

Eigenschwingungsanalyse an der Seitenwand einer Verarbeitungsmaschine

C. Compera, T. Handel

0. Einleitung

Wird die Entwicklung von Gestellkonstruktionen im Verarbeitungsmaschinenbau betrachtet, fällt auf, daß diese häufig überdimensioniert sind. Dabei muß berücksichtigt werden, daß die zur Dimensionierung notwendigen Belastungskollektive meist unzureichend bekannt sind. Eine Berechnung ist aufgrund der Kompliziertheit der Gestellbauformen äußerst aufwendig und schwierig, mit traditionellen Mitteln oft unmöglich. Ferner sind die Zusammenhänge zwischen dem Gestellverhalten (Steifigkeit, Festigkeit) und den verarbeitungstechnischen Prozessen noch unzureichend erforscht. Im Gegensatz zu den Werkzeugmaschinen realisiert die Mehrzahl aller Verarbeitungsmaschinen zur Erfüllung ihrer Verarbeitungsaufgabe komplizierte Bewegungsfunktionen der Arbeitsorgane. Die Verwirklichung dieser Bewegungsabläufe stellt höchste Anforderungen an das dynamische Verhalten der gesamten Maschine. Besonders dort, wo starke Schwankungen in den Beschleunigungsverläufen der einzelnen Arbeitsorgane auftreten, ist das Maschinengestell infolge der Massenkraft großen dynamischen Belastungen ausgesetzt [1]. Eine Analyse des internationalen Erkenntnisstandes bezüglich angewandter Modellierungs- und Berechnungsverfahren kompletter Maschinenstrukturen läßt erkennen, daß sich die Finite-Elemente-Methode (FEM) zum dominierenden statischen und dynamischen Strukturanalyseverfahren entwickelt hat.

Im vorliegenden Aufsatz soll anhand eines Beispiels gezeigt werden, welche Ergebnisse bei einer Eigenschwingungsanalyse der Seitenwand einer Verarbeitungsmaschine erzielt werden können. Auf der Grundlage experi-

menteller Ergebnisse können vergleichende Wertungen der Ergebnisse vorgenommen und Rückschlüsse für weitere Arbeiten gezogen werden.

1. Untersuchungsobjekt

Als Untersuchungsobjekt wurde die Gestellwand einer Verarbeitungsmaschine gewählt. Im Bild 1 ist das Betrachtungsobjekt vereinfacht dargestellt. Die Struktur der Seitenwand wird im wesentlichen durch fünf zylindrische Durchbrüche, die sich in der Planfläche der Seitenwand befinden, und durch zahlreiche Versteifungsrippen charakterisiert. Senkrecht zu den Rändern der Planfläche ist ein geschlossener Versteifungsrahmen so angeordnet, daß die Querschnittsform der Gestellwand näherungsweise einem U-Profil ähnelt.

2. Eigenschwingungsanalyse mit dem Programmsystem COSAR

2.1. Modellierung

In [2] sind für die im Programmsystem (PS) COSAR implementierten Elementtypen Testergebnisse veröffentlicht, die eine Beurteilung ihrer Einsatzmöglichkeiten erlauben.

Ein bevorzugter Einsatz von 3D-Elementen sollte nicht angestrebt werden, da sie für diesen Anwendungsfall im Vergleich zu Platten- und Schalenelementen einen höheren numerischen Aufwand bei gleicher Ergebnisgenauigkeit erfordern. Die Nutzung von Semiloof-Schalenelementen hat sich nach Fels [2] besonders bei Aufgaben der Struk-

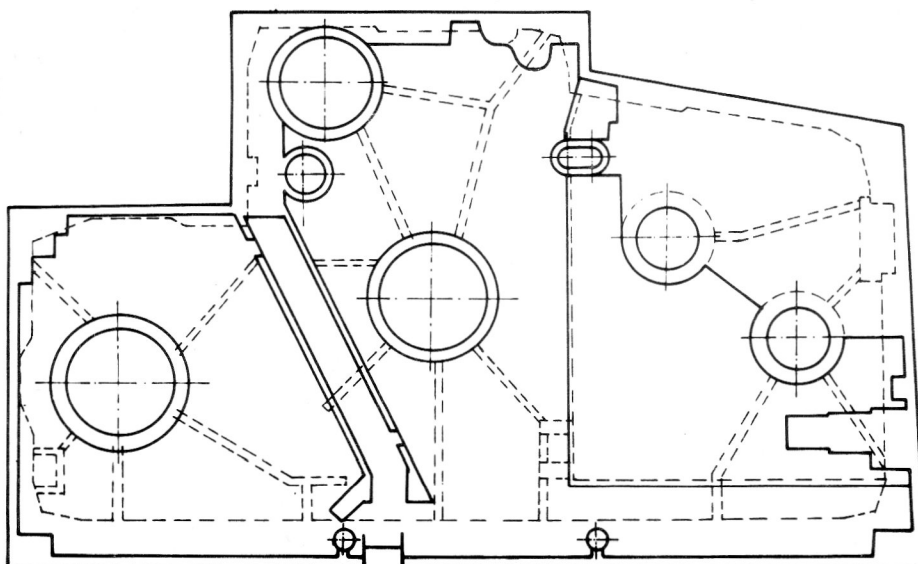


Bild 1
Seitenwand (vereinfacht dargestellt)

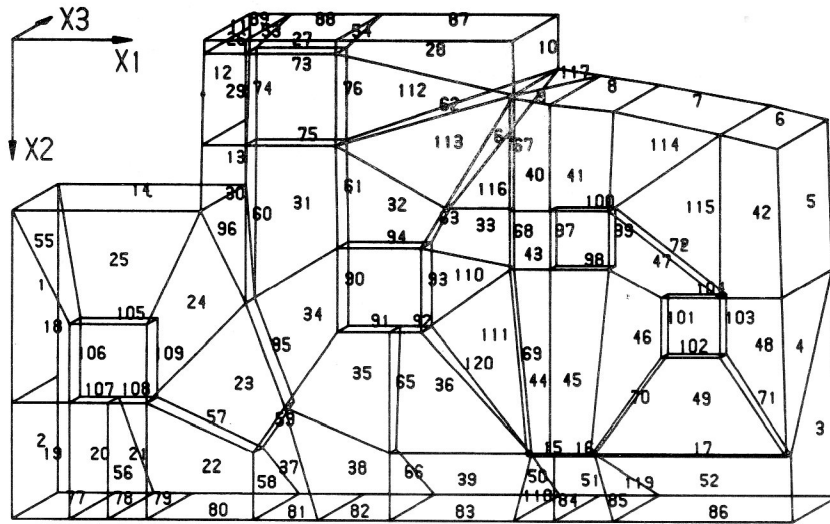
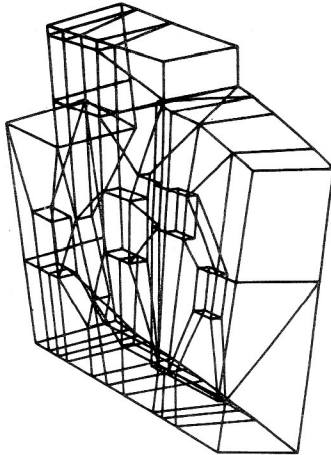
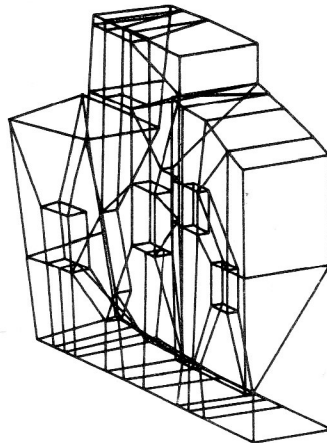


Bild 2
Glaskörpermodell einer Seitenwand

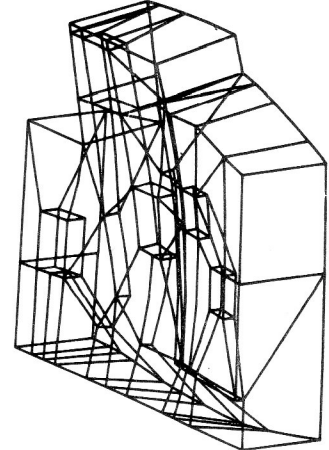
1. Eigenvektor



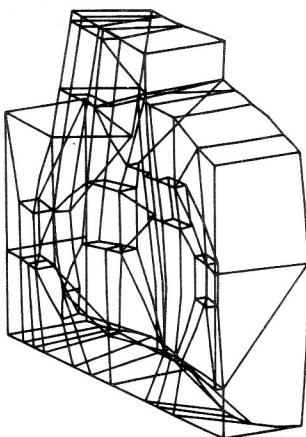
2. Eigenvektor



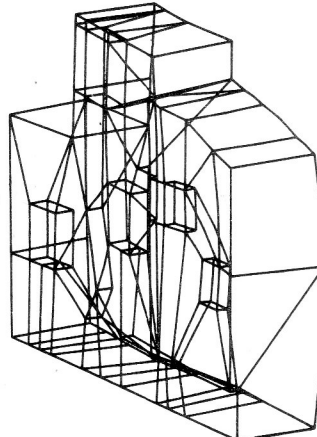
3. Eigenvektor



4. Eigenvektor



5. Eigenvektor



6. Eigenvektor

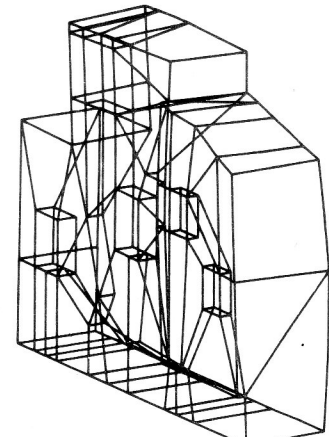


Bild 3
Eigenschwingformen der „freien“ Seitenwand

turdynamik für dünnwandige und vielfach versteifte Konstruktionen bewährt. Zur Vernetzung einer Seitenwand wurden deshalb ausschließlich Semiloof-Elemente verwendet. Aufgrund der starken Strukturiertheit des Bauteils mußte auf die Anwendung von Standardstrukturen verzichtet werden. So wurden zur Diskretisierung des Untersuchungsobjektes 110 Viereckelemente und elf Dreieckelemente verwendet. Damit verfügt das räumliche Schalentragwerk, das nur aus einer Struktur besteht, über 363 Knoten mit insgesamt 1579 Freiheitsgraden (vgl. Bild 2). Die wichtigsten Durchbrüche und Versteifungsrippen fanden bei der Modellierung Berücksichtigung. Alle zylindrischen Durchbrüche wurden nach [3] durch quadratische Durchbrüche mit gleichen Widerstandsmomenten ersetzt. Die Modellierung des Bauteilrandes wurde durch senkrecht aufeinander gestellte Schalenelemente realisiert. Damit stellt das Berechnungsmodell ein räumliches Tragwerksystem aus nur ebenen Elementen dar. Eine genaue Nachbildung der Versteifungsrippen unter ausschließlicher Nutzung der Semiloof-Schalenelemente ist nur mit einer stellenweise feinen Vernetzung möglich. Aufgrund der Forderung, daß die benachbarten Elemente stets über identische Elementränder verfügen müssen, und den Bemühungen um eine geringstmögliche Elementanzahl entstanden größere Abweichungen bezüglich der Rippengeometrie. Bei Berücksichtigung dieser Tatsache erscheint die Einbeziehung anderer Elementtypen oder die Nutzung der Koppelvarianten (z. B. Koppelung Semiloof-Schalen mit Semiloof-Balken) sinnvoll.

Durch die Unterschiedlichkeit zwischen Bauteil- und Modellvolumen wurde zur Gewährleistung der Massegleichheit die Modelldichte modifiziert. Es war eine Erhöhung von 7.15 g/cm^3 auf 9.0 g/cm^3 nötig. Damit sind örtliche Massedefekte nicht beseitigt. Als kinematische Randbedingungen konnten nahezu exakt die Lagerungsbedingungen eines Versuchsstandes nachgebildet werden. So wurde eine elastische Stützung von vier Knoten in x- und y- und acht Knoten in z-Richtung mittels Zug-Druck-Feder gewählt. Sehr vorteilhaft wurde die im PS installierte automatische Bandbreitenverringernutzung genutzt und damit eine Senkung des Externspeicherplatzes um ca. 40 % erzielt.

2.2. Berechnung und Ergebnisse

Zur Berechnung der ersten 14 Eigenfrequenzen und den dazugehörigen Eigenvektoren wurden 4 Iterationszyklen benötigt, um die geforderte relative Abweichung der Eigenfrequenzen zweier aufeinanderfolgender Iterationen von 0.01 zu erreichen. Für die errechneten Eigenwerte konnte vollständige Konvergenz der Ergebnisgrößen erreicht werden. Entsprechend der Empfehlungen aus der Literatur [2] wurde die numerische Integration mit 2×2 Gauss-Punkten ausgeführt. Der zeitliche Aufwand für die Lösung der Berechnungsaufgabe beläuft sich auf 59:20 Minuten (32-Bit-Rechner). Bemühungen, auch 16-Bit-Rechentechnik (PC/S) für derartige Aufgabenstellungen einzusetzen, ergaben, daß der Zeitaufwand für die Berechnung solcher umfangreicherer Dynamikmodelle etwa um das 10fache größer ist. Im Bild 3 sind die ersten sechs Eigenschwingformen der freien Seitenwand zu sehen.

3. Experimentelle Schwingungsanalyse an einer Seitenwand

Dynamische Analysen komplizierter Systeme machen es erforderlich, die Ergebnisse analytischer Berechnungen mit experimentellen Ergebnissen zu vergleichen, um daraus wiederum Schlußfolgerungen für die Modellierung zu ziehen. Deshalb wurde auch das unter 2. betrachtete Untersuchungsobjekt einer umfassenden experimentellen Eigenschwingungsanalyse unterzogen. Für diese Untersuchungen wurde ein Versuchsstand nach Bild 4 und eine Meßanordnung nach Bild 5 verwendet.

Zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens technischer Systeme stehen mehrere Möglichkeiten der Strukturanregung zur Auswahl. Die Eigenschaften der Struktur, die Art der Untersuchung, die Anforderungen an die Meßgenauigkeit und die technische Realisierbarkeit sind für die Wahl des Erregersignals von ausschlaggebender Bedeutung. Im dargestellten Beispiel wurde ein stochastisches Erregersignal (RANDOM SIGNAL) mit nichtdeterminierter Zeitfunktion verwendet. Die Übertragung des stochastischen Signals erfolgt mittels eines elektromechanischen Schwingungserregers. Stochastische Zeitfunktionen besitzen ein kontinuierliches Frequenzspektrum mit einem breiten Frequenzbereich (vgl. Bild 6). Dieses Frequenzband läßt sich vorteilhaft mit Bandbegrenzungsfiltern einschränken, wodurch die Anregung nur bestimmter Resonanzen möglich wird. Für nichtlineare Systeme ist eine lineare Näherung der Übertragungsfunktion in Form einer Mittelwertbildung möglich, da die Momentanwerte sowohl für den Gesamtvorgang als auch für die Frequenzkomponente statistisch verteilt sind und einer Verteilungsfunktion

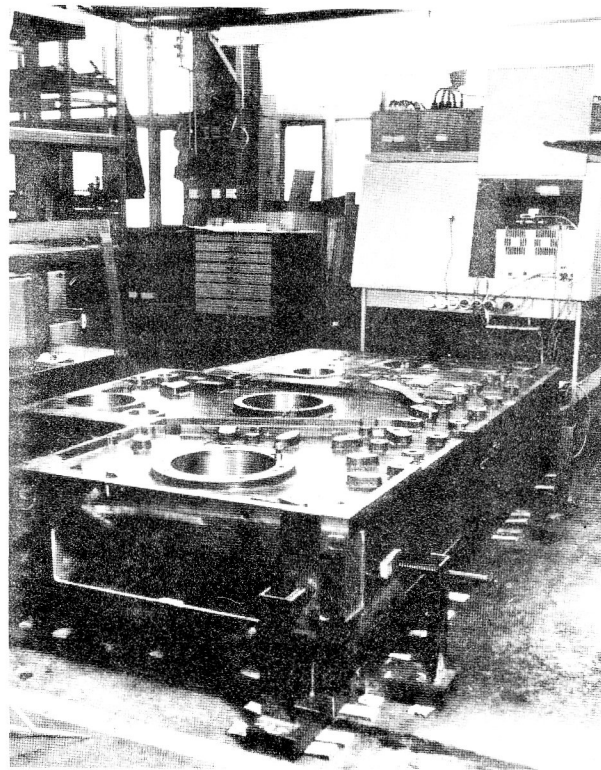


Bild 4
Versuchsstand

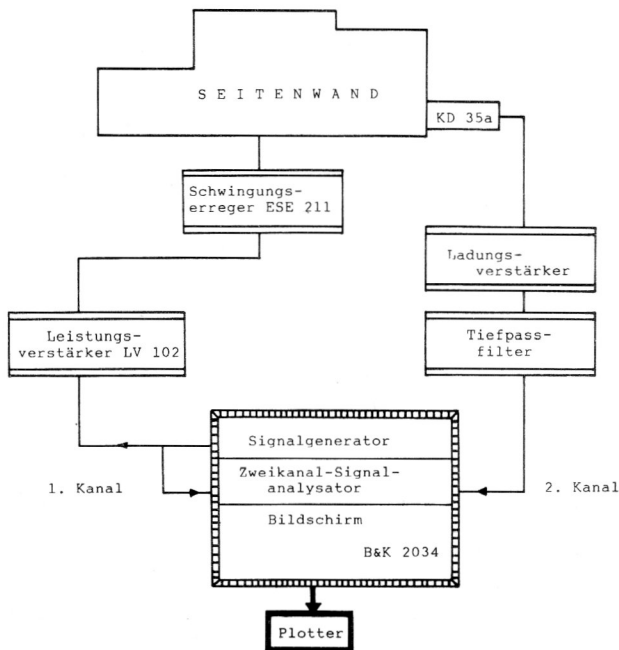


Bild 5
Meßanordnung

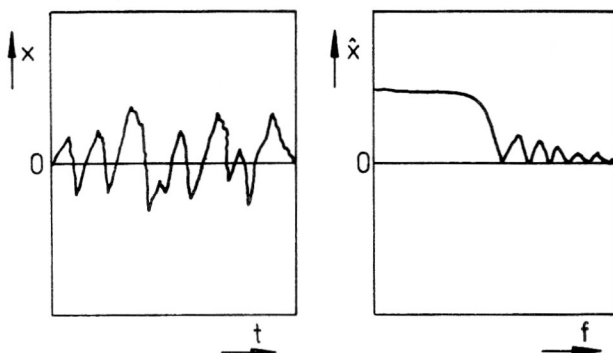


Bild 6
RANDOM SIGNAL – Zeitfunktion und Frequenzspektrum

gehörten. Diese Mittelung bringt einen erhöhten Zeitaufwand mit sich. Aufgrund einer guten Frequenzauflösung eignet sich dieses Signal besonders für schwach gedämpfte Strukturen. RANDOM SIGNALS besitzen einen günstigen Scheitelfaktor, d. h. ein günstiges Verhältnis von Pegelhöhe und Energiegehalt.

Die dynamische Analyse der Antwortfunktionen wurde mit einem 2-Kanal-FFT (Fast Fourier Transform)-Analysator durchgeführt. Zur Vermeidung des Aliasingfehlers ist der Auswerteeinheit ein Tiefpaßfilter vorgeschaltet. Aliasing tritt immer dann auf, wenn das von Shannon formulierte Abtasttheorem verletzt wird. Die Grenzfrequenz des eingesetzten Bandfilters beträgt etwa das 0.43fache der Abtastfrequenz. Mit Verwirklichung dieser Abtastbeziehung ergibt sich eine zeitlich begrenzte Abtastung in einem Zeitfenster mit der zeitdauer T . Eine ungewichtete Verarbeitung (Rechteck-Fenster) solcher Signale führt auf Grund der im Frequenzbereich vorhandenen Nullstellen, die in der Periodizität $1/T$ wiederkehren, und der anschließend ausgeführten Faltung mit dem Frequenzverlauf des Ein-

gangssignals zum Ausblenden einzelner Spektralanteile. In Kenntnis dieser Zusammenhänge wurde eine Zeitwichtung angewendet; dabei kam die in [4] und [5] meist empfohlene Kaiser-Bessel-Wichtung zur Anwendung.

Für die Bestimmung der Resonanzstellen wurde das Meßobjekt mit dem elektromagnetischen Schwingtisch angeregt und die Systemantwort bestimmt. Es wurden sowohl die Orte, an denen die Meßwertaufnehmer befestigt waren, als auch die Stellen der Anregung variiert. Der verwendete FFT-Generator ermöglichte eine komfortable Auswertung der ermittelten Antwortfunktionen. So ist es möglich, unmittelbar nach einer ausgeführten Signalanalyse die Eigenfrequenzen, die Amplitudenverhältnisse zweier Meßpunkte und die dazugehörige Phasenlage grafisch darzustellen.

Zur Eliminierung systematischer Fehler wurden die Versuche mit periodischer und transients Erregung wiederholt.

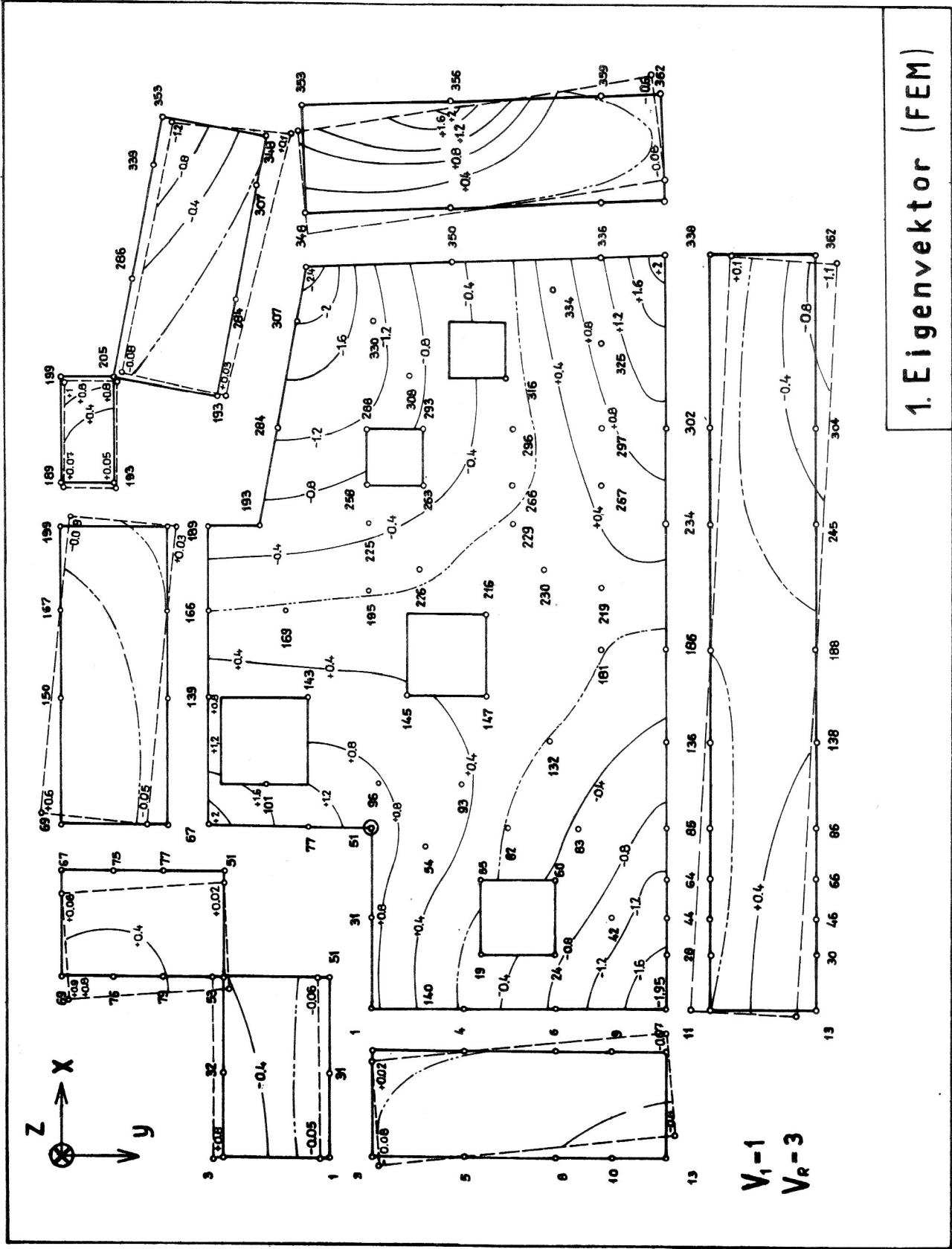
4. Gegenüberstellung der Ergebnisse

Bei der Gegenüberstellung der Ergebnisse aus Experiment und Berechnung muß mit dem Vergleich der grafisch aufbereiteten Eigenschwingformen begonnen werden. Dabei war zu berücksichtigen, daß aufgrund der Unterschiedlichkeit der Darstellungsformen ein neuer Modus geschaffen werden mußte, der einen direkten Vergleich ermöglicht. Auf der Grundlage einer einheitlichen Normierungsvorschrift erfolgte die flächenhafte Darstellung der Ausschlagsverhältnisse in Form von Isolines. Nach erfolgter Zuordnung der Eigenvektoren war anschließend der direkte Vergleich der gewonnenen Eigenfrequenzen möglich. Dabei kann davon ausgegangen werden, daß bei ausreichender Übereinstimmung der Ausschläge in z-Richtung und bei gleichzeitigem Ausschluß einer Starrkörperbewegung innerhalb der x-y-Ebene aufgrund der Stetigkeit der Verschiebung eine eindeutige Zuordnung der Verformungswerte in allen Koordinatenrichtungen möglich ist.

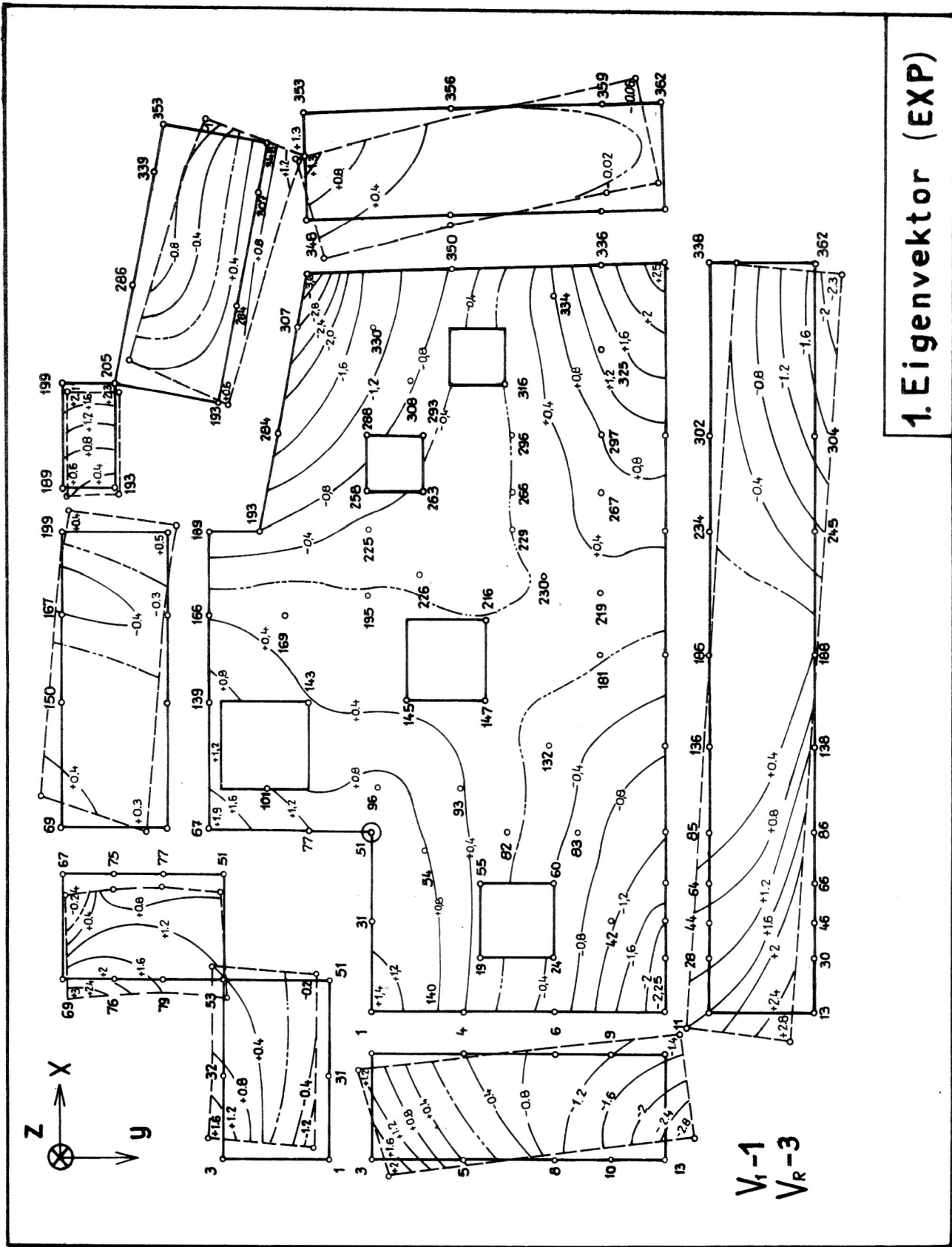
In Bild 7 ist die grafische Gegenüberstellung des 1. Eigenvektors zu sehen. Es ist erkennbar, daß eine gute qualitative Übereinstimmung des Verformungsverlaufes vorliegt. Diese Übereinstimmung konnte, allerdings mit nachlassender Qualität, bis zum 7. Eigenvektor nachgewiesen werden (vgl. [6]). Aus Tabelle 1 sind ferner die prozentualen Abweichungen der Eigenfrequenzen aus Experiment und Berechnung zu entnehmen.

Tabelle 1
Prozentuale Abweichung der Eigenfrequenzen

Eigenwert	Experiment	FEM-Rechnung
1.	100 %	81 %
2.	100 %	112 %
3.	100 %	107 %
4.	100 %	121 %
5.	100 %	108 %
6.	100 %	96 %
7.	100 %	110 %
8.	100 %	108 %



$V_1 = -1$
 $V_R = -3$



1. Eigenvektor (EXP)

Blid 7
Gegenüberstellung der Eigenvektoren aus Experiment und Berechnung

5. Zusammenfassung

Mit den Untersuchungen zum Eigenschwingverhalten eines Gestellbauteils einer Verarbeitungsmaschine konnte gezeigt werden, daß sich die FEM sehr vorteilhaft zur Lösung maschinendynamischer Eigenwertprobleme auch für stark strukturierte Bauteile anwenden läßt. Auf der Grundlage eines sehr umfangreichen, im PS COSAR angebotenen Elementkataloges, lassen sich problembezogene Modellvarianten erstellen, die bei vertretbarem Aufwand bereits gute Berechnungsergebnisse liefern. Semi-loof-Schalenelemente eignen sich sehr gut für die Berechnung des dynamischen Verhaltens komplizierter Gestellbauteile mit 3D-Charakter. Sie verfügen über ein gutes Konvergenzverhalten. Am Beispiel experimenteller Eigenschwingungsanalysen wird die Möglichkeit der Verifikation vorhandener FEM-Modelle vorgestellt und nachgewiesen, daß gute Übereinstimmungen bei den Analyseergebnissen erreicht werden können. Das vorgestellte Beispiel hat erneut bewiesen, daß die FEM ein speicherplatz- und rechenzeitintensives Strukturanalyseverfahren ist. Für weitere dynamische Gestellanalysen ist daher zukünftig die Aufmerksamkeit auf die Anwendung geeigneter Kondensationsverfahren zur Senkung des Modellierungs- und Berechnungsaufwandes zu lenken.

LITERATUR

- [1] Compera, C., Schmidt, F. J.: Rechnergestützte Gestellkonstruktion im Verarbeitungsmaschinenbau. Forschungsbericht, TU Dresden 1986.
- [2] Fels, D.: Konzeptioneller Aufbau, Implementierung und Testung von Elementkatalogen für universelle Finite-Elemente-Programmsysteme. TH Magdeburg, Diss. A, 1985.
- [3] Barth, S.: Anwendung der Finiten-Elemente-Methode in der Verarbeitungsmaschinenkonstruktion. Ingenieurbeleg, TU Dresden 1986.
- [4] Randall, R. B.: Frequency Analysis. Brüel & Kjaer Dänemark 1987.
- [5] Autorenkollektiv: Digital Signal Analysis using Digital Filters and FFT Techniques. Brüel & Kjaer Dänemark 1985.
- [6] Compera, C., Handel, T., Schmidt, F. J.: Grundlagen zur rechnergestützten Gestellkonstruktion. Forschungsbericht, TU Dresden 1988.

Anschrift der Verfasser:

Dipl.-Ing. Christian Compera
Dipl.-Ing. T. Handel
Technische Universität Dresden
Sektion 15
WB Verarbeitungsmaschinen
MommSENstraße 13
Dresden
8027