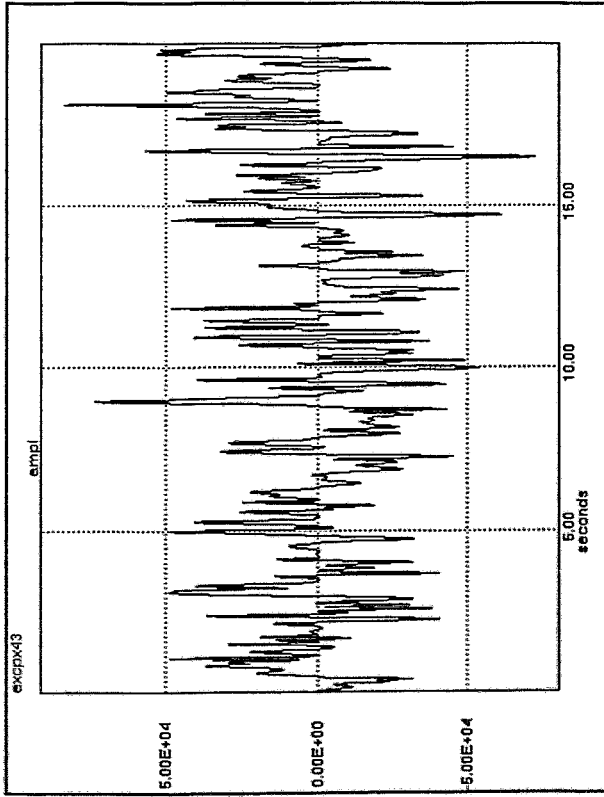


Bild 7.3a: Wirbelanregung im Downcomer: Beispiel für den Zeitverlauf der Knotenkraft am Knoten 43 (in Newton)

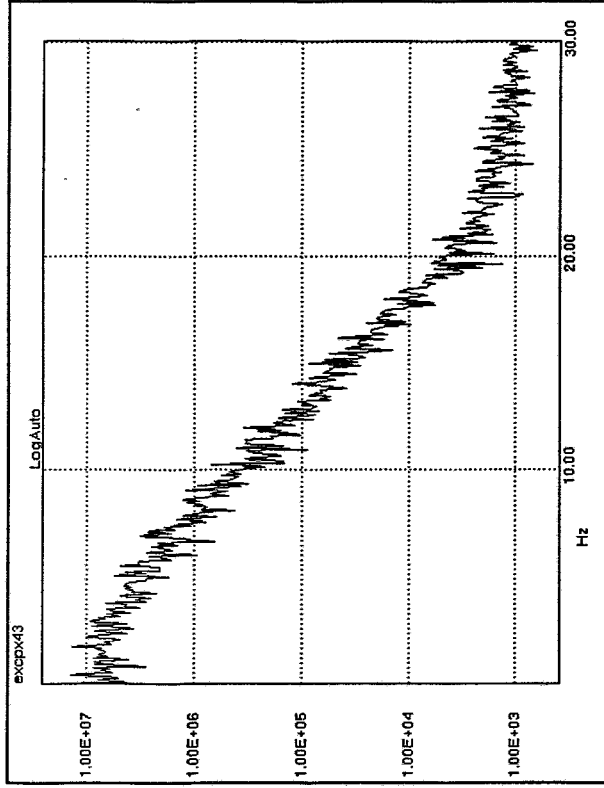


Bild 7.3b: Wirbelanregung im Downcomer: Leistungsspektrum der Knotenkraft am Knoten 43 (N^2)

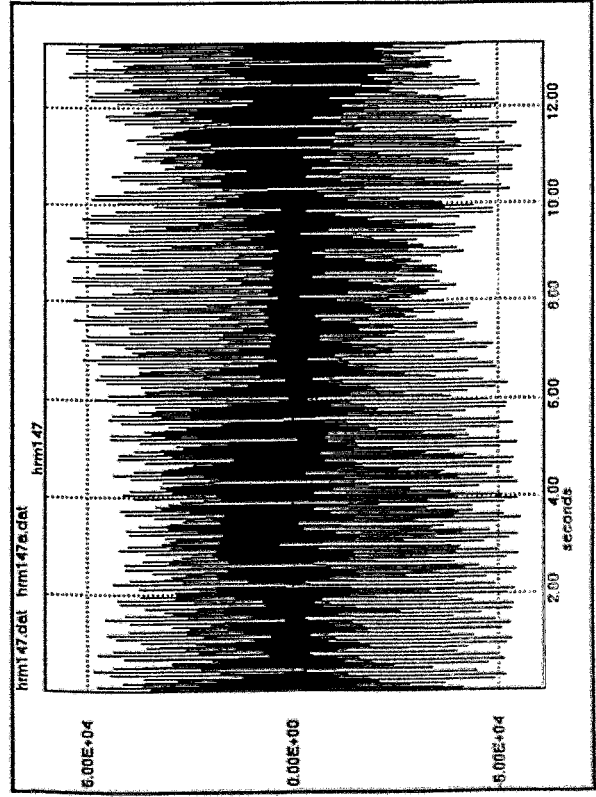


Bild 7.4a: Unwuchtanregung an der HUP: Zeitsignal

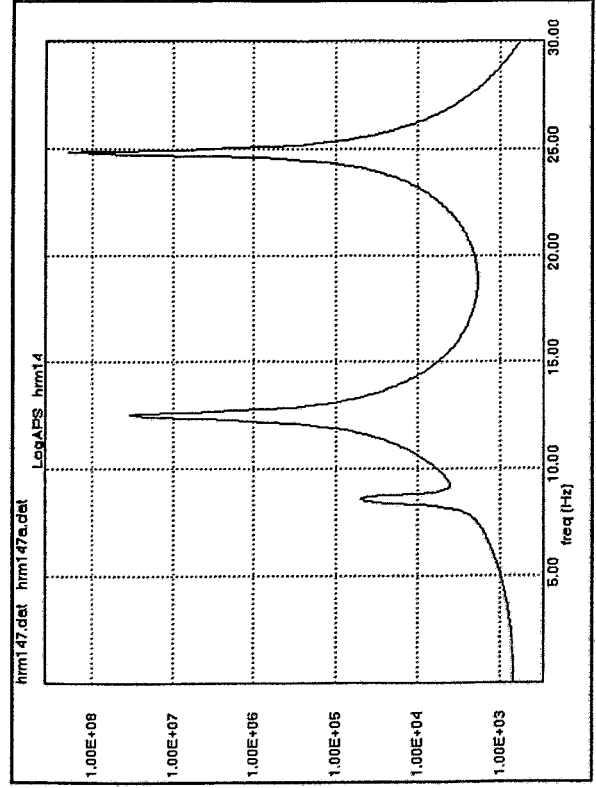


Bild 7.4b: Unwuchtanregung an der HUP: Leistungsspektrum (N^2)

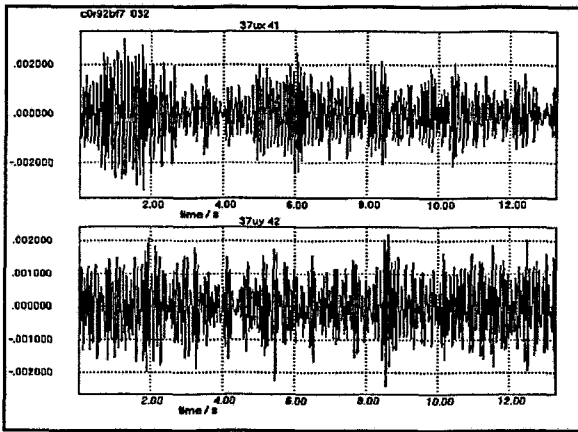


Bild 7.5: Zeitsignale der Knotenverschiebungen 37ux und 37uy (RDB unten) in mm bei Wirbelkraftanregung im Downcomer.

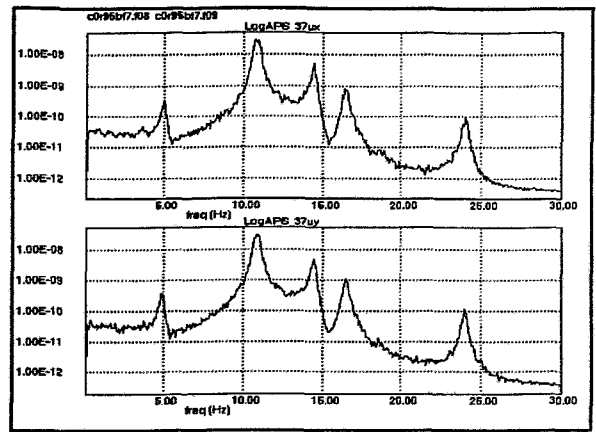


Bild 7.6: Autospektralleistungen (mm²) der Knotenverschiebungen 37ux und 37uy (RDB unten) bei Wirbelkraftanregung im Downcomer (T=20°C).

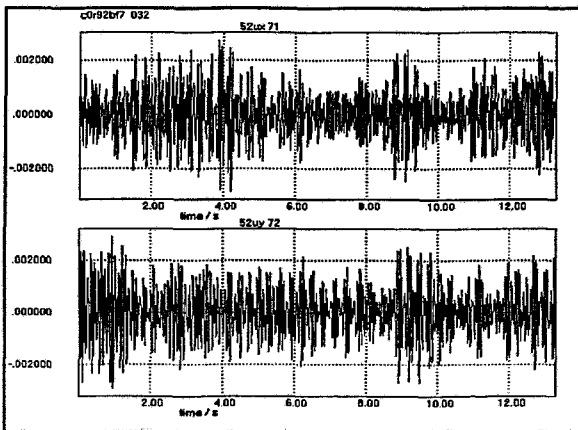


Bild 7.7: Zeitsignale der Knotenverschiebungen 52ux und 52uy (RDB-Deckel) in mm bei Wirbelkraftanregung im Downcomer.

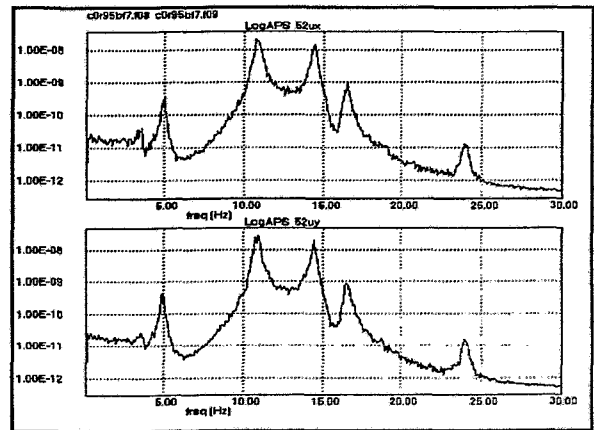


Bild 7.8: Autospektralleistungen (mm²) der Knotenverschiebungen 52ux und 52uy (RDB-Deckel) bei Wirbelkraftanregung im Downcomer (T=20°C).

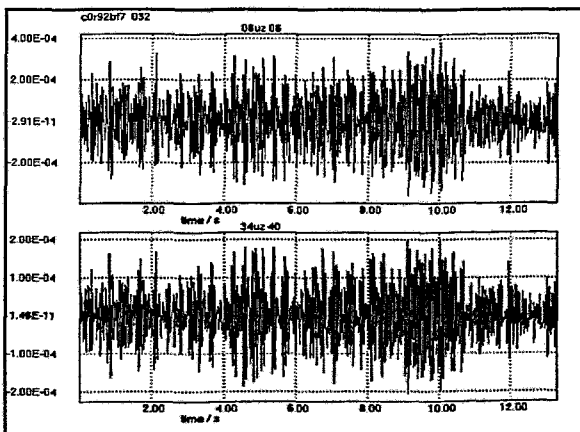


Bild 7.9: Zeitsignale der Knotenverschiebungen 06ux (OKG) und 34uz (RDB unten) in mm bei Wirbelkraftanregung im Downcomer.

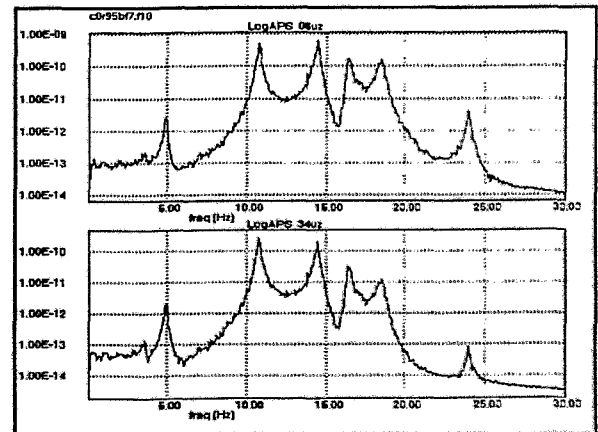


Bild 7.10: Autospektralleistungen (mm²) der Knotenverschiebungen 06ux (OKG) und 34uz (RDB unten) bei Wirbelkraftanregung im Downcomer.

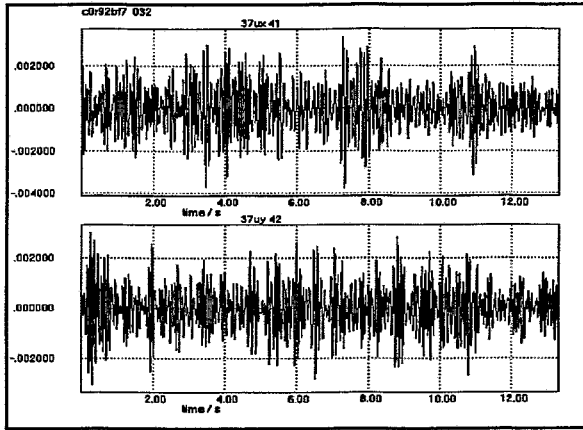


Bild 7.11: Zeitsignale der Knotenverschiebungen 37ux und 37uy (RDB unten) in mm bei Wirbelkraftanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung ($T=20^{\circ}\text{C}$).

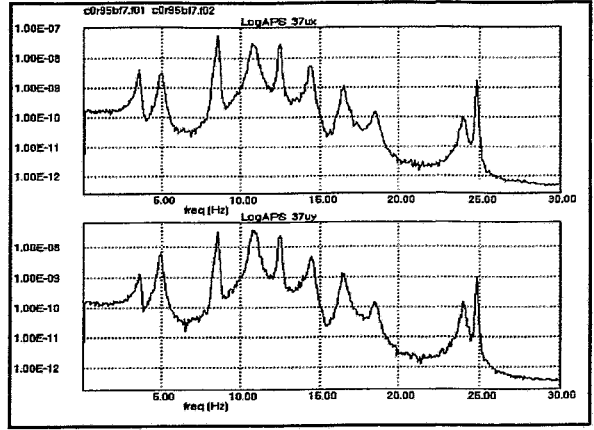


Bild 7.12: Autospektralleistungen (mm^2) der Knotenverschiebungen 37ux und 37uy (RDB unten) bei Wirbelkraftanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung ($T=20^{\circ}\text{C}$).

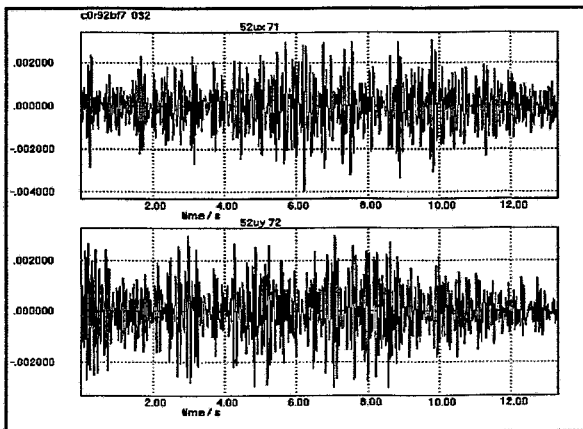


Bild 7.13: Zeitsignale der Knotenverschiebungen 52ux und 52uy (RDB-Deckel) in mm bei Wirbelkraftanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung ($T=20^{\circ}\text{C}$).

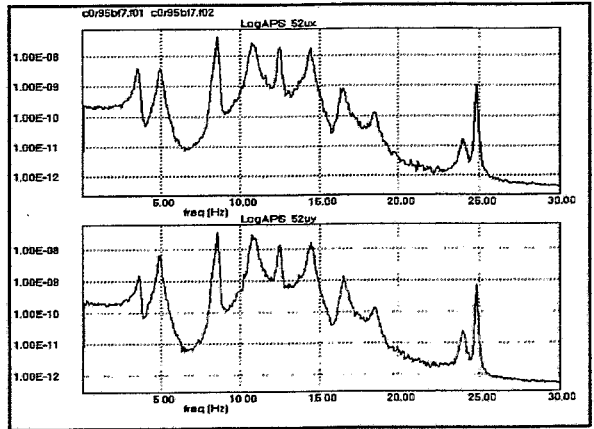


Bild 7.14: Autospektralleistungen (mm^2) der Knotenverschiebungen 52ux und 52uy (RDB-Deckel) bei Wirbelkraftanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung ($T=20^{\circ}\text{C}$).

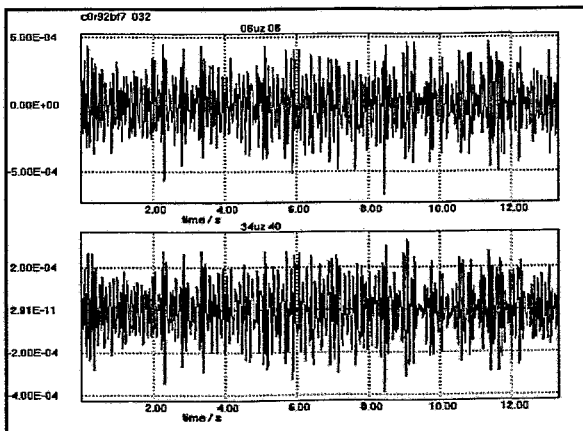


Bild 7.15: Zeitsignale der Knotenverschiebungen 06uz (OKG) und 34uz (RDB unten) in mm bei Wirbelkraftanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung ($T=20^{\circ}\text{C}$).

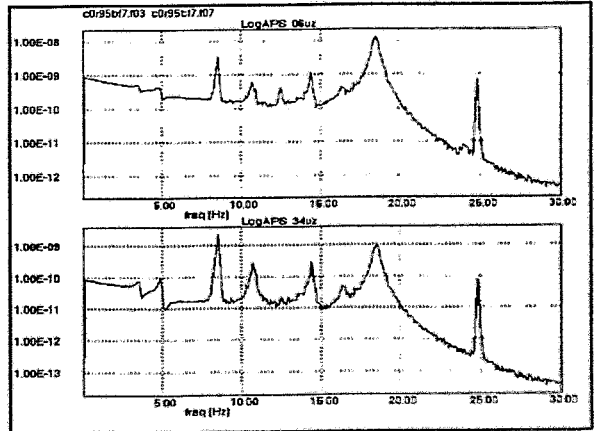


Bild 7.16: Autospektralleistungen (mm^2) der Knotenverschiebungen 06uz (OKG) und 34uz (RDB unten) bei Wirbelkraftanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung ($T=20^{\circ}\text{C}$).

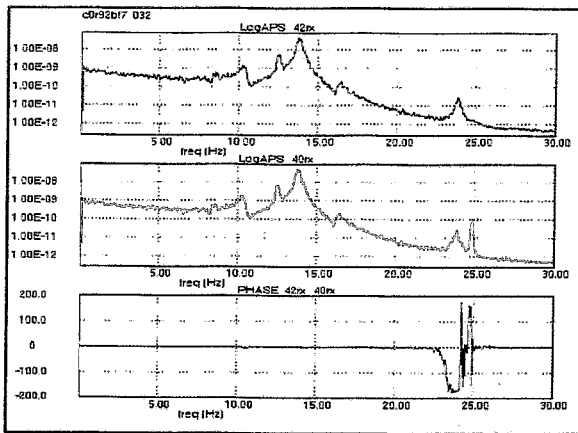


Bild 7.17: Autospektralleistungen (mm^2) und Phasendifferenz der Relativverschiebungen 42ux-24ux und 40ux-22ux (I-Kammern) bei Wirbelkraftanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung ($T=260^\circ\text{C}$).

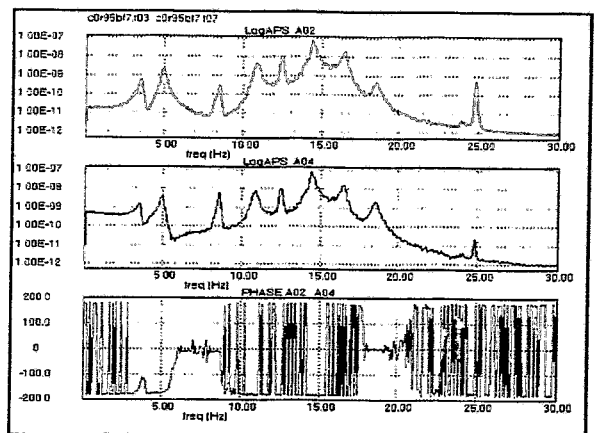


Bild 7.18: Autospektralleistungen (mm^2) und Phasendifferenz der vertikalen Absolutwegsignale A02 und A04 (SÜS, RDB-Deckel) bei Wirbelkraftanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung ($T=20^\circ\text{C}$).

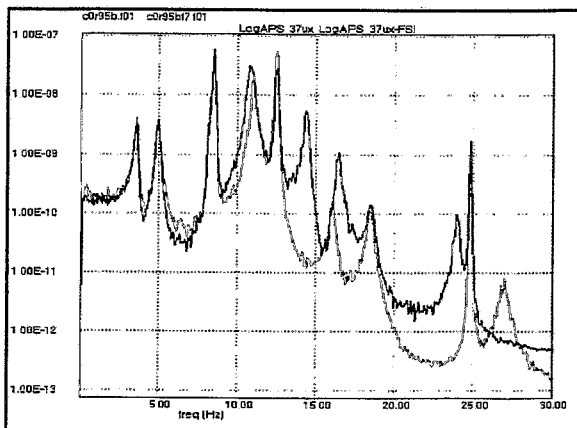


Bild 7.19: Autosppektralleistungen (mm^2) der Knotenverschiebung 37ux (RDB-unten) bei Wirbelkraftanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Rote Kurve: ohne FSE, blaue Kurve: mit FSE ($T=20^\circ\text{C}$).

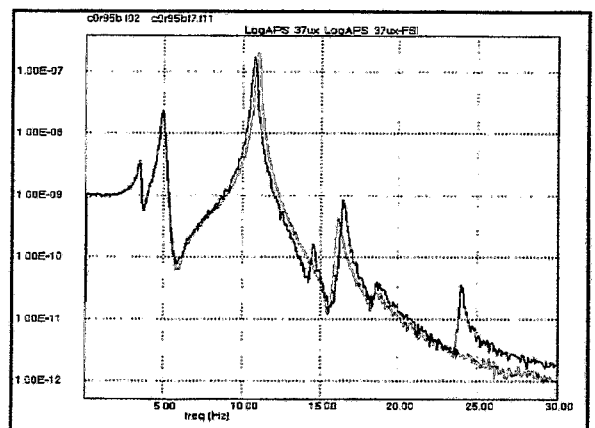


Bild 7.20: Autosppektralleistungen (mm^2) der Knotenverschiebung 37ux (RDB-unten) bei Einzelkraftanregung am RDB-Boden in x-Richtung. Rote Kurve: ohne FSE, blaue Kurve: mit FSE ($T=20^\circ\text{C}$).

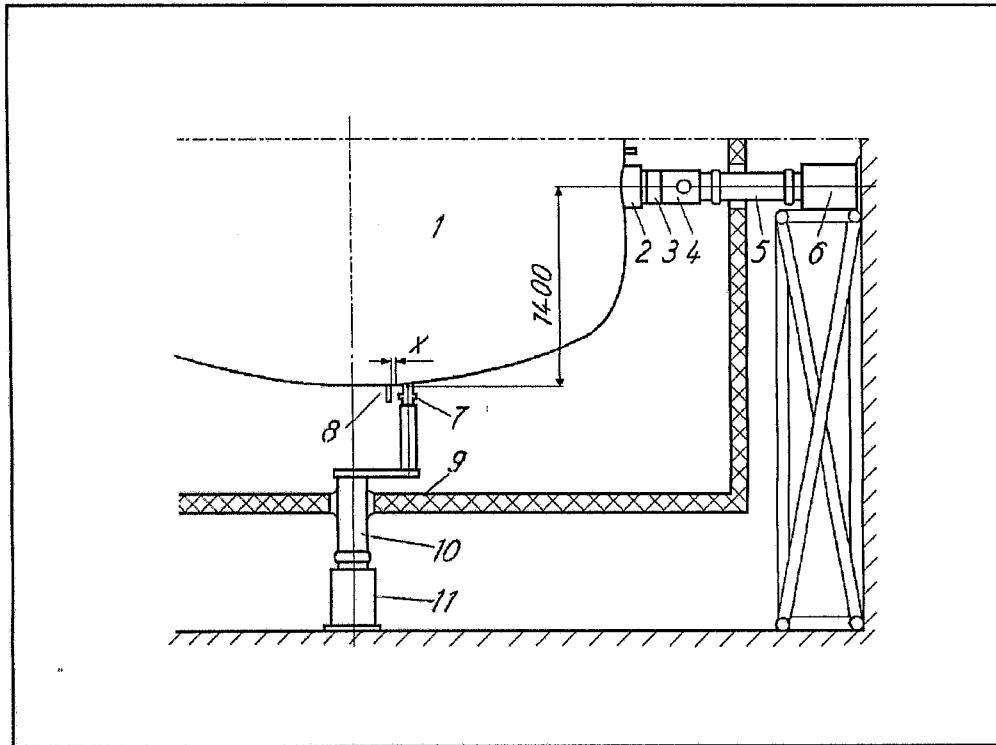


Bild 8.1: Versuchsaufbau bei den Bruchtopfexperimenten am RDB. KWE Block 3 und Block 4 KKW Greifswald. Quelle /3/

1 - RDB; 2 - Druckplatte; 3 - Kraftmeßring; 4 - Bruchtopf; 5 - Zwischenstange; 6 - Hydraulik;
 7 - Induktiver Wegaufnehmer; 8 - Gegenstück; 9 - Wärmeisolierung; 10 - Sondenhalter;
 11 - Ständer (Hydraulik für vertikale Anregung)

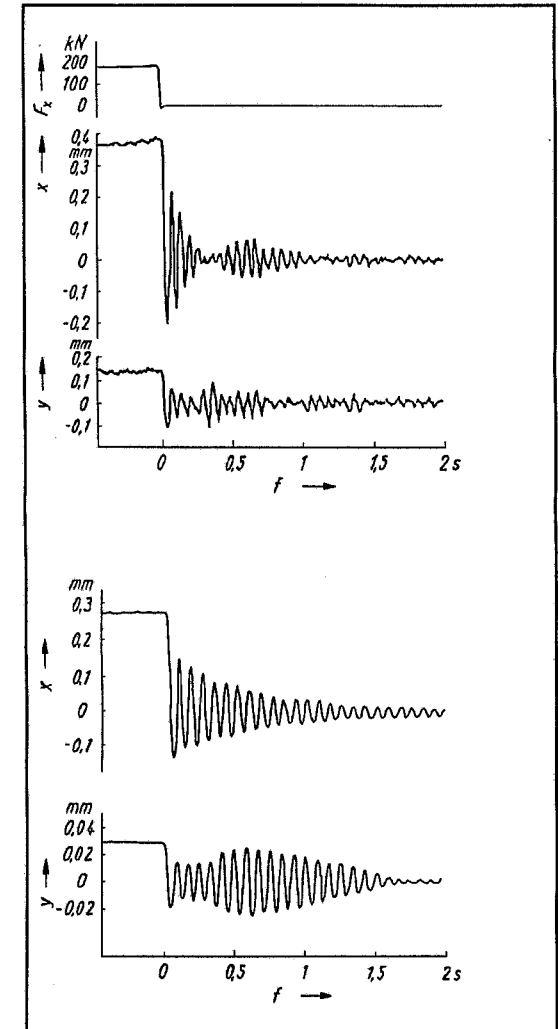


Bild 8.2: Zeitverläufe von Kraftanregung und horizontalen RDB-Verschiebungen. Horizontale Anregung. KWE Block 3 Greifswald. Oben: Leerer RDB; Unten: kompletter Reaktor mit Dummy-Spaltzone und Fluid

