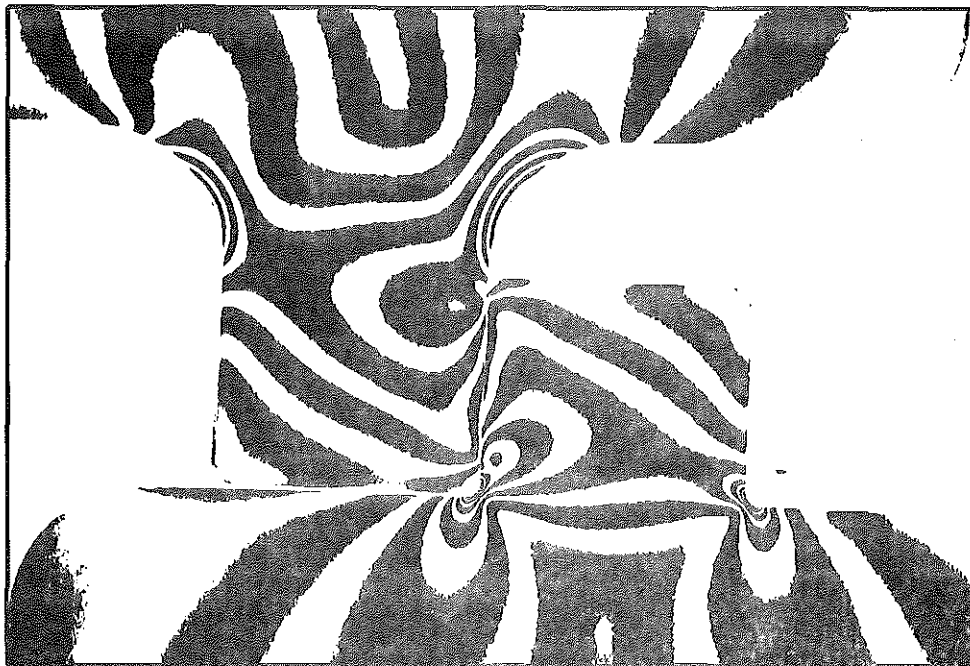
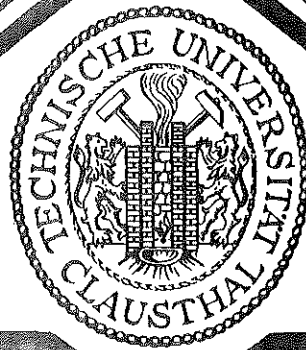


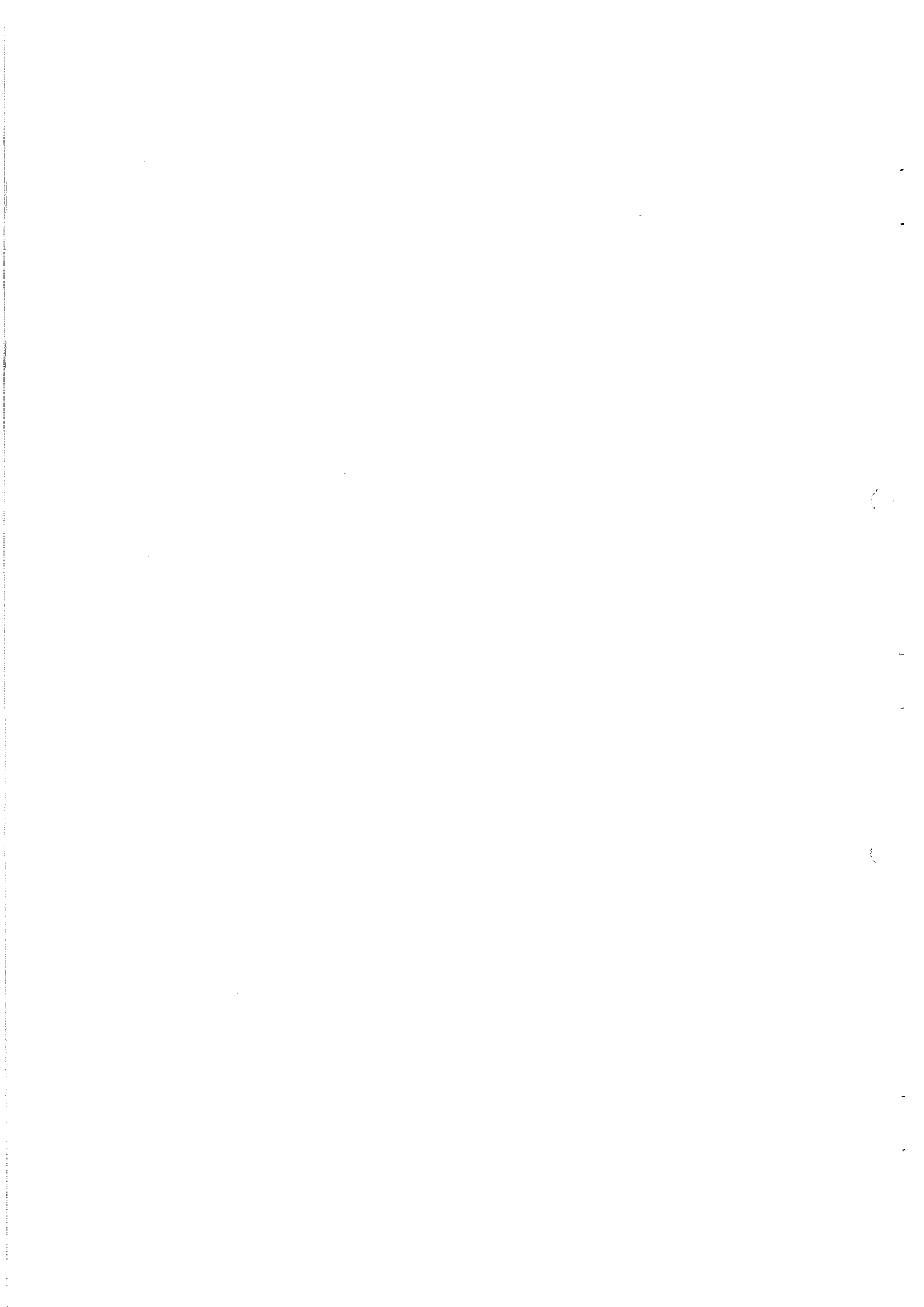
Institut für Maschinenwesen

Prof. Dr.-Ing. P. Dietz



MITTEILUNGEN NR. 10

DEZEMBER 1982





Titelbild: Spannungsoptische Aufnahme einer Keilwellen-  
verbindung

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. Peter Dietz

Redaktion und  
Layout: Dr.-Ing. Arnold Hirchenhain/  
cand. ing. Klaus Steinmann

Anschrift: Institut für Maschinenwesen  
Technische Universität Clausthal  
Robert-Koch-Str. 32  
D-3392 Clausthal-Zellerfeld  
Tel.: 05323/722270  
Telex: TUCLZ 9-53828

## VORWORT

Mit dieser Ausgabe erscheinen die Institutsmitteilungen zum zweiten Male unter meiner Leitung. Die vergangenen 1 1/2 Jahre seit der letzten Ausgabe haben allerhand Veränderungen mit sich gebracht, in der Festlegung der Arbeitsschwerpunkte dieses Institutes ebenso wie in den durch die Hochschulgesetzgebung vorgegebenen Rahmenbedingungen für Forschung und Lehre an deutschen Universitäten.

Durch den sogenannten "70 % - Erlaß" des niedersächsischen Ministeriums für Wissenschaft und Kunst in Verbindung mit der Halbjahressperre für jede freiwerdende Stelle wird eine kontinuierliche Forschungs- und Lehrtätigkeit erheblich eingeschränkt. In Verbindung mit erfolgten Abzügen von Planstellen bedeutet das für dieses Institut, daß zur Wahrnehmung der vorgesehenen Lehr- und Forschungsaufgaben erhebliche Anstrengungen personeller und finanzieller Art notwendig sind - z. B. verstärktes Engagement der Mitarbeiter auch über die Arbeitszeit hinaus zur Betreuung der Studenten in den Grundfächern (z. Zt. 320 Studierende im Fach Maschinzeichnen!). Das bedeutet auch, daß wir über die gezielte Anwerbung von Drittmitteln, also durch die Übernahme von Forschungsaufträgen durch Verbände oder die Industrie versuchen, entstehende Engpässe zu überbrücken - obwohl auch hier die Restriktionen infolge der wirtschaftlichen Lage nicht zu übersehen sind.

Die wohl wichtigste interne Nachricht ist das Ableben von Professor Kuske, der das Institut und die Mitteilungen über mehr als 13 Jahre geleitet hat. Auch in seinem Sinne bleibt eines der hauptsächlichen Arbeitsschwerpunkte die Spannungsoptik, wobei hier insbesondere die dynamischen Verfahren und der Vorstoß in das plastische Werkstoffverhalten weiterverfolgt werden. Neu aufgenommen sind in Verbindung mit mehreren Forschungsvereinigungen Grundsatzzuntersuchungen an Wellen-Naben-Verbindungen bezüglich Lastübertragung, Lebensdauer und Verschleiß. Die erheblichen Investitionen, die im letzten Jahre für Meß- und Rechenanlagen getätigt wurden, sollen uns helfen, solche Probleme gezielt und mit modernsten Techniken zu lösen.

Entsprechend den neu aufgenommenen Lehr- und Forschungsschwerpunkten wurde erstmalig 1981 die Vorlesung "Werkzeugmaschinen und Produktion" gelesen, zu dem im Sommersemester 1983 ein Praktikum eröffnet wird. Die großzügige Spende einer Werkzeugmaschinenfabrik ermöglichte die Aufstellung einer NC-Drehmaschine und die Implementierung des Programmsystems AUTOPIT, sodaß die praxisnahe Ausbildung mit Hilfe moderner Produktionstechniken gewährleistet ist. Last not least die Pneumatik, die sich besonders der pneumatischen Antriebstechnik widmet und der als Zelle für weitere Untersuchungen die durch die Beschaffung neuer Geräte jetzt apparativ hervorragend ausgestattetete Maschinenakustik zugeordnet wurde.

Ein besonderes Ereignis findet in diesem Heft seinen Niederschlag: Ende September fand im Hause ein zweitägiges Kontaktseminar "Maschinenwesen - Lehre, Forschung, Praxis" statt, in dem über die laufenden Forschungsarbeiten des Instituts berichtet wurde. Beiträge ehemaliger Mitarbeiter des Instituts führten zu einem interessanten und fruchtbaren Gedankenaustausch über die Anforderungen aus der Industrie an die Ausbildung von Ingenieuren.

Alle diese Aktivitäten finden ihre gemeinsame Zielsetzung in der Methodik des Konstruierens, die unter Anwendung der gewonnenen Erfahrungen zur besseren Gestaltung von Maschinen und Anlagen führen soll. Ihre Vermittlung in der Lehre und ihr ständiger Abgleich mit praktischen Erfahrungen in Zusammenarbeit mit der Industrie sehe ich als die vordringlichste Aufgabe des Instituts für Maschinenwesen an, zur Aufrechterhaltung und Erweiterung der Kontakte mit Ingenieuren und Wissenschaftlern anderer Institutionen soll auch diese Informationsschrift dienen.

Clausthal-Zellerfeld, im Dezember 1982

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'Koch', written in a cursive style.

INHALTSVERZEICHNIS

Seite

In Memoriam Prof. Kuske		1
P. Dietz:	Baukastensystematik und methodisches Konstruieren im Werkzeugmaschinenbau	3
H.-J. Barth:	Beitrag zur Auswahl von Dämpferwerkstoffen für Absorptionsschalldämpfer von Druckluftmotoren	8
J. Blechschmidt:	FEM-Berechnungen zur Ermittlung der Verformungseigenschaften von Zahnwellenverbindungen	12
E. Hengsberger:	Erfahrungsberichte aus dem Gebiet der dynamischen Spannungsoptik	17
A. Hirchenhain:	Erhöhung der Lebensdauer durch Optimierung der Bauteilgestalt	20
K. Kühling:	Forschung und Ingenieurausbildung an Fachhochschulen in NRW	23
H. Lorenz:	Optimierung einer Verzahnungsgeometrie mit Hilfe der ebenen und der räumlichen Spannungsoptik	25
A. Schlonski:	Prinzipielles Vorgehen bei der Dimensionierung von Achsen für Nutzfahrzeuge und Baumaschinen	27
W. Steinchen:	Beitrag zur Spannungsoptik	31
F. J. Villmer:	FEM und Spannungsoptik - eine vergleichende Betrachtung durchgeführter Spannungsanalysen	36
H.-J. Weber:	Spannungsermittlung bei elasto-plastischer und plastischer Beanspruchung mit Hilfe der Spannungsoptik	46

Auszug aus Fachpublikationen

Aus der Hochschule - Für die Hochschule  
 Berichte aus der Lokalzeitung

- Dietz, Peter Jahrgang 1939, studierte allg. Maschinenbau an der TH Darmstadt, wiss. Assistent am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebe der TH Darmstadt, Promotion 1971 über Berechnung von Seiltrommeln, seit 1974 Leiter der Stabsstelle Konstruktionssysteme der Pittler Maschinenfabrik AG, Langen, seit 1977 dort Leiter der Entwicklungsabteilung, seit 01.10.1980 Professor und Institutsdirektor des Institutes für Maschinenwesen.
- Barth, Hans-Jörg Jahrgang 1940, studierte Maschinenbau an der TH München und TH Darmstadt, Projekttingenieur in Fa. Rodberg-Industrieanlagen GmbH Darmstadt, wiss. Mitarbeiter und später wiss. Angestellter am Institut für Maschinenwesen, Promotion 1971 über Befederung von Platten- und Kanalventilen im Verdichter, Projekttingenieur in Fa. Lurgi, Frankfurt, seit 1974 wiss. Assistent und später Oberingenieur am Institut für Maschinenwesen, Habilitation 1978 für Pneumatik.
- Blehschmidt, Jürgen Jahrgang 1955, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.07.1982 wiss. Angestellter am Institut für Maschinenwesen
- Hengsberger, Eckart Jahrgang 1954, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.09.1981 wiss. Angestellter am Institut für Maschinenwesen.
- Hirchenhain, Arnold Jahrgang 1950, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, wiss. Mitarbeiter und seit April 1978 wiss. Assistent am Institut für Maschinenwesen, Promotion 1981 über Spannungsverteilungen in Schrauben-Mutter-Verbindungen.
- Kühling, Clemens Jahrgang 1939, studierte Maschinenbau an der TH Aachen, Konstrukteur und Fertigungsingenieur in Fa. Siemens (Bremen und Nürnberg), wiss. Mitarbeiter und wiss. Assistent am Institut für Maschinenwesen, 1972 Promotion über Spannungs- und Biegewellen in Balken und Fachwerken, seit 1973 Professor an der Fachhochschule Lemgo.
- Lorenz, Hartmut Jahrgang 1940, studierte Maschinenbau (Fachrichtung Verfahrenstechnik) an der RWTH Aachen, Industrietätigkeit bei Fa. Mannesmann-Plastic, Duisburg, wiss. Assistent am Institut für Maschinenwesen, 1976 Promotion über Eingriffsstoß von Zahnrädern, Leiter der Entwicklung und stellvertr. Konstruktionsleiter in Fa. Probat-Werke, Emmerich, Oberingenieur und Leiter des Labors für Spannungsoptik am Lehrstuhl für Mechanik der Universität Dortmund.
- Schlonski, Albrecht Jahrgang 1944, studierte Maschinenbau an der TH Hannover, Projekttingenieur in Fa. Beiersdorf AG, Hamburg, wiss. Assistent am Institut für Maschinenwesen, 1975 Promotion über dynamische Spannungsoptik, Oberingenieur am Lehrstuhl für Apparate- und Anlagenbau der Universität Erlangen-Nürnberg, derzeit Leiter der Antriebstechnik in Fa. Faun, Werk Neunkirchen.
- Steinchen, Wolfgang Jahrgang 1939, studierte allg. Maschinenbau an der TU Berlin, Industrietätigkeit bei IBM Deutschland (Abt. Prozeßdatenverarbeitung und Organisation), wiss. Assistent am Institut für Maschinenwesen, 1973 Promotion über Anwendung der Finite-Element-Rechnung, Oberingenieur am o.g. Institut, seit 1975 Professor an der GH Kassel.
- Weber, Hans-Joachim Jahrgang 1949, studierte allg. Maschinenbau an der TU Karlsruhe, Konstruktionsingenieur in Fa. DIAG, Berlin und Geisenheim, seit August 1981 wiss. Mitarbeiter am Institut für Maschinenwesen.
- Villmer, Franz-Josef Jahrgang 1954, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.08.1980 wiss. Angestellter am Institut für Maschinenwesen.



## IN MEMORIAM PROF. KUSKE\*



Professor Dr.-Ing. Albrecht Kuske, der bis 1980 das Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal als Institutsdirektor leitete, ist am 26.01.1982 gestorben. Die TU Clausthal hat mit ihm einen bedeutenden Mann, einen in aller Welt bekannten Forscher und Hochschullehrer verloren, darüber hinaus betrauern ihn die Institutsmitglieder und viele Angehörige der TU als einen persönlichen Freund.

Professor Kuske wurde am 15.08.1913 in Samter bei Posen geboren und besuchte das Stadtgymnasium in Stettin, wo er 1932 seine Reifeprüfung ablegte. Das Studium des Maschinenbaus absolvierte er an der Technischen Hochschule in München, hier bestand er 1937 die Diplom-Hauptprüfung und promovierte anschließend in der phantastischen Zeit von nur einem Jahr.

Diese Arbeit, deren Mentor der damals wohl bekannteste Elastizitätstheoretiker, Professor Dr. Ludwig Föppl, war, bestimmte bereits den Schwerpunkt seines Lebenswerks. Es handelte sich um die entscheidenden Grundlagen für das sogenannte Erstarrungsverfahren in der Spannungsoptik. Durch die gewonnenen Erkenntnisse wurde es erstmalig möglich, dreidimensionale Spannungszustände im Innern von Bauteilen durch modellstatische Versuche quantitativ auszuwerten. Das führte nicht nur damals zu einer Revolution in der praktischen Anwendung der Elastizitätslehre, hier wurde auch eine Methode der experimentellen Spannungsanalyse begründet, die in ihrer Genauigkeit, in der Sicherheit ihrer Aussagen und in der Einfachheit ihrer Durchführung bis heute unübertroffen ist.

Die Konsequenz aus dieser Arbeit für einen wissenschaftlich, aber auch praktisch-wirtschaftlich denkenden Ingenieur lag auf der Hand: Nach einer kurzen Tätigkeit in den Brandenburgischen Motorenwerken gründete Dr. Kuske ein Ingenieurbüro für Festigkeitsuntersuchungen und Konstruktionsberatung, das er bis zur Einberufung in den Kriegsdienst führte.

1949 ergab sich für Dr. Kuske die Möglichkeit, an der Technischen Hochschule Aachen bei Professor Hirschfeld, der ihn bereits von früheren Tätigkeiten her kannte, als Forschungsassistent zu arbeiten und dort ein spannungsoptisches Labor neu einzurichten. Zu dieser Zeit begann er bereits mit einer zusammenfassenden Veröffentlichung über die bis dahin bekannten Verfahren der Spannungsoptik, an der er auch nach seiner Beendigung der Tätigkeit in Aachen weiterarbeitete. 1952 trat er in die Daimler-Benz AG in Stuttgart ein und übernahm sehr bald darauf die Leitung der Abteilung Werkstoffprüfung im Werk Sindelfingen. In dieser Zeit hat er die Methoden der Werkstoff- und Bauteilprüfung der Daimler-Benz-Werke entscheidend mitgeprägt, hier wurde der Grundstein für eine der heute wohl modernsten spannungsoptischen Anlagen in Europa gelegt. In dieser Zeit arbeitete er auch an seiner zusammenfassenden wissenschaftlichen Darstellung weiter, der "Einführung in die Spannungsoptik",

\*Gekürzte Fassung der Laudatio, die anlässlich der Ehrung der emeritierten Professoren des Fachbereichs Maschinen- und Verfahrenstechnik am 12.02.1982 gehalten wurde.

die 1959 als erstes umfassendes Werk der Spannungsanalyse mit optischen Verfahren veröffentlicht wurde. 1960 reichte er eine Habilitation an der TH Stuttgart ein, die von den Professoren Toelke und Leonhard vertreten wurde und die wegen ihrer großen Relevanz bei der praktischen Anwendung Aufsehen erregte. Sie führte zu einer Ernennung zum außerplanmäßigen Professor der TH Stuttgart für das Gebiet der Elastizitätslehre in der Fakultät für Bauingenieurwesen. Aus dieser Zeit stammen eine große Reihe von Veröffentlichungen, die richtungweisend waren für die weiteren Schritte und Entwicklungen in der experimentellen Spannungsanalyse, beispielsweise die Untersuchung von Flächentragwerken mit Hilfe spannungsoptischer Methoden und der Beginn der Untersuchung von dynamischen Spannungszuständen mit Methoden, für die Prof. Kuske später in seiner Clausthaler Zeit als einzigartig bekannt war.

1967 nahm Prof. Kuske einen Ruf als Leiter des Instituts für Maschinenwesen der damaligen Technischen Hochschule Clausthal an. Seit dieser Zeit gibt es eine Fülle von Tätigkeiten, von Forschungsergebnissen und -gebieten, mit denen er sich in Clausthal beschäftigte, beispielsweise 29 Dissertationen, die von ihm geleitet wurden und für die er das Hauptreferat übernahm. Im Rahmen seiner Hochschullehrertätigkeit hatte er die Fachgebiete Maschinzeichnen, Maschinenelemente für die Studierenden aller Ingenieurdisziplinen zu vertreten, zu seinen Spezialitäten für Studierende höherer Semester gehörten neben der Spannungsoptik Vorlesungen über Elastizitätstheorie und über angewandte Werkstofftechnik im Maschinenbau. Trotz dieser ausfüllenden Tätigkeiten in der Lehre hatte er Zeit, eigene Forschung weiter zu betreiben und etwa 50 weitere Veröffentlichungen in internationalen Fachzeitschriften herauszubringen. Von seinen insgesamt sechs Büchern über das Sachgebiet der Spannungsoptik ist das bekannteste die "Photoelasticity". Dieses Buch, 1970 in London erschienen, ist heute eines der wichtigsten Standardwerke der experimentellen Spannungsanalyse.

Der Lebensweg Prof. Kuskes ist gleichzusetzen mit dem Lebensweg der Spannungsanalyse durch optische Verfahren, durch seine grundlegenden Arbeiten wurde er in vielen Kreisen zur Schlüsselfigur dieser Experimentiermethode. Der "Kuske-Kreis" ist bei Wissenschaftlern aller Welt längst zu einem feststehenden Begriff geworden.

Dieses Stichwort gibt mir auch den Anknüpfungspunkt an eine Würdigung der Persönlichkeit Prof. Kuskes. In Clausthal hat niemand den Begriff "Kuske-Kreis" gehört, er selbst hat in seiner persönlichen Bescheidenheit diese Begriffe niemals gebraucht. Und das war eine der charakteristischsten Eigenschaften Prof. Kuskes: Die Hinanstellung der eigenen Persönlichkeit hinter die wissenschaftliche Aufgabe. Die Notizen seiner Unterlagen und sein reger Schriftverkehr mit aller Welt beweisen, wie stark sich Prof. Kuske mit Problemstellungen identifiziert hat, wie er jedem Detail nachging und wie er gemeinsam mit seinem Gesprächs- oder Briefpartner die Probleme bis zur völligen Klarheit löste. Nur so ist die freundschaftliche Haltung von Wissenschaftlern aus allen Teilen der Welt ihm gegenüber zu erklären, nur so läßt sich auch erklären, warum die ehemaligen Mitarbeiter und Schüler seines Institutes eine so hohe und uneingeschränkte Verehrung ihm gegenüber besitzen. Kuske hat seine Schüler in zurückhaltender, aber trotz aller Bescheidenheit überzeugender Weise geführt, er hat an allen Forschungsvorhaben selbst teilgenommen, selbst mit Hand angelegt und bei der Erstellung der Proben oder der Auswertung der Ergebnisse. Er hat dann später diese Arbeiten überzeugend vertreten - zum Wohle der Kandidaten, der Sache und insbesondere der TU Clausthal.

P. Dietz

### 1. Konstruktion und Betrieb von Fertigungseinrichtungen als systemanalytische Aufgabe

---

Die Entwicklungen und Untersuchungen in der Fertigungsindustrie befassen sich überwiegend mit dem Problem den Automatisierungsgrad ohne Einbuße an Flexibilität zu erhöhen /1/ und /2/. Dabei ergibt sich aus der Vielfalt der technischen Möglichkeiten bei der Entwicklung und dem Betrieb von Produktionsanlagen für den Anwender wie für den Hersteller von Maschinen, Werkzeugen und Handhabungsgeräten die Verpflichtung, Fertigungsaufgaben und Produktionsstrukturen zur Erreichung höchster Wirtschaftlichkeit so aufeinander abzustimmen, daß das Gesamtsystem "Fertigung" einem Optimum zustrebt. Dies bedeutet die Entwicklung von Strategien und damit in sehr vielen Fällen einen Wandel bei der Arbeitsweise des Fertigungs- und Investitionsplanens:

Die Synthese des Fertigungsprozesses aus der Aneinanderreihung verschiedener Arbeitsgänge mit zugehörigen Betriebseinrichtungen wird durch ein optimiertes System ersetzt. Eine Systemanalyse prüft die Wechselwirkung zwischen den einzelnen Komponenten ebenso wie die Komponenten selbst. Nur eine Betrachtung aller Zusammenhänge kann Fehlinvestitionen verhindern und bietet die Grundlage für eine langfristige Steigerung von Produktivität und Produktqualität.

Während dem Produktionsingenieur die Einbeziehung analytischer Betrachtungsweisen seit langem vertraut ist, wird der Konstruktionsingenieur bei der Erarbeitung solcher Problemlösungen vor neue Aufgaben gestellt: Die ohnehin von zahlreichen Randbedingungen beeinflusste Konzeption von Maschine und Werkzeug wird darüber hinaus von weiteren Faktoren beeinflusst, die ausschließlich durch das Fertigungskonzept bedingt sind und die auf die Konstruktion der Maschine erheblich einwirken können. Hierzu gehört beispielsweise die Gestaltung des Arbeitsraumes bei automatischem Transport der Teile, Schwenk-Ladespindeln zur Anpassung an Werkstück-Transportsysteme, die Anwendung von Werkzeugwechselsystemen und anderes mehr.

Es wird klar, daß für derartige Aufgaben die bisherige Vorgehensweise bei der Entwicklung von Maschinen und Werkzeugen, das schrittweise "Verbessern" vorhandener Apparate zu keiner befriedigenden Lösung führt. Dem Konstruktionsprozeß muß hier zunächst und in verstärktem Maße eine systematische Aufgabenanalyse und die Definition von Funktionen vorangehen, die Entwicklung der Fertigungsanlage hat nach einem schrittweisen Vorgehen unter ständigem Abgleich mit den Randbedingungen zu erfolgen. Diese Arbeitsweise ist für viele Konstrukteure des Maschinenbaus neu. Gerade das analytische Vorgehen, das Erkennen der Zusammenhänge anhand abstrahierender Betrachtungsweisen und das vorausschauende Einsetzen optimierender Berechnungsmethoden bereitet nach einer Umfrage in Unternehmen des Maschinenbaus oft Schwierigkeiten /3/, die ebenso auf den derzeitigen Ausbildungsstand des überwiegenden Teils der Konstrukteure zurückzuführen ist wie auf das bisher geübte Denken in Produkten und fertigen Lösungen.

Eines der wichtigsten methodischen Hilfsmittel einer modernen Konstruktionssystematik ist die Rückführung eines Gesamtproblems auf voneinander abhängige oder unabhängige Funktionsgruppen, für die eine im Gesamtkomplex kompatible, in der Teilfunktion optimierte Lösung gefunden werden muß. Ihre konsequente Anwendung ermöglicht in Verbindung mit der oben beschriebenen Aufgabenstellung die Konstruktion von Baukasten-Baureihen-Systemen, wie sie im folgenden am Beispiel flexibler Drehsysteme gezeigt werden soll.

## 2. Entwicklung eines Baukasten-Baureihen-Systems für automatische flexible Drehbearbeitung

Ziel eines Baukastensystems ist es, die vom Anwender gewünschten Funktionen einer Anlage durch die Kombination einer Anzahl festgelegter, möglichst seriengefertigter Funktionsgruppen ("Bausteine") zu realisieren. Im Werkzeugmaschinenbau wird dieses Prinzip bei Sondermaschinen angewandt, wobei der Konstrukteur auf den gesamten Fertigungsprozeß einzugehen hat.

Bild 1 zeigt die Vorgehensweise bei der Entwicklung NC-gesteuerter Drehsysteme im Baukastenprinzip: Den Hauptfunktionen werden Großbausteine zugeordnet, die weitere Funktionsanalyse führt zu den innerhalb der Struktur aufgeführten Bausteinen. Die hier vorliegende Aufgabenstellung der mechanischen Bauteile macht zwei Dinge besonders deutlich:

- Eine sorgfältige Definition der Bausteine aus der Funktionsanalyse und die Berücksichtigung der gegenseitigen Beeinflussung lassen einen weitgehenden Aufbau aus standardisierten Baugruppen zu, ausschließlich systemübergreifende Dinge wie Sonderschutz und Sicherheitsvorrichtungen für die Gesamtanlage müssen auftragspezifisch konstruiert werden.
- Durch Abgrenzung einzelner Systeme, durch Definition von Randbedingungen und durch ein klares Konzept von Baureihen innerhalb des Baukastensystems kann die Konstruktionsarbeit delegiert werden oder auf Zuliefer-Baugruppen zurückgegriffen werden. Aufwendige konstruktive Untersuchungen entfallen, die frühzeitige Disposition von Baugruppen aus dem Baukastensystem heraus bringt preisliche Vorteile und kürzere Lieferzeiten.

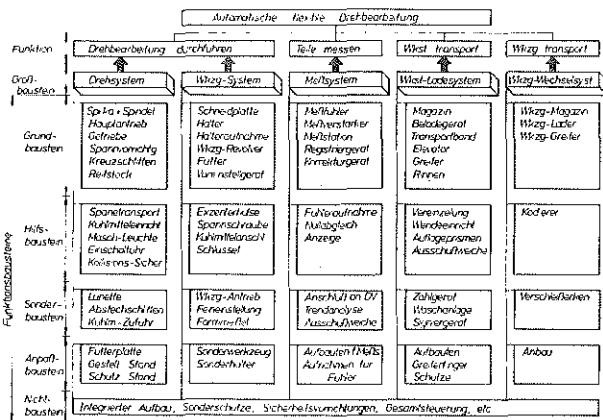


Bild 1: Baukastenstruktur für die Gesamtfunktion "Drehfertigung"

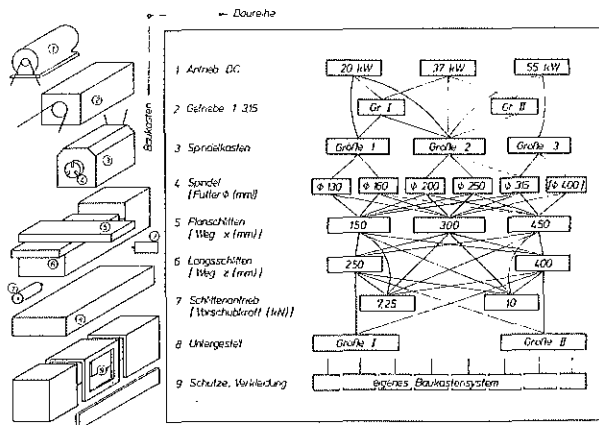


Bild 2: Verknüpfungsdiagramm des Baukasten-Baureihen-Systems "Dreheinheit"

## 3. Großbaustein Drehsystem

Für den Großbaustein "Drehsystem" ist in Bild 2 das Verknüpfungsdiagramm des Baukastensystems der mechanischen Gruppen aufgezeigt. In dieser Darstellung werden nicht nur die möglichen Kombinationen der einzelnen, in Baurei-

hen entwickelten Funktionsgruppen ersichtlich, der stufenweise Aufbau des Baukastens macht die nahezu völlige Unabhängigkeit bei der Zusammenstellung der Komponenten deutlich. Im Sinne der Konstruktionssystematik handelt es sich um einen klassischen Baukasten, bei dem die Bausteine genau den geforderten Funktionen entsprechen und somit eine Minimierung der Anpassungsarbeiten erlauben. Hinweise über die mit diesem System aus Standardbausteinen erstellbaren Fertigungsanlagen liefert der Baumusterplan nach Bild 3. Die konsequente Verwirklichung dieser Überlegungen zu einem Drehsystem ist in Bild 4 dargestellt. Das aus dem Baukasten zusammengestellte Fertigungssystem wird für den Aufbau einer Fertigungsstraße für Getriebeteile genutzt. Auf der linken Seite werden die Werkstücke in zwei Spindeln simultan vorbearbeitet, die rechte Seite arbeitet im Pendelverfahren zur Erzielung der Genauumaße. Gemäß Baumusterplan Bild 3 handelt es sich um eine Kombination 4/2, der relativ geringe Spindelabstand auf der rechten Seite erlaubt in diesem Fall auch einen automatischen Werkzeugwechsel.

		Anzahl der Spindeln →				
		1	2	3	4	n
Anzahl der Schritten ↓	1		 Simultanbearbeitung Pendelbearbeitung	 Simultanbearbeitung	 mit Sonderschritten ähnlich 3/1	 nicht sinnvoll
	2		 einer ähnlich 3/2	 Simultanbearbeitung		 2/1 Vorwand
	3	 nicht sinnvoll		 Sondergestell Drei Spannvorrichtungen	 Sondergestell Simultan- oder Pendelbearbeitung	 Erweiterungen bei Simultan- oder Pendelbearbeitungen möglich
	4	 nicht sinnvoll	 Zusammensetzung aus 2+2/1	 Kombination aus 2/2 und 2/2	 ähnlich 2/2 oder 3/2 Räumliche Anordnung der Erdbenen durch Lageranordnung bestmöglich für Pendel- oder nach 3/3, 5/2, 6/2 oder nach 2/2	 Erweiterungen bei Simultan- oder Pendelbearbeitungen möglich
	n	 nicht sinnvoll	 nicht sinnvoll	 vergleiche 3/3	 vergleiche 3/3	 vergleiche 3/3 Hilfs- oder Transferstraße

Bild 3: Baumusterplan "Dreheinheit"

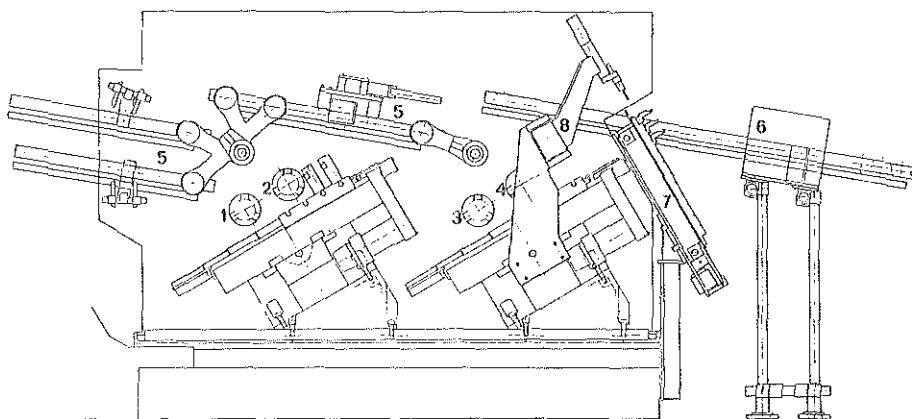
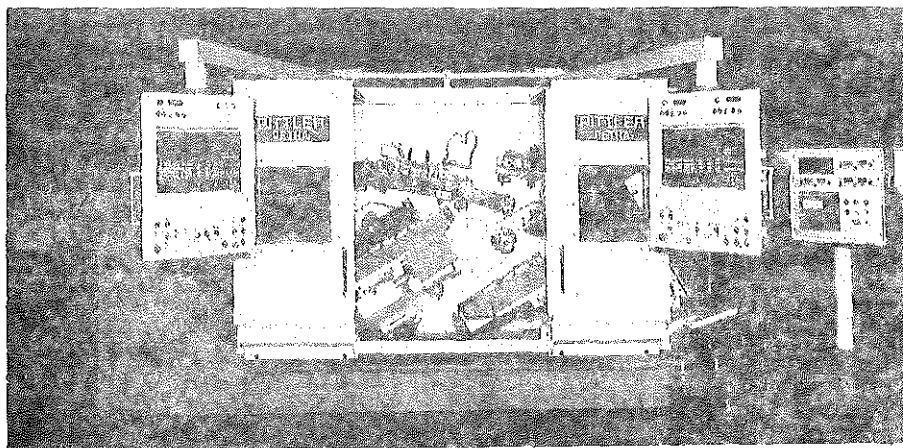


Bild 4: Flexibles NC-Frontdrehmaschinensystem zur Bearbeitung von Getrieberrädern. 1 und 2: Spindeln für simultane Vorbearbeitung und Beladung, 3 und 4: Spindeln für Nachbearbeitung im Pendelverfahren, 5: Schwenkarm-Beladeeinrichtung, 6: Meßstation, 7: Werkzeugspeicher, 8: Werkzeug-Wechseleinrichtung



#### 4. Großbaustein Werkzeugsystem

Durch den bei Werkzeugen gegebenen Zwang zur Austauschbarkeit und die Normung sind die beiden Grenzflächen zur Schneidplatte und zum Werkzeugträger bei Normalwerkzeugen mit weitgehend festgelegten Geometrien versehen (z. B. nach VDI-Richtlinie 3425 oder durch einheitliche Schneidplattengeometrien). Wesentlich verschärfte Bedingungen an die Anpaßfähigkeit und den Aufbau von Baukasten-Baureihensystemen kommen aber immer dann zustande, wenn durch Mehrschlitten-Mehrmeißel-Drehprozesse in Verbindung mit Schnellwechselsystemen ein hoher Produktionsausstoß erzielt werden soll. Tafel 1 gibt einen Eindruck über die bei einem Hersteller von Drehautomaten üblichen Spitzen-

	Maschinengröße Futterdurchmesser	Längsschlitten		Quer-, Kreuzschlitten	
		Spitzenhöhe	Meißelquerschnitt	Spitzenhöhe	Meißelquerschn.
Mehrschneid-Drehautomaten Stangenmasch. Baukastenmasch.	Rahmengr. 2	45 (63,5)	12 x 12	57,2	16 x 16
	Rahmengr. 3	56 (63,5)	16 x 16	63,5	20 x 20
	Rahmengr. 4	76,2	16 x 16	79,4	25 x 25
	Rahmengr. 5	88,9	16 x 16	101,6	25 x 25
	Rahmengr. 2	63,5	20 x 20	57,2	16 x 16
Hydraul. Front-Drehautomaten	Futtergr. ø 160	80	20 x 20	80	20 x 20
	Futtergr. ø 250	160	25 x 25	100	25 x 25
	Futtergr. ø 315	180	25 x 32	125	25 x 32
	Futtergr. ø 500	180	32 x 32	125	32 x 32
	NC-Drehsystem	Spindelk.Gr. I ø 160	-	-	110
Spindelk.Gr. II ø 250		-	-	135	20 x 20
Spindelk.Gr. III ø 315		-	-	135	25 x 25

Tafel 1: Spitzenhöhen und Meißelquerschnitte bei Produktions-Drehautomaten

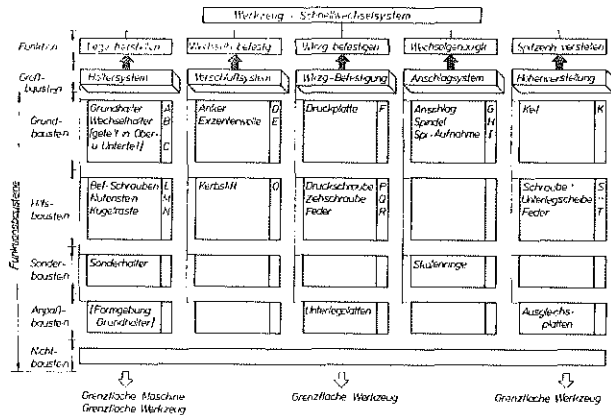


Bild 5: Baukastenstruktur für Werkzeugsysteme

höhen und Meißelquerschