

## MODELLIERUNG DER KONTAKTZONE IN DER FEM BERECHNUNGSSYSTEMEN

**Kurzfassung.** Im Beitrag wurde die Anwendung der Finite-Element-Methode (FEM) zur Ermittlung der Dämpfung von mechanischen Schwingungen in einem Modell mit fester Schraubenverbindung dargestellt. Das Hauptgewicht wurde auf die Darstellung der Art und Weise der Modellierung der Kontaktschicht mit Hilfe von Stangenelementen gelegt.

### 1. Einführung

Die Finite-Element-Methode findet neuerlich eine breite Anwendung, sowohl in den Konstruktionsarbeiten, als auch in den Untersuchungen verschiedener Art. Dies wird hauptsächlich durch die dynamische Entwicklung der Techniken der Herstellung von elektronischen integrierten Schaltungen verursacht, die das Konstruieren und die Produktion von Computers zu relativ niedrigen Preisen ermöglichen, wobei sich diese Anlagen durch ständig wachsende Berechnungsleistung auszeichnen. Der Entwicklung von Hardware folgt die Software-Ausstattung, die ermöglicht immer kompliziertere Modelle zu analysieren. Die an die Berechnungssysteme gestellten Bedingungen in bezug auf die sparsame Speicherwirtschaft sowie auf die Datenverarbeitungsleistung haben zur Folge, daß die Software von spezialisierten Gruppen von Informatikern, Mathematikern und Physikern bearbeitet wird. Die Preise für die Software-Installations- ausstattung sind beträchtlich. Zwecks Sicherung ihrer Interessen, behalten die Software-Autoren ausschließlich für sich das Recht auf die Modifizierung ihrer Programme vor. Die Kompliziertheit der Probleme, die während der auf FEM basierender Modellierung auftauchen, hat nicht selten zur Folge, das Angebot der zugänglichen Elemente nicht ausreichend ist. Der Softwareanwender ist dann zu einer, mit hohen Kosten verbundenen, Zusammenarbeit mit dem Software-Hersteller gezwungen, deren Ziel ist, ein neues Element zu bearbeiten. Eine andere Lösung kann die Bearbeitung eines Makroelementes auf der Basis der bereits bestehenden Elemente sein. Mit einem solchen Fall haben wir bei der Modellierung der Kontaktzone von mechanischen Systemen zu tun.

Im Rahmen der vieljährigen Untersuchungen, geführt im Institut für Maschinen und Automatisierung der Technischen Hochschule Wrocław, wurde das Mechanismus der Energiedissipation in den festen Verbindungen beschrieben und es wurden die qualitativen Abhängigkeiten zwischen der Dissipation der Energie von mechanischen Schwingungen und den

wichtigsten Konstruktionsfaktoren der Schraubenverbindung bestimmt [2][3][6]. Die zur Zeit geführten Untersuchungen der Dissipation der Energie von mechanischen Schwingungen in den festen Schraubenverbindungen bezwecken u. a. die Ausarbeitung eines solchen Berechnungsmodells, das die Analyse der Einwirkung von solchen Konstruktionsparametern wie: Flanschdicke, Wert der Voranziehungskraft der Schrauben sowie Wert der jeweiligen systembelastenden Kraft, erlauben wird.

## 2. Annahmen für die Bearbeitung eines Kontaktschichtmodells

Die Kontakterscheinungen haben einen nichtlinearen Charakter und lassen sich nicht direkt mittels eines für die Lösung von linearen Aufgaben bestimmten Werkzeugs modellieren. Eine der Methoden zur Analyse von nichtlinearen Erscheinungen mittels eines Werkzeugs, das für die Untersuchung von linearen Systemen bestimmt ist, bildet die Anwendung des Iterationsverfahrens. Der Iteration, in den präsentierten Untersuchungen, unterliegen die Nachgiebigkeitswerte der Elemente, die die Kontaktschicht modellieren, dh. den Elementen werden vorläufige Werte der Steifigkeit gegeben, das modellierte System wird danach gelöst und demnächst wird geprüft, ob die berechneten Verformungswerte der einzelnen Elemente mit der bekannten Kontaktzonencharakteristik übereinstimmen. Sollten die Berechnungswerte die vorher bestimmten Bedingungen nicht erfüllen, werden die Steifigkeitswerte modifiziert und die Berechnungen erneut durchgeführt.

Die Grundvoraussetzungen, die bei der geführten Untersuchungen angenommen wurden, sind folgende:

- die Energiezerstreuung in festen Verbindungen erfolgt infolge der Reibung, die während der relativen tangentialen Mikroverschiebungen der Kontaktflächen zustande kommt
- die statischen Kennlinien der Kontaktzone sind nicht linear und lassen sich mit folgenden, experimentell ermittelten Abhängigkeiten beschreiben:

$$\delta_n = c \cdot \sigma^m$$

$$\delta_s = k(\sigma) \cdot \tau$$

$\delta_n[\mu\text{m}]$	- Normalverformung
$\delta_s[\mu\text{m}]$	- Schubverformung
$\sigma[\text{kG/cm}^2]$	- Normalspannung
$\tau[\text{kG/cm}^2]$	- Schubspannung
$c, m, k(\sigma)$	- Konstanten

- der Reibungskoeffizient  $\mu$  hängt nicht von den normalen Belastungen ab
- die statischen Verschiebungen, hervorgerufen durch die statische Belastung in dem reduzierten Mittelpunkt der Modellmasse, entsprechen mit ausreichender Genauigkeit den, durch die Trägheitskräfte hervorgerufenen, dynamischen Verschiebungen, deren, zum Mittelpunkt der Masse reduzierte, Wert den statischen Kräften entspricht.

Die Annahme der o.g. Voraussetzungen erlaubt die Ermittlung - mittels der Berechnungsmethoden (FEM) - der Flächenpressung- und Verschiebungsverteilung auf der Kontaktfläche, in der beliebigen Schwingungsphase, was demnächst die Ermittlung der Reibungsarbeit sowie der, während eines Zyklus zerstreuten, Energie ermöglicht.

Die für die Berechnung der Flächenpressung und der Verschiebungen unentbehrliche Voraussetzung ist eine regelrechte Modellierung des untersuchten Schwingungssystems. Sofern die Modellierung der Verbindungsbestandteile, d.h. der Flanschen und Schrauben problemlos durchgeführt werden kann, bildet hier die Modellierung der Kontaktschicht ein Hauptproblem. Für die Zwecke der Modellierung soll man die Dicke der Kontaktschicht berücksichtigen. Zweckmäßig ist ebenfalls die Einführung des Begriffes der realen Kontaktfläche, was uns erleichtert, den einzelnen Elementen des Berechnungsmodells Werte zu geben.

### 3. Das bearbeitete Modell der Kontaktzone

Wenn man den diskreten Charakter der realen Kontaktfläche in Betracht zieht, wäre am besten, bei der Modellierung der Kontaktzone ein Balkenelement anzuwenden. Jedoch überträgt ein räumliches, bei der Modellierung der Verbindungselemente anwendbares, Element keine Kraftmomente, was die Möglichkeiten der Anwendung von Balkenelementen einschränkt. Eine gute Annäherung der in der Kontaktzone herrschenden Bedingungen gibt ein in Bild 1 dargestelltes Stangensystem wieder.

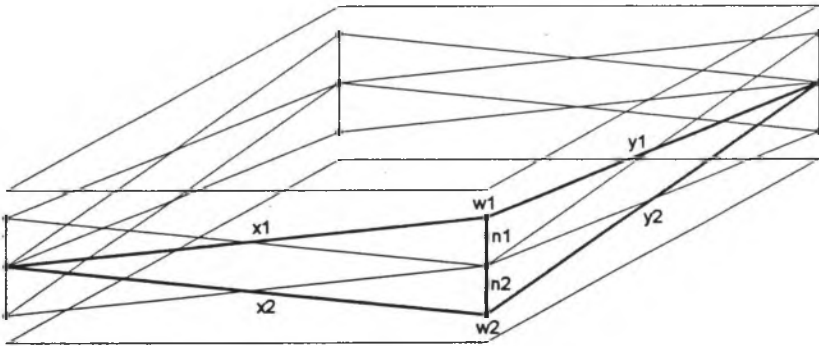


Bild 1. System von Stabelementen, die die Kontaktschicht modellieren

Eine Gruppe von Stabelementen verbindet zwei, mittels räumlicher Elemente mit rechteckigen Wänden auf den Kontaktflächen, modellierte Körper miteinander. Die Kontaktzone im Berechnungsmodell wird in Form von einer Reihe von Knotenpaaren dargestellt. Die normalen Belastungen zwischen einem einzelnen Knotenpaar (in Bild bezeichnet als  $w_1$  und  $w_2$ ) werden von dem Stabelementenpaar  $n_1$  und  $n_2$  übertragen. In der Kontaktebene werden die Belastungen von zwei Knotenpaaren:  $x_1$ ,  $x_2$  und  $y_1$ ,  $y_2$  übertragen. Die Übertragung der Schubbelastungen ist mit der Notwendigkeit der Übertragung von Kraftmomenten verbunden, was eine Einwirkung auf die

benachbarten Knotenpaare in der normalen Richtung nach sich zieht. Die Einwirkung der Belastungen auf andere Knotenpaare ist um so niedriger, als niedriger ist das Verhältnis der Länge der "Normalstäbe" zur Länge der "Schubstäbe". Bei den geführten Untersuchungen haben die Werte dieser Einwirkungen 1% des Wertes der übertragenen Schubkräfte nicht überschritten.

Die vorgeschlagene Art und Weise der Modellierung der Kontaktschicht erfordert die Anwendung von einer hohen Anzahl von Elementen, dh. auf jedes Paar von räumlichen Elementen, zwischen denen die Kontaktschicht enthalten ist, fallen vier zusätzliche Knoten und vierundzwanzig Stabelemente. Ein Vorteil eines solchen Modells besteht jedoch darin, daß eine Differenzierung der Elemente (in Bild bezeichnet mit gemeinsamen Index), deren Eigenschaften den Eigenschaften von Komponenten der Kontaktfläche entsprechen, möglich ist. Die Grundvorteile des dargestellten Modells der Kontaktschicht sind:

- die praktisch fehlenden Einwirkungen der übertragenen Belastungen auf die benachbarten Knotenpaare, wodurch der diskrete Charakter des Kontaktes entsprechend wiedergegeben ist, sowie
- geringfügige Dicke der modellierten Schicht, wodurch die Verteilungen der Massen von Elementen des Berechnungsmodells den Verteilungen der Massen von Elementen des physikalischen Modells entsprechen und dies ermöglicht in der Folge die Berechnung des Frequenzwertes von Eigenschwingungen in Abhängigkeit von den, sich mit der Änderung des Wertes der Schraubenvoranziehung ändernden, Eigenschaften der Kontaktfläche.

#### 4. Beurteilung des vorgeschlagenen Kontaktzonenmodells

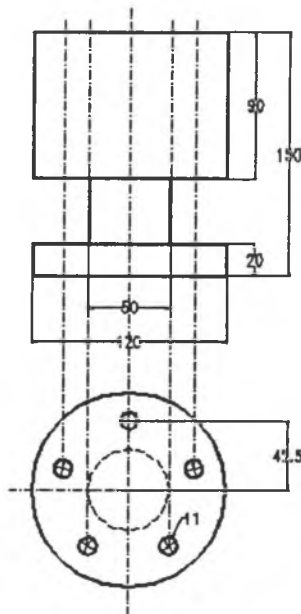


Bild 2 Ständer mit Schraubenverbindung

Modelliert wurde ein einfaches System, das auf der Weise belastet wurde, daß in der Kontaktschicht homogene Spannungen (Normal- oder Schubspannungen) auftraten. Die Berechnungen haben nachgewiesen, daß das vorgeschlagene Modell des Kontaktes keine Änderung der Spannungsverteilungen nach sich zieht. Die Verteilung der Spannungen in der, einem homogenen Druck unterzogenen Stab ist identisch mit der Verteilung der Spannungen in den modellierten genauso belasteten zwei Stangen, die miteinander mit einer Kontaktschicht verbunden sind. Die Versuche mit der Bearbeitung eines Kontaktelementes bei Anwendung einer geringeren Anzahl von Stabelementen sind gescheitert, denn die Testberechnungen der Systeme haben eine inhomogene Spannungsverteilung auf den Kontaktflächen aufgewiesen.

Das vorgeschlagene Kontaktmakroelement hat den Nachteil, daß es nur mit Elementen mit rechteckigen Wänden verbunden werden kann. Dies bewirkt Erschwerungen bei der Modellierung der Kontakte mit nicht rechteckigen Flächen. Auf ein Problem dieser Art wurde während der Modellierung des Ständers mit Schraubenverbindung gestoßen. (Bild 2). Es handelt sich hier um ein Modell mit Schraubenverbindung, das an das Gestell mit fünf, über Durchgangsbohrungen an dem "Kopf" des Modells zugeordnete, Schrauben gespannt ist. Das Modell wurde während der Untersuchungen modifiziert, indem die Flanschdicke so vermindert wurde, damit die Gesamthöhe des Modells unverändert bliebe.

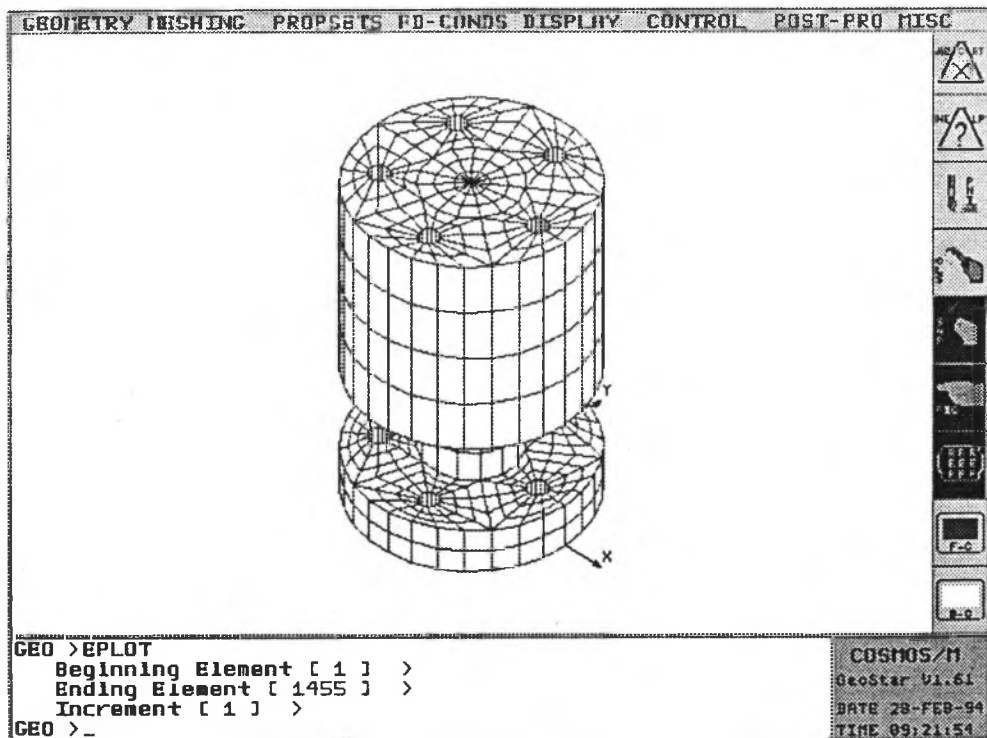


Bild 3. Berechnungsmodell I des Ständerkörpers

Dies erlaubte die Führung von Untersuchungen des Objektes mit wechselnden statischen und dynamischen Eigenschaften bei beständigen Eigenschaften der Kontaktfläche [1][4][5]. Der am günstigsten modellierte Ständerkörper wurde in bild 3 dargestellt. Jedoch haben die den Körpermodellierenden Elemente auf der Kontaktfläche keine rechteckigen Wände, wodurch die Anwendung des Kontakmakroelementes unmöglich ist.

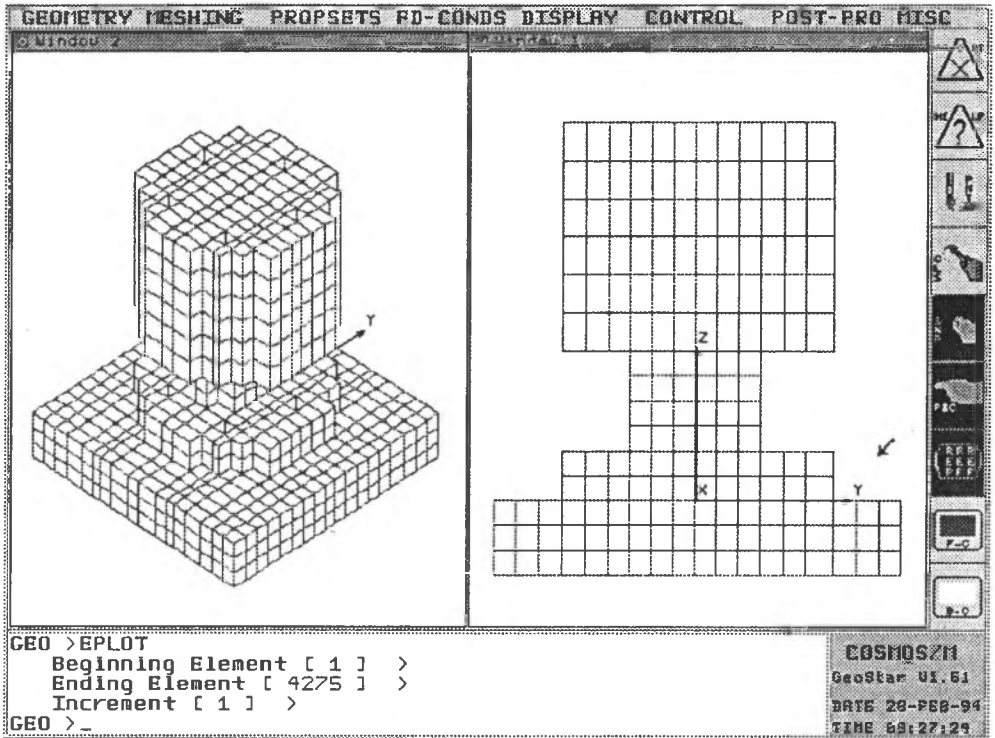


Bild 4. Berechnungsmodell II des Ständerkörpers

Wert der Schraubenvoranziehung [N]	1000	2000	3000	4000	5000	6000
Gemessene Werte der Frequenz von Eigenschwingungen [Hz]	549	605	625	637	641	646
Berechnete Werte der Frequenz von 1 Eigenschwingungen [Hz]	549	564	579	596	611	629
Berechnete Werte der Frequenz von 2 Eigenschwingungen [Hz]	641	658	675	693	711	731

Tabelle 1.

Obwohl der, mit Hilfe von Elementen mit rechteckigen Wänden modellierte, Ständer den Umdrehungskörper (Bild 4) nicht gut abbildet, sind die berechneten Werte der, von der Voranziehungskraft der Schrauben abhängigen, Frequenz der Eigenschwingungen, zufriedenstellend (Tabelle 1).

## 5. Zusammenfassung

Das vorgeschlagene Kontaktmakroelement erlaubt die Eigenschaften des Kontaktes in Schubrichtung sowie in normaler Richtung zu berücksichtigen. Es kann in beliebiger Applikation der Finite-Element-Methode ausgenutzt werden. Zwecks Erzielung einer besseren Konvergenz der Berechnungsergebnisse mit den Meßergebnissen, sind die, bei der Modellierung der Körper vom analysierten System, angewandten Vereinfachungen aufs Minimum zu reduzieren, was den Gegenstand der aktuell geführten Untersuchungen der Anwendung der FEM zur Ermittlung der Dämpfung in den festen Schraubenverbindungen bildet.

## LITERATUR

- [1] Augul K., Zautomatyzowane stanowisko do badań tłumienia konstrukcyjnego, Konferencja naukowa 'Metody Doświadczalne ...', Wrocław - Szklarska Poręba, 1993.
- [2] Konfisz J., Rozpraszanie energii drgań w stałych połączeniach korpusów obrabiarek, Dissertation, Politechnika Wrocławska, 1978.
- [3] Skoczyński W., Zagadnienia modelowania stałych połączeń śrubowych w obliczeniach dynamicznych układów nośnych obrabiarek, Dissertation, Politechnika Wrocławska, 1980.
- [4] Skoczyński W., Augul K., Krzyżanowski J., Koch J., Badanie wpływu parametrów połączenia na tłumienie w kołnierзовym połączeniu śrubowym, Instytut Technologii Budowy Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1991.
- [5] Skoczyński W., Krzyżanowski J., Koch J., Augul K., Domagała J., Makowski R., Gronowski J., Badania tłumienia w połączeniach modelowych i oprogramowanie systemu do badań dynamicznych, Instytut Technologii Budowy Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Sprawozdanie CPBP 02.04, Wrocław 1989.
- [6] Weiss A., Modelowanie i identyfikacja dysypatywnych własności stałych połączeń śrubowych w układach nośnych obrabiarek, Dissertation, Politechnika Wrocławska 1984,

Gutachter: Gabriel Wróbel