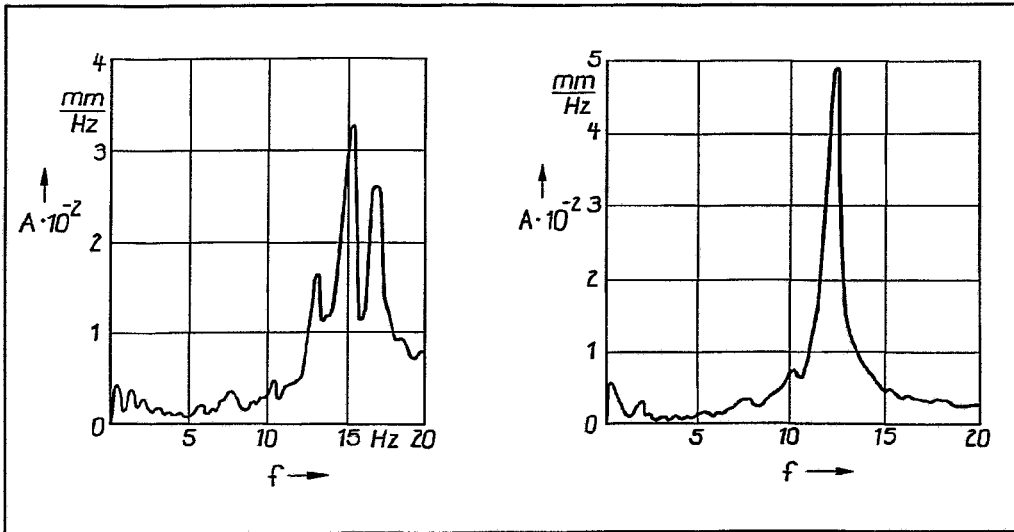


Bild 8.3: Bruchtopexperiment KWE Block 3 Greifswald. Spektrale Amplituden der Horizontalverschiebung am RDB in Krafrichtung. Horizontale Anregung. Quelle /9/
 Links: Leerer RDB Rechts: Kompletter Reaktor mit Dummy-Spaltzone

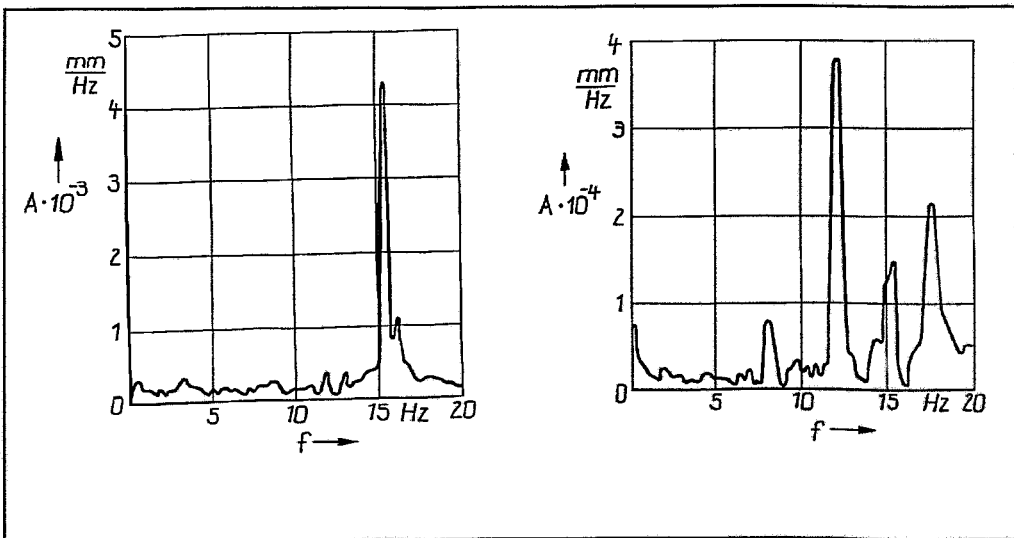


Bild 8.4: Bruchtopexperiment KWE Block 3 Greifswald. Spektrale Amplituden der Horizontalverschiebung am RDB in Krafrichtung. Vertikale Anregung. Quelle /9/
 Links: Leerer RDB Rechts: Kompletter Reaktor mit Dummy-Spaltzone

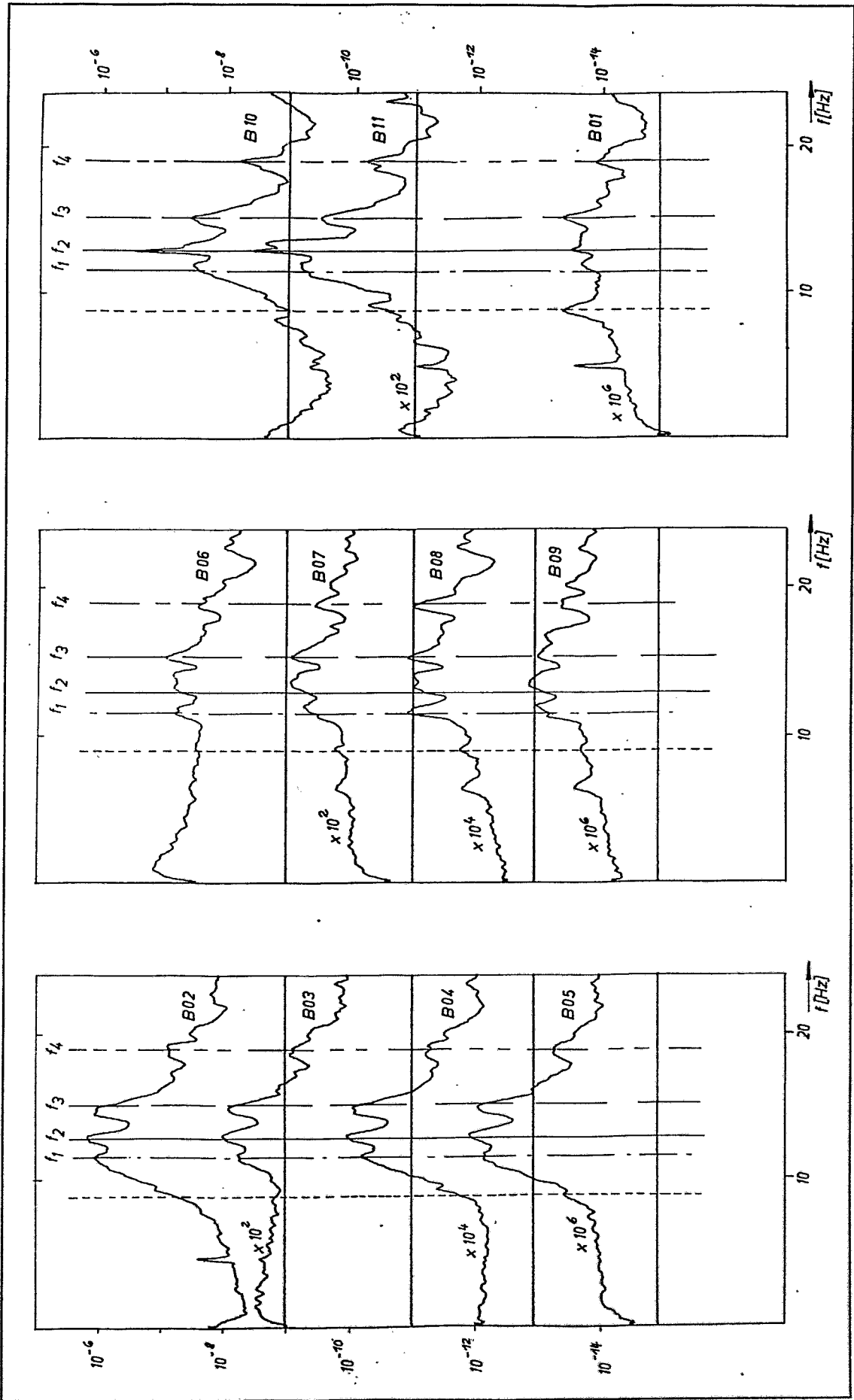


Bild 8.5: KWE Block 4 Greifswald. Autospektralleistungen von Beschleunigungssignalen bei Betrieb aller HUP. Sensorpositionen siehe Bild 3.27. Quelle /11/.

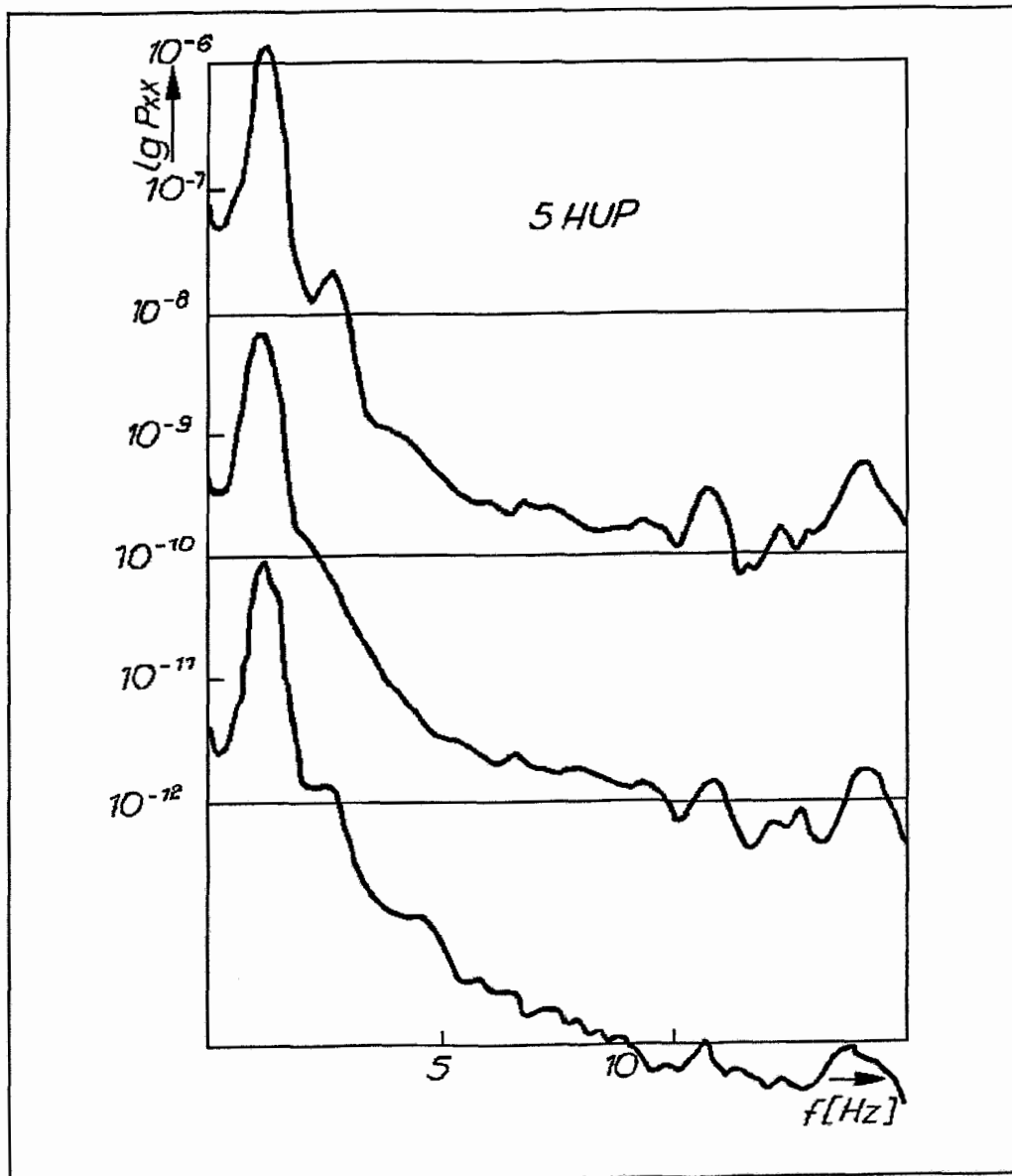


Bild 8.6: KWE Block 3 Greifswald. Energetisches Anfahren. Autospektralleistungen von Signalen externer Ionisationskammern (Neutronenflußschwankungen). Quelle /31/.

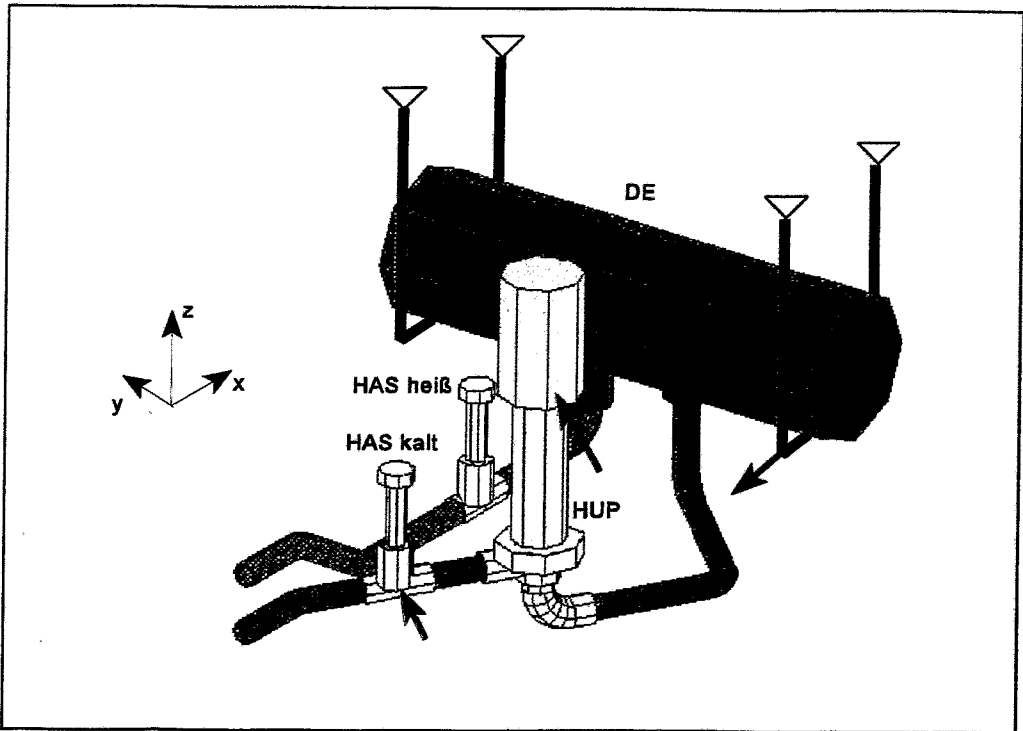


Bild 8.7: Schwingungsexperiment Block 6 Greifswald. Anregungspositionen an der Kühlschleife.

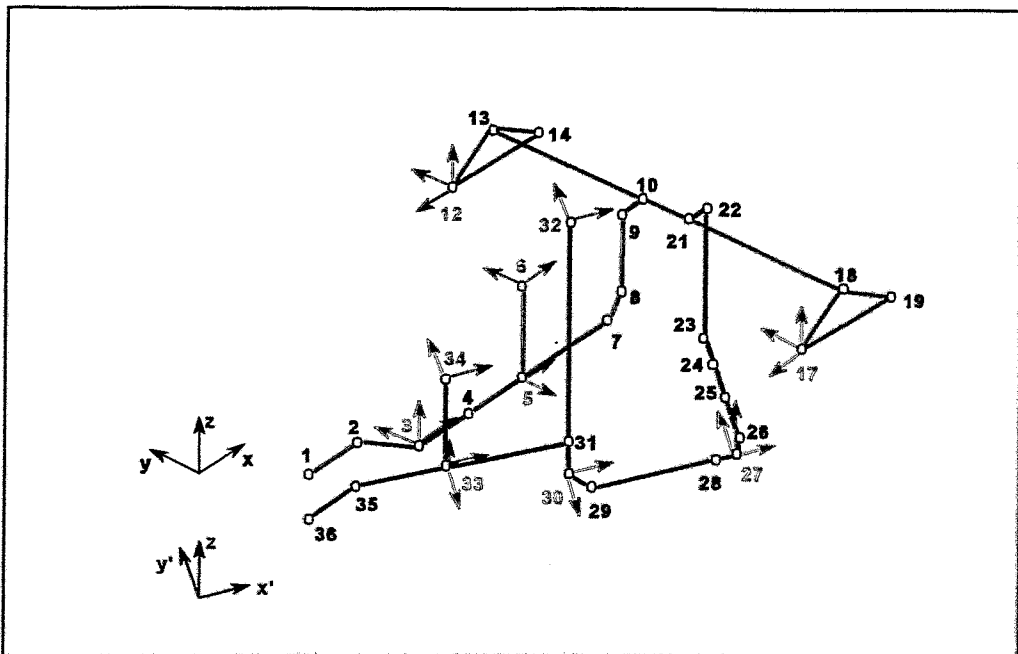


Bild 8.8: Schwingungsexperiment Block 6 Greifswald. Geometrisches Hilfsmodell der Kühlschleife mit Meßpositionen.

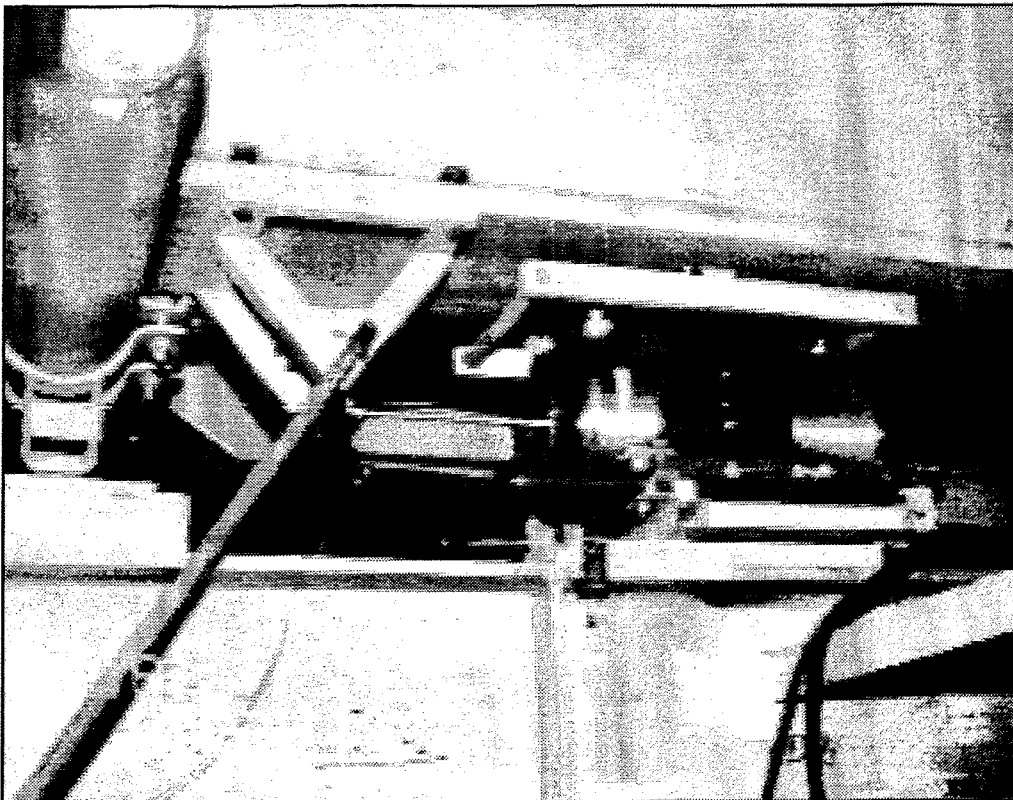


Bild 8.9: Schwingungsexperiment Block 6 Greifswald. Anregung am DE mit Shaker.

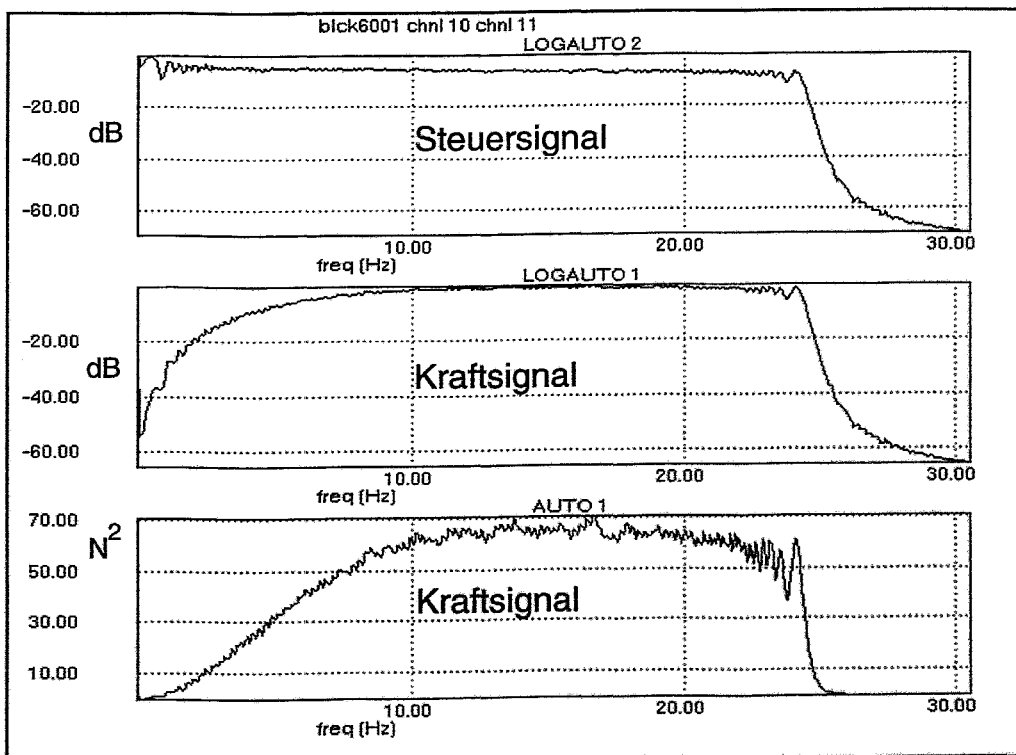


Bild 8.10: Schwingungsexperiment Block 6 Greifswald. Autospektalleitungen des Erregersignales. Oben: Ansteuerung des Shakers; Mitte: Kraftsignal logarithmisch; Unten: Kraftsignal linear.

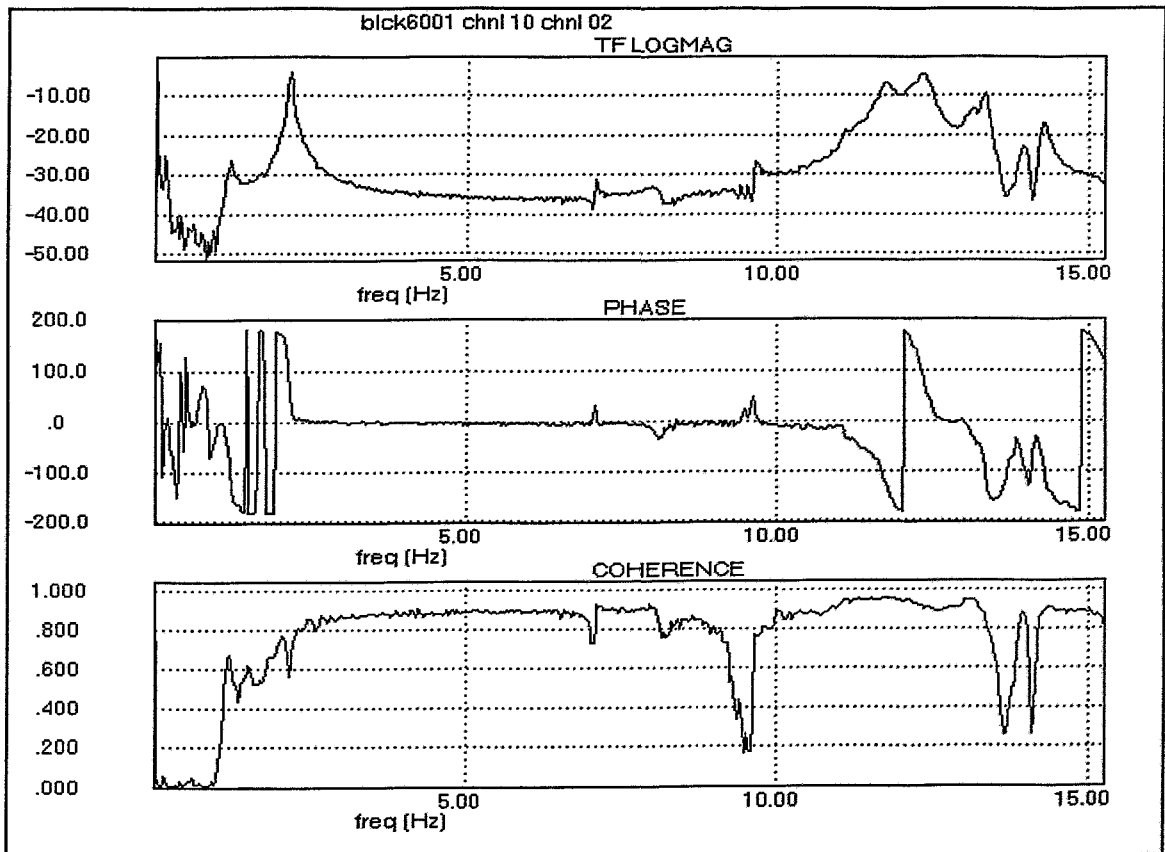


Bild 8.11: Schwingungsexperiment Block 6 Greifswald. Übertragungsfunktion und Kohärenz zwischen Kraftsignal (Shakeranregung) und Beschleunigungssignal am HAS heiß (unten y-Richtung).

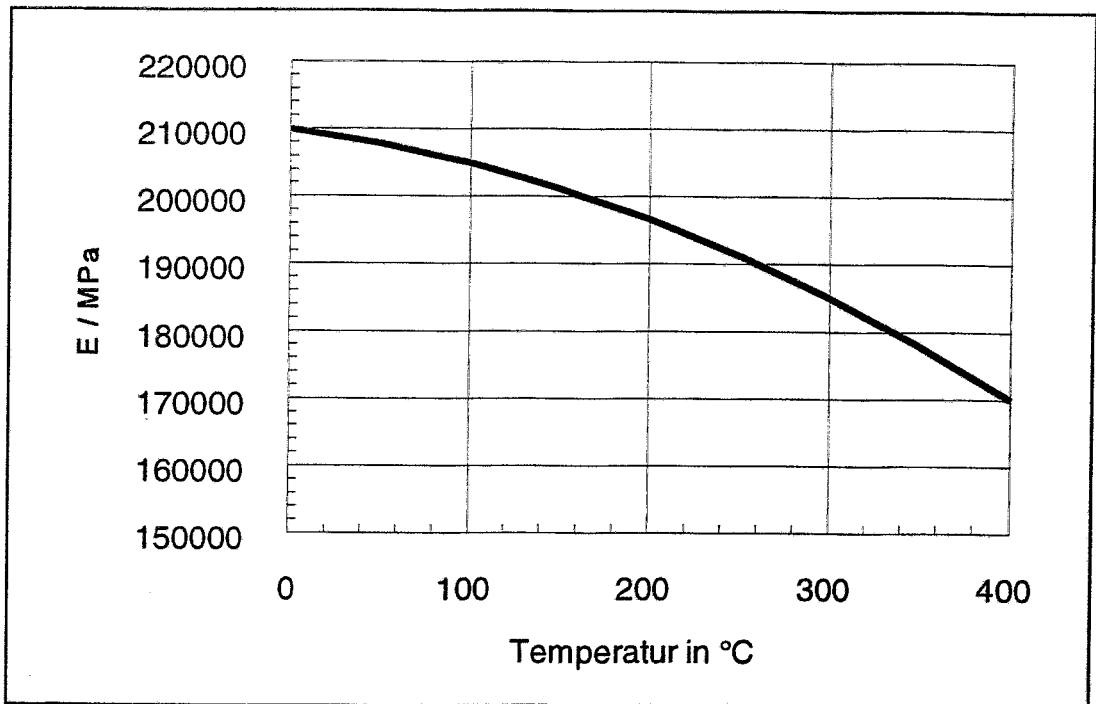


Bild 9.1: Abhängigkeit des E-Moduls von der Temperatur für niedriglegierte Stähle

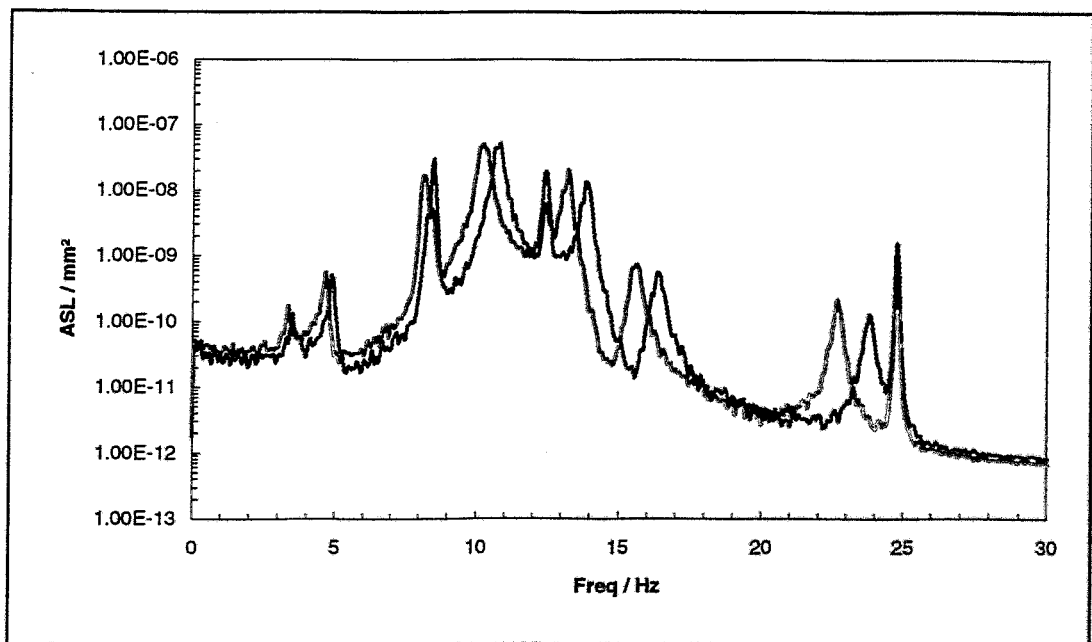


Bild 9.2: Temperatureinfluß. ASL (mm^2) der Knotenverschiebung 37ux (RDB unten) bei Wirbelkraftanregung plus Pumpenanregung für $\vartheta = 20 \text{ C}$ (blaue Kurve) und $\vartheta = 280 \text{ C}$ (rote Kurve).

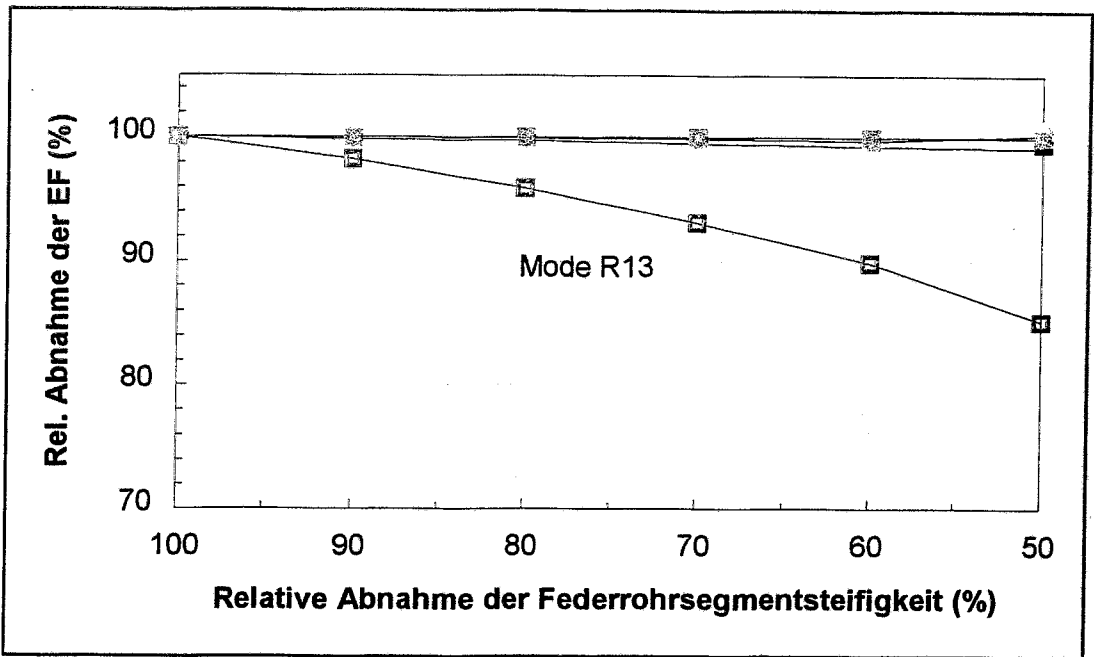


Bild 9.3: Sensitivitätsanalyse für die Eigenfrequenzen gegenüber der Steifigkeitsmatrix der Federrohrsegmente

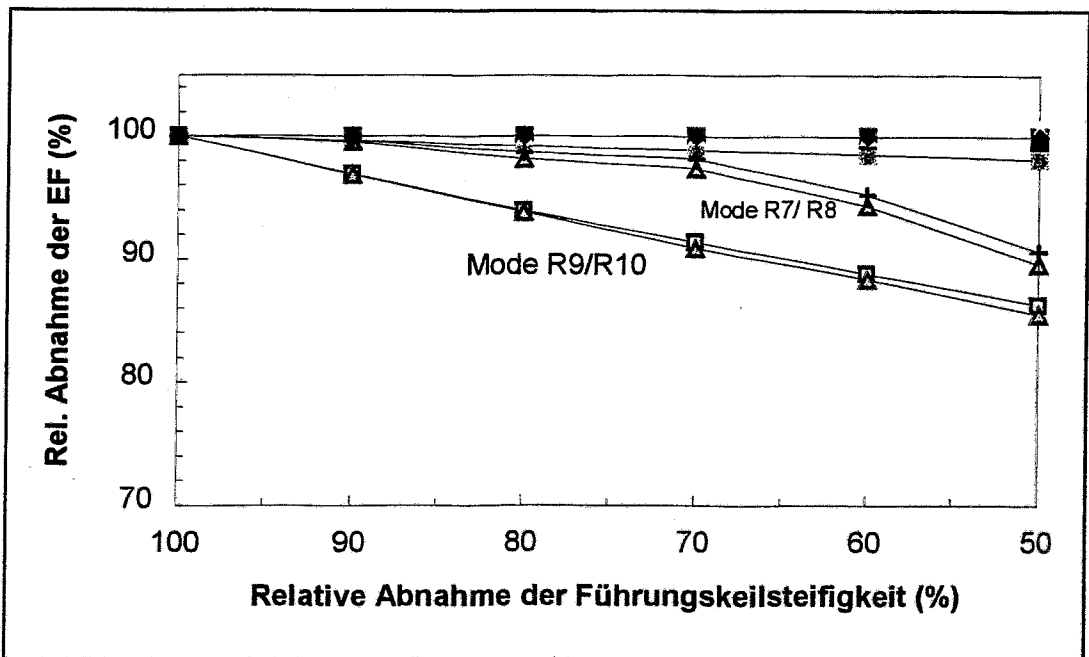


Bild 9.4: Sensitivitätsanalyse für die Eigenfrequenzen gegenüber der Steifigkeitsmatrix der Führungskeile

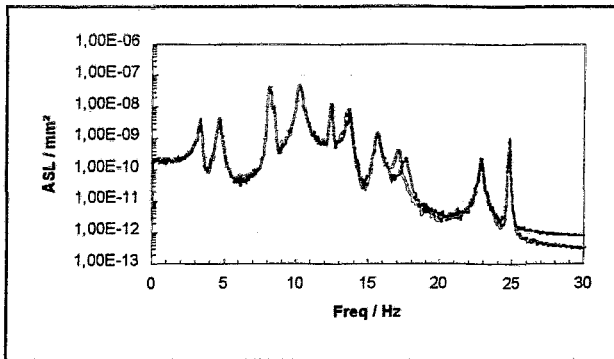


Bild 9.5: Schadenssimulation. Versagen eines Federrohrsegmentes bei 0°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **37ux** (RDB unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

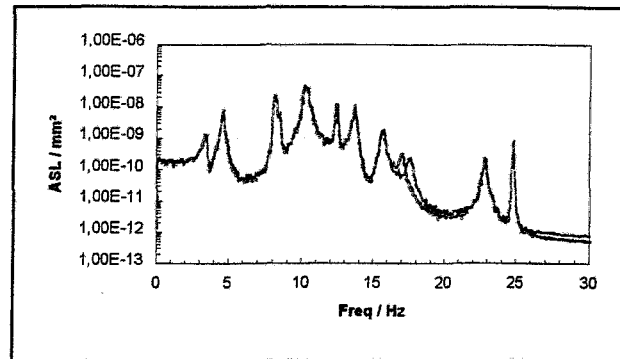


Bild 9.6: Schadenssimulation. Versagen eines Federrohrsegmentes bei 0°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **37uy** (RDB unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

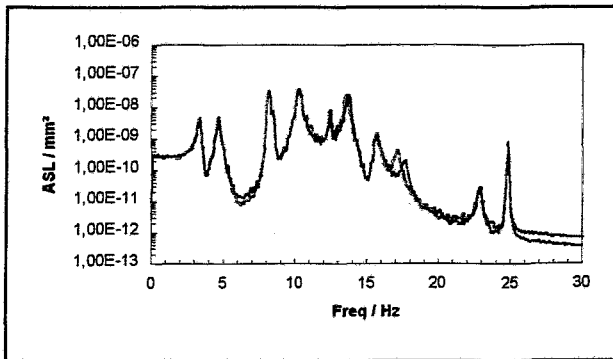


Bild 9.7: Schadenssimulation. Versagen eines Federrohrsegmentes bei 0°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **52ux** (RDB-Deckel) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

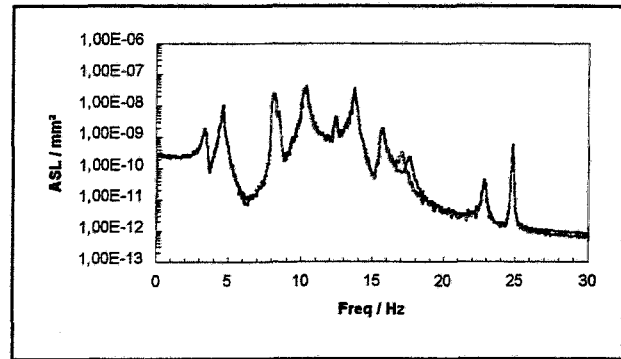


Bild 9.8: Schadenssimulation. Versagen eines Federrohrsegmentes bei 0°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **52uy** (RDB-Deckel) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

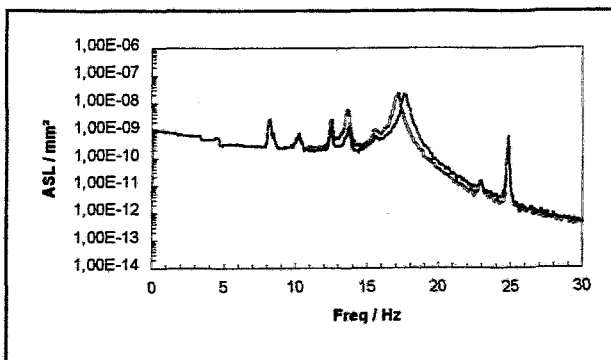


Bild 9.9: Schadenssimulation. Versagen eines Federrohrsegmentes bei 0°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **06uz** (OKG unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

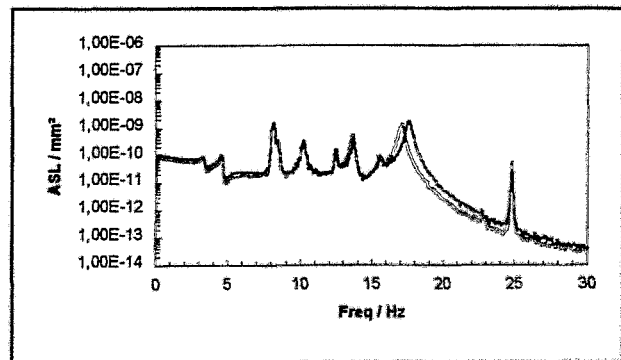


Bild 9.10: Schadenssimulation. Versagen eines Federrohrsegmentes bei 0°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **34uz** (RDB unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

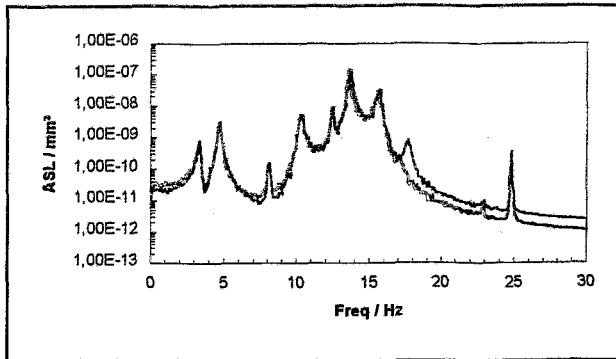


Bild 9.11: Schadenssimulation. Versagen eines Federrohrsegmentes bei 0°. ASL (mm²) des Absolutweges **A02** (RDB-Deckelflansch bei 0°) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

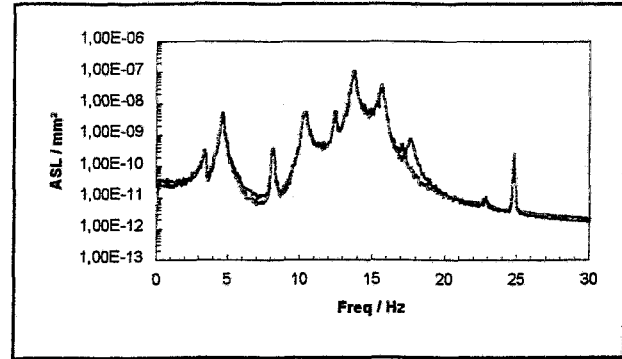


Bild 9.12: Schadenssimulation. Versagen eines Federrohrsegmentes bei 0°. ASL (mm²) des Absolutweges **A03** (RDB-Deckelflansch 90°) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

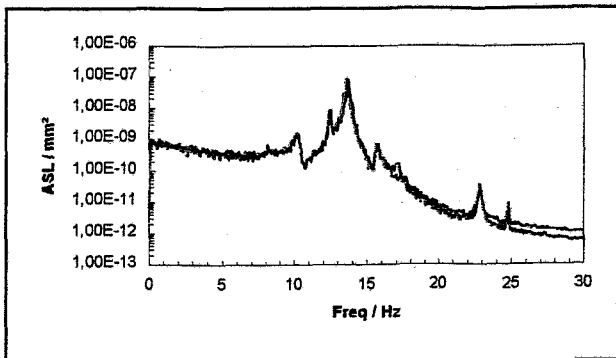


Bild 9.13: Schadenssimulation. Versagen eines Federrohrsegmentes bei 0°. ASL (mm²) der Relativverschiebung **42ux-24ux** (I-Kammer 0° oben) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

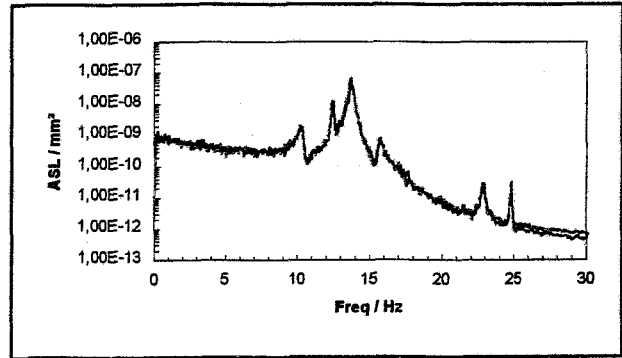


Bild 9.14: Schadenssimulation. Versagen eines Federrohrsegmentes bei 0°. ASL (mm²) der Relativverschiebung **42uy-24uy** (I-Kammer 90° oben) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

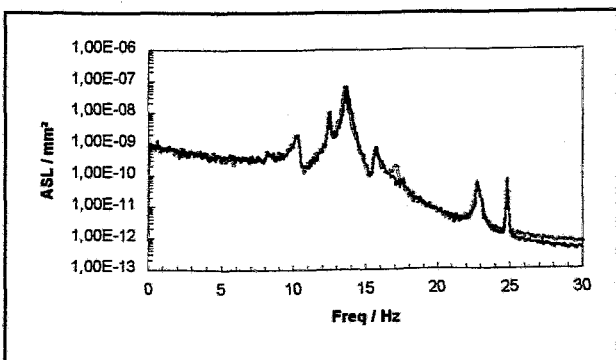


Bild 9.15: Schadenssimulation. Versagen eines Federrohrsegmentes bei 0°. ASL (mm²) der Relativverschiebung **40ux-22ux** (I-Kammer 0° unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

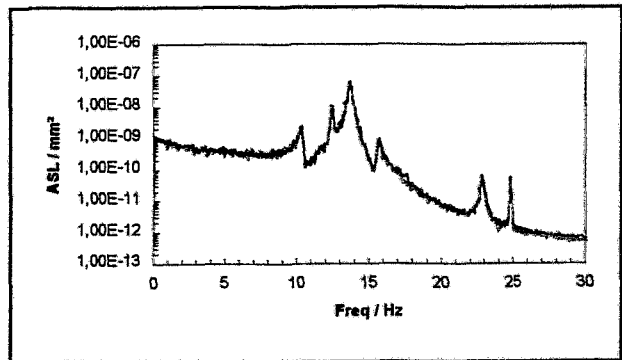


Bild 9.16: Schadenssimulation. Versagen eines Federrohrsegmentes bei 0°. ASL (mm²) der Relativverschiebung **40uy-22uy** (I-Kammer 90° unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

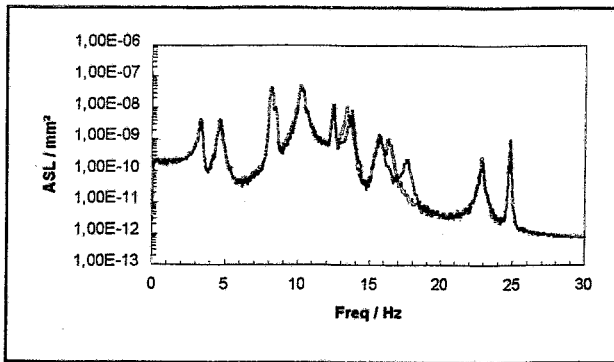


Bild 9.17: Schadenssimulation. Versagen von zwei Federrohrsegmenten bei 0° und 60°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **37ux** (RDB unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

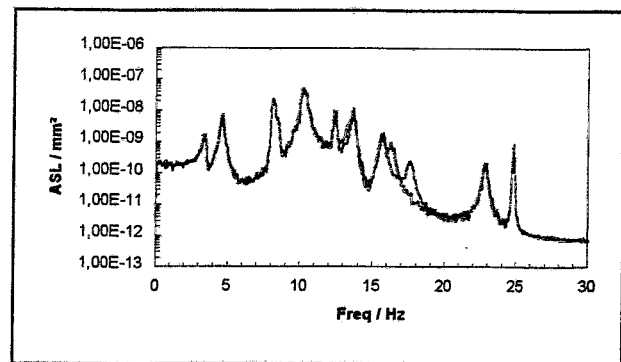


Bild 9.18: Schadenssimulation. Versagen von zwei Federrohrsegmenten bei 0° und 60°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **37uy** (RDB unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

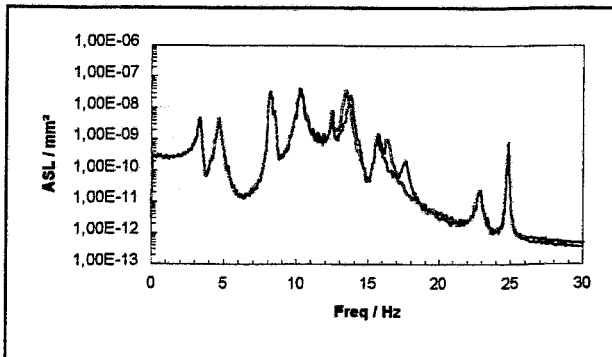


Bild 9.19: Schadenssimulation. Versagen von zwei Federrohrsegmenten bei 0° und 60°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **52ux** (RDB-Deckel) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

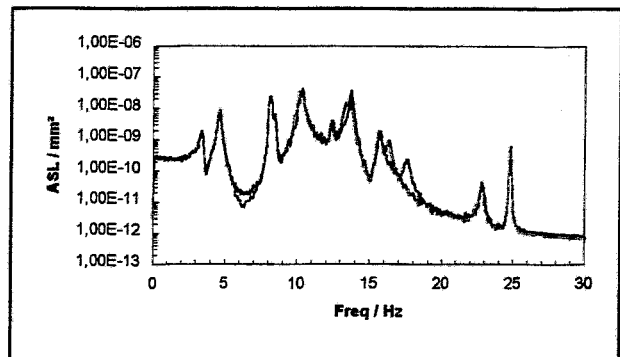


Bild 9.20: Schadenssimulation. Versagen von zwei Federrohrsegmenten bei 0° und 60°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **52uy** (RDB-Deckel) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

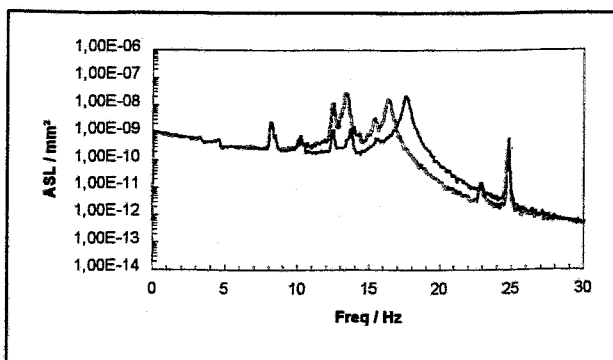


Bild 9.21: Schadenssimulation. Versagen von zwei Federrohrsegmenten bei 0° und 60°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **06uz** (OKG unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

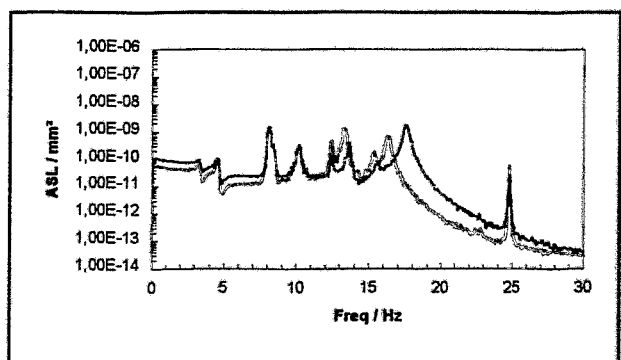


Bild 9.22: Schadenssimulation. Versagen von zwei Federrohrsegmenten bei 0° und 60°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **34uz** (RDB unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

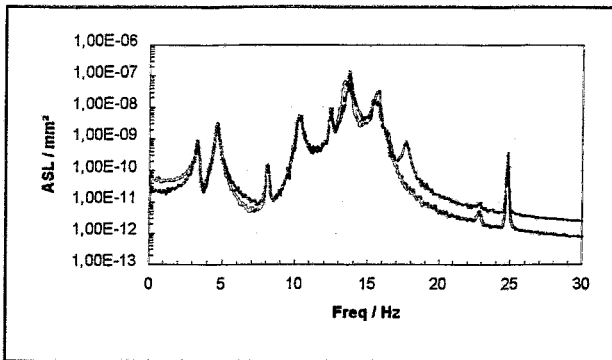


Bild 9.23: Schadenssimulation. Versagen von zwei Federrohrsegmenten bei 0° und 60°. ASL (mm²) des Absolutweges **A02** (RDB-Deckelflansch bei 0°) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

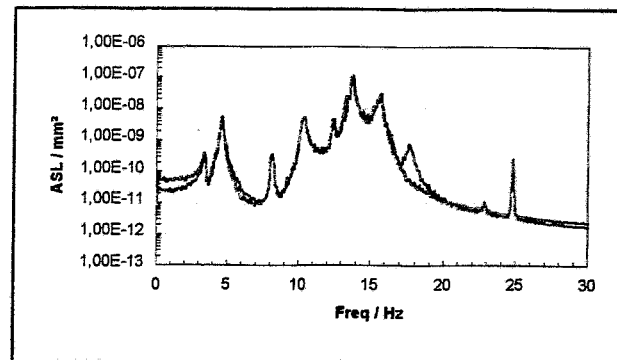


Bild 9.24: Schadenssimulation. Versagen von zwei Federrohrsegmenten bei 0° und 60°. ASL (mm²) des Absolutweges **A03** (RDB-Deckelflansch 90°) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

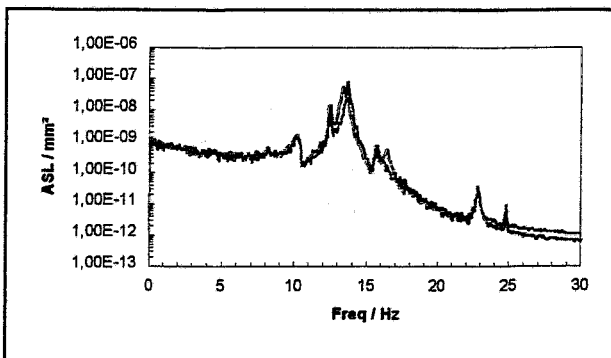


Bild 9.25: Schadenssimulation. Versagen von zwei Federrohrsegmenten bei 0° und 60°. ASL (mm²) der Relativverschiebung **42ux-24ux** (I-Kammer 0° oben) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

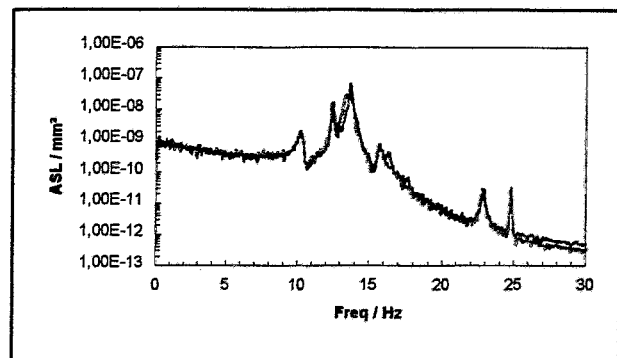


Bild 9.26: Schadenssimulation. Versagen von zwei Federrohrsegmenten bei 0° und 60°. ASL (mm²) der Relativverschiebung **42uy-24uy** (I-Kammer 90° oben) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

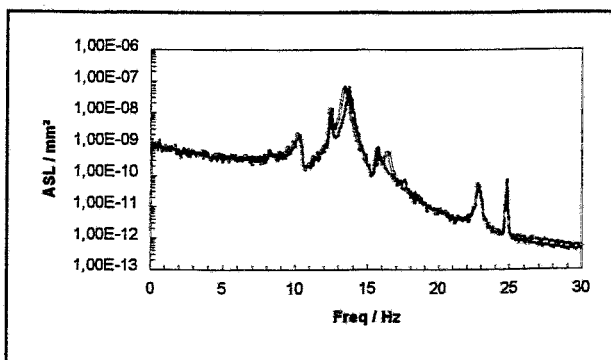


Bild 9.27: Schadenssimulation. Versagen von zwei Federrohrsegmenten bei 0° und 60°. ASL (mm²) der Relativverschiebung **40ux-22ux** (I-Kammer 0° unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

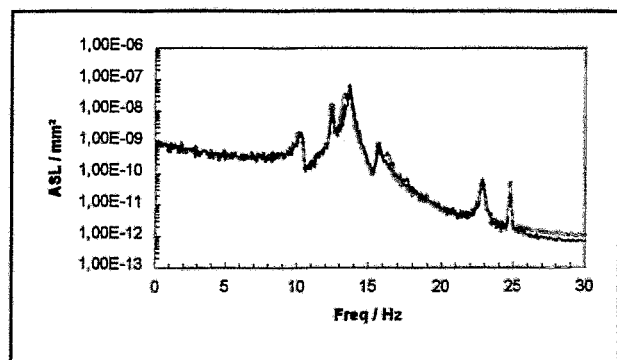


Bild 9.28: Schadenssimulation. Versagen von zwei Federrohrsegmenten bei 0° und 60°. ASL (mm²) der Relativverschiebung **40uy-22uy** (I-Kammer 90° unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

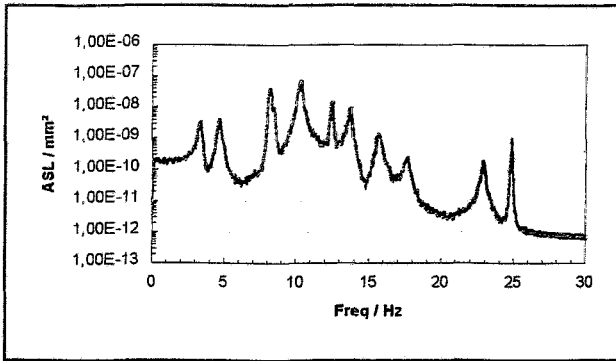


Bild 9.29: Schadenssimulation. Bruch eines Führungskeiles bei 0°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **37ux** (RDB unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

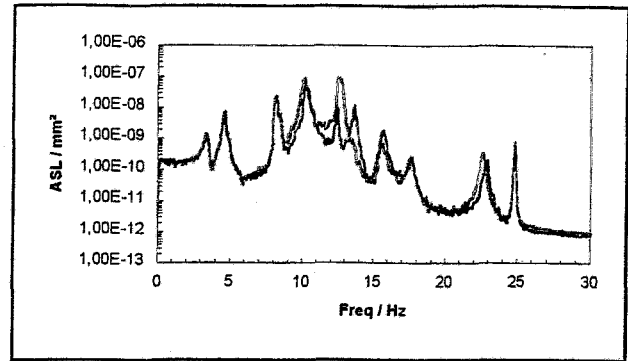


Bild 9.30: Schadenssimulation. Bruch eines Führungskeiles bei 0°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **37uy** (RDB unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

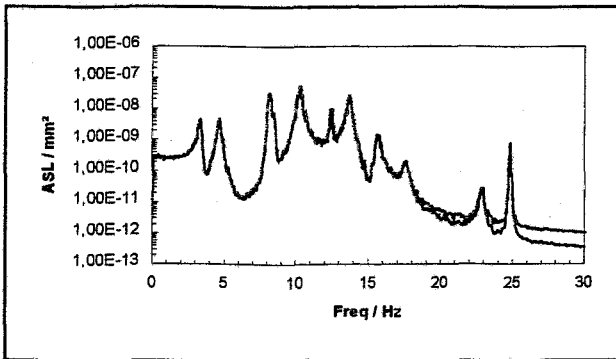


Bild 9.31: Schadenssimulation. Bruch eines Führungskeiles bei 0°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **52ux** (RDB-Deckel) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

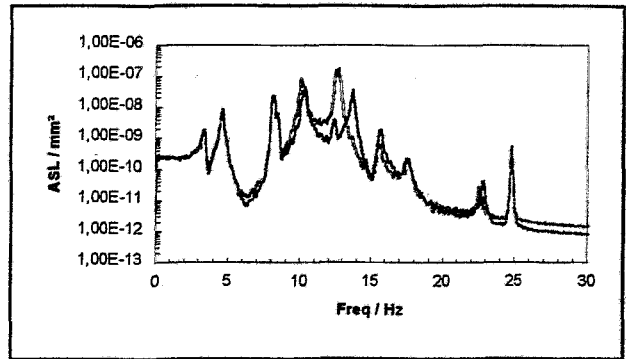


Bild 9.32: Schadenssimulation. Bruch eines Führungskeiles bei 0°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **52uy** (RDB-Deckel) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

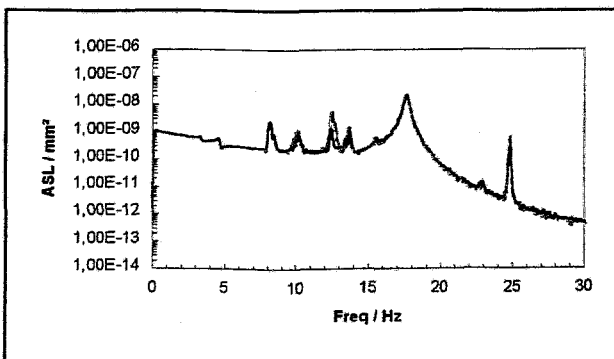


Bild 9.33: Schadenssimulation. Bruch eines Führungskeiles bei 0°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **06uz** (OKG unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

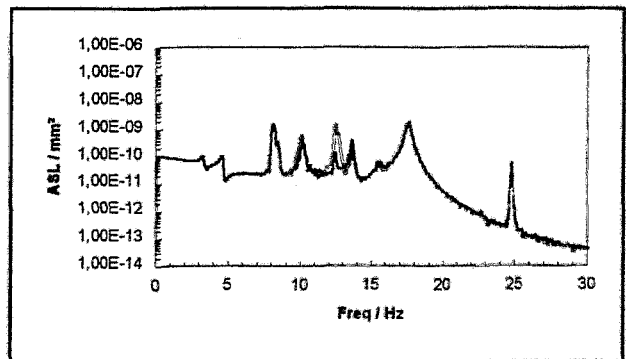


Bild 9.34: Schadenssimulation. Bruch eines Führungskeiles bei 0°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **34uz** (RDB unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

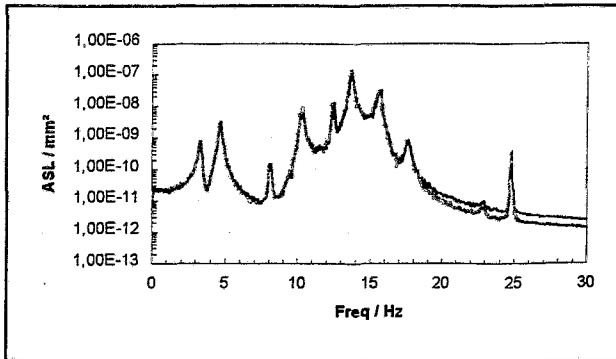


Bild 9.35: Schadenssimulation. Bruch eines Führungskeiles bei 0°. ASL (mm²) des Absolutweges **A02** (RDB-Deckelflansch 0°) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

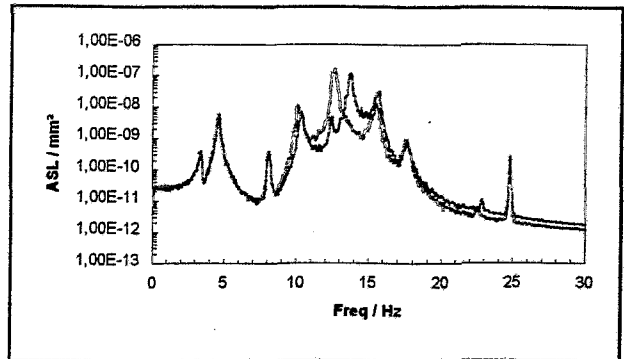


Bild 9.36: Schadenssimulation. Bruch eines Führungskeiles bei 0°. ASL (mm²) des Absolutweges **A03** (RDB-Deckelflansch 90°) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

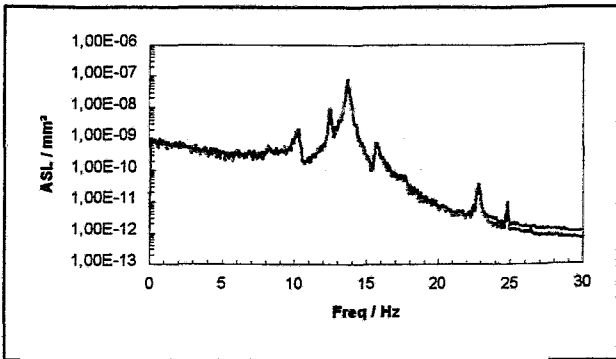


Bild 9.37: Schadenssimulation. Bruch eines Führungskeiles bei 0°. ASL (mm²) der Relativverschiebung **42ux-24ux** (I-Kammer 0° oben) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

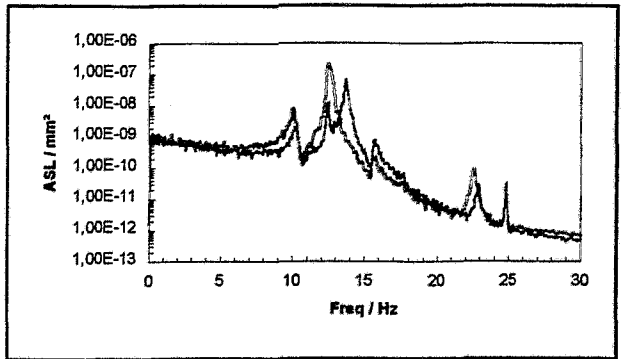


Bild 9.38: Schadenssimulation. Bruch eines Führungskeiles bei 0°. ASL (mm²) der Relativverschiebung **42uy-24uy** (I-Kammer 90° oben) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

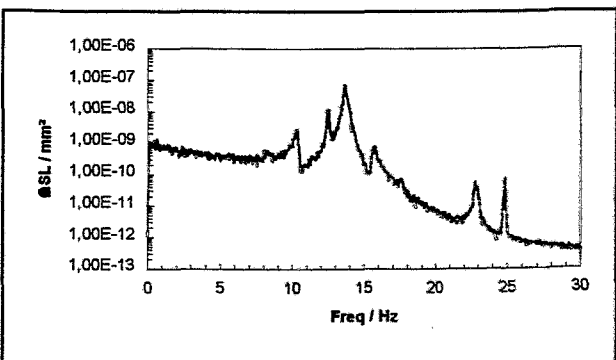


Bild 9.39: Schadenssimulation. Bruch eines Führungskeiles bei 0°. ASL (mm²) der Relativverschiebung **40ux-22ux** (I-Kammer 0° unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

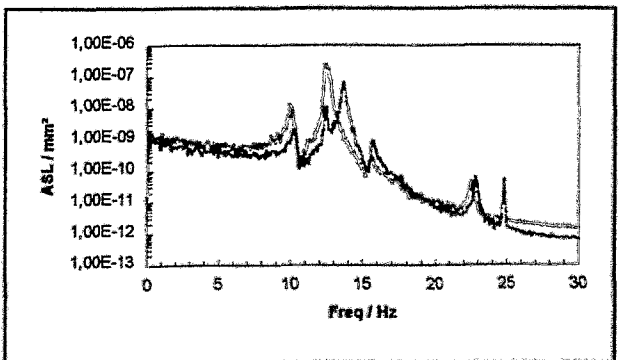


Bild 9.40: Schadenssimulation. Bruch eines Führungskeiles bei 0°. ASL (mm²) der Relativverschiebung **40uy-22uy** (I-Kammer 90° unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

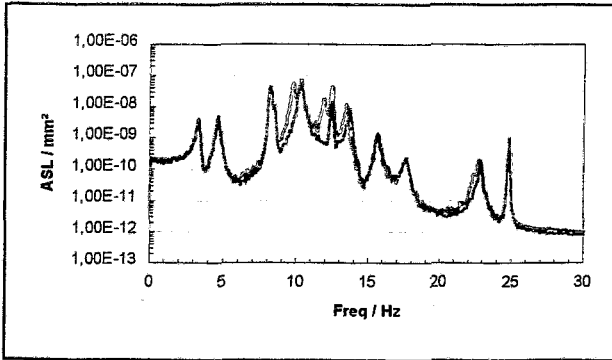


Bild 9.41: Schadenssimulation. Bruch von zwei Führungskeilen bei 0° und 45°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **37ux** (RDB unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

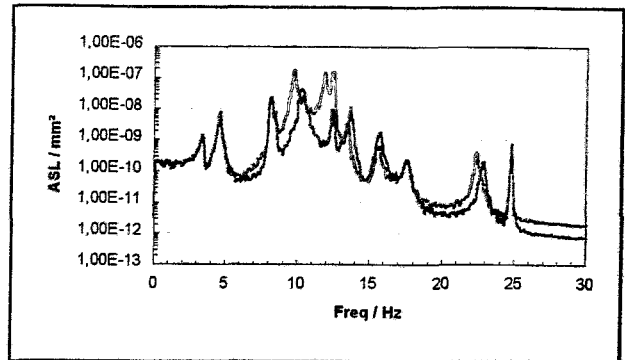


Bild 9.42: Schadenssimulation. Bruch von zwei Führungskeilen bei 0° und 45°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **37uy** (RDB unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

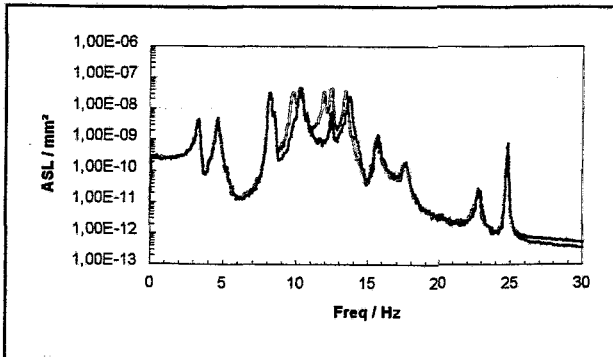


Bild 9.43: Schadenssimulation. Bruch von zwei Führungskeilen bei 0° und 45°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **52ux** (RDB-Deckel) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

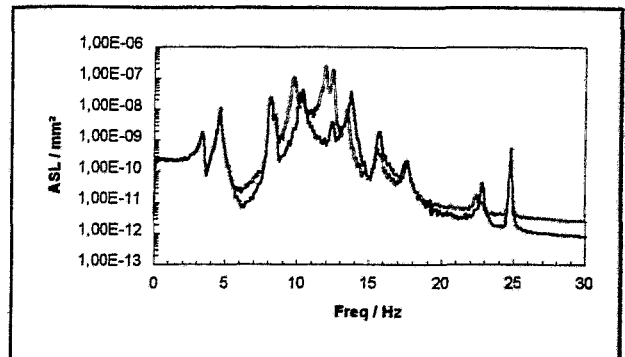


Bild 9.44: Schadenssimulation. Bruch von zwei Führungskeilen bei 0° und 45°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **52uy** (RDB-Deckel) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

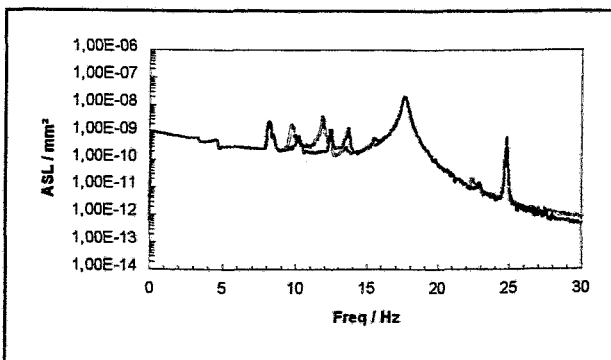


Bild 9.45: Schadenssimulation. Bruch von zwei Führungskeilen bei 0° und 45°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **06uz** (OKG unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

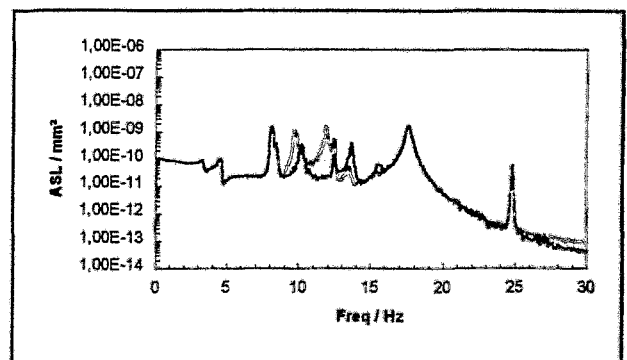


Bild 9.46: Schadenssimulation. Bruch von zwei Führungskeilen bei 0° und 45°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **34uz** (RDB unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

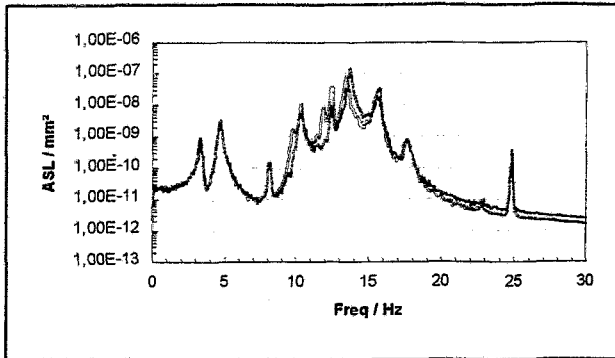


Bild 9.47: Schadenssimulation. Bruch von zwei Führungskeilen bei 0° und 45°. ASL (mm²) des Absoluteweges **A02** (RDB-Deckelflansch 0°) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

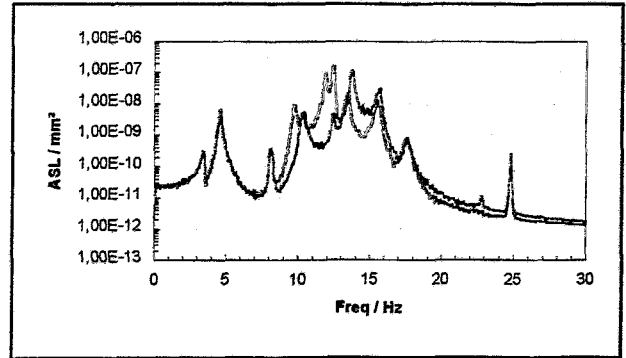


Bild 9.48: Schadenssimulation. Bruch von zwei Führungskeilen bei 0° und 45°. ASL (mm²) des Absoluteweges **A03** (RDB-Deckelflansch 90°) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

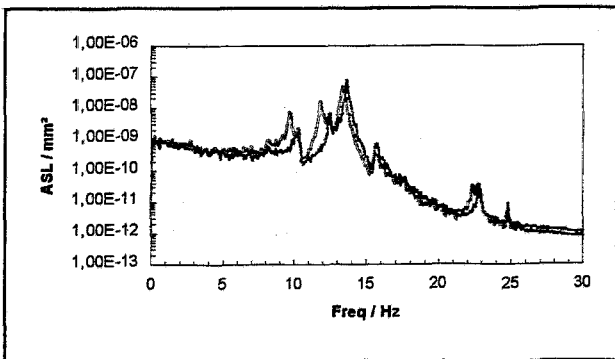


Bild 9.49: Schadenssimulation. Bruch von zwei Führungskeilen bei 0° und 45°. ASL (mm²) der Relativverschiebung **42ux-24ux** (I-Kammer 0° oben) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

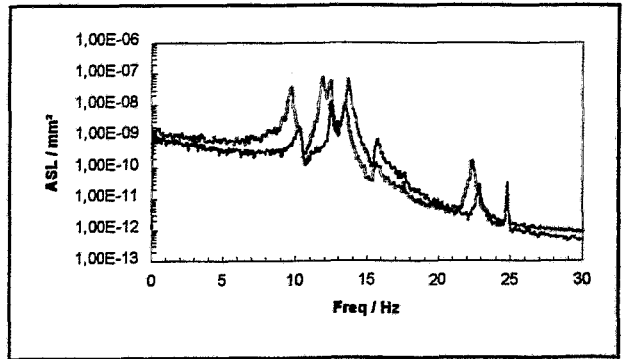


Bild 9.50: Schadenssimulation. Bruch von zwei Führungskeilen bei 0° und 45°. ASL (mm²) der Relativverschiebung **42uy-24uy** (I-Kammer 90° oben) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

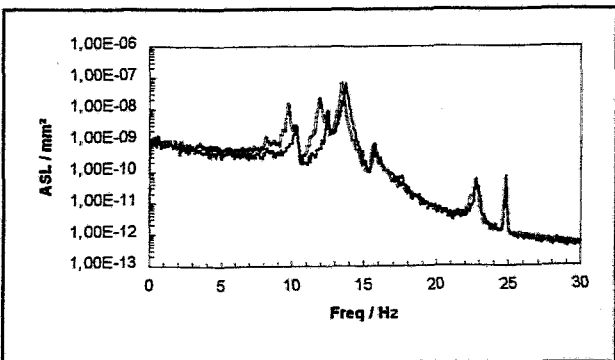


Bild 9.51: Schadenssimulation. Bruch von zwei Führungskeilen bei 0° und 45°. ASL (mm²) der Relativverschiebung **40ux-22ux** (I-Kammer 0° unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

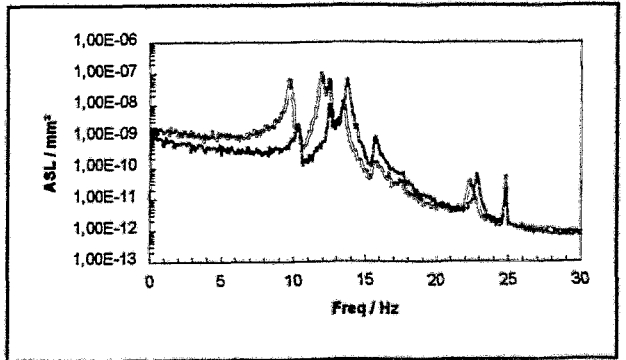


Bild 9.52: Schadenssimulation. Bruch von zwei Führungskeilen bei 0° und 45°. ASL (mm²) der Relativverschiebung **40uy-22uy** (I-Kammer 90° unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

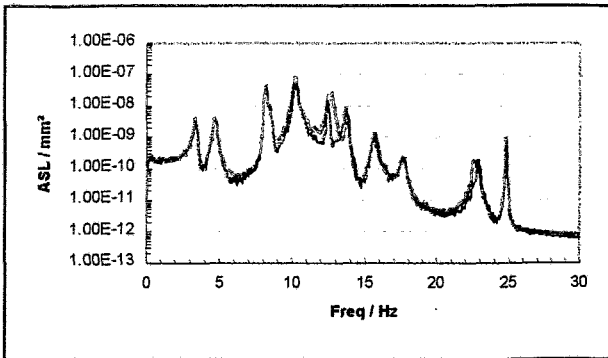


Bild 9.53: Schadenssimulation. Bruch des Führungskeils bei 45°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **37ux** (RDB-unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

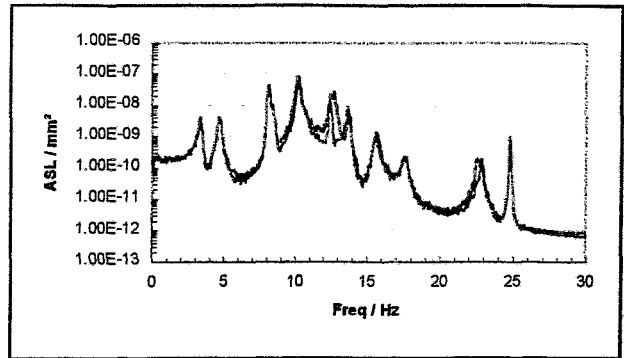


Bild 9.56: Schadenssimulation. Bruch des Führungskeils bei 135°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **37ux** (RDB-unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

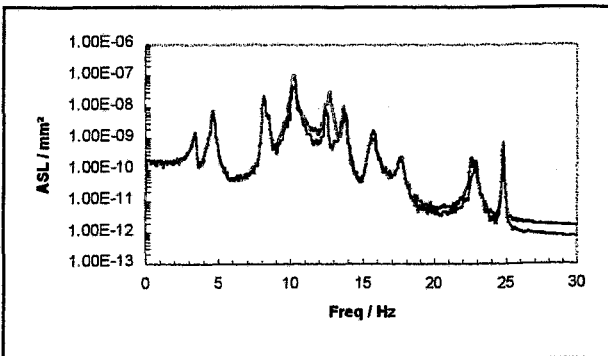


Bild 9.54: Schadenssimulation. Bruch des Führungskeils bei 45°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **37uy** (RDB-unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

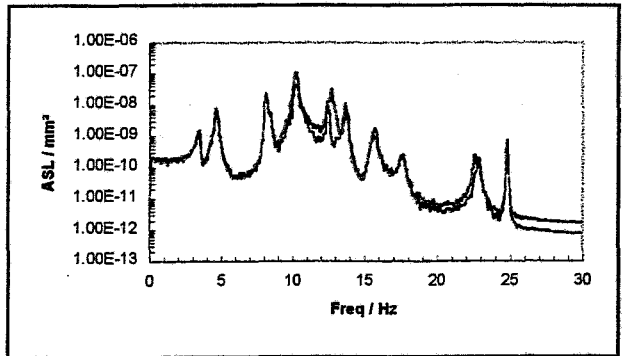


Bild 9.57: Schadenssimulation. Bruch des Führungskeils bei 135°. ASL (mm²) der Knotenverschiebung **37uy** (RDB-unten) bei Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung. Grüne Kurve: Normalzustand, rote Kurve: geschädigter Zustand.

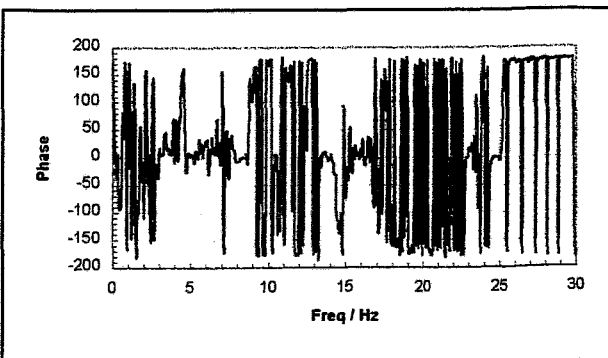


Bild 9.55: Schadenssimulation. Bruch des Führungskeils bei 45°. Zuordnung der azimuthalen Position mittels Phasendifferenz zwischen den Knotenverschiebungen **37ux** und **37uy**. Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung.

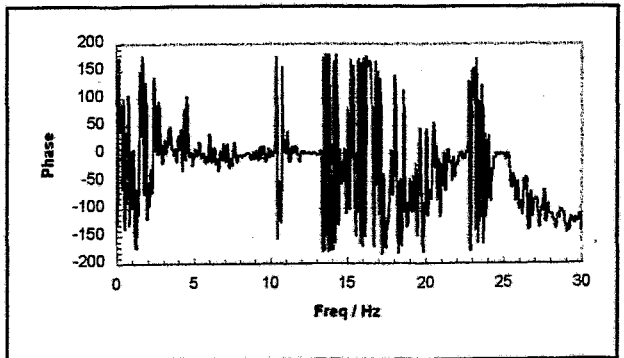


Bild 9.58: Schadenssimulation. Bruch des Führungskeils bei 135°. Zuordnung der azimuthalen Position mittels Phasendifferenz zwischen den Knotenverschiebungen **37ux** und **37uy**. Wirbelanregung, Pumpenanregung und Untergrundanregung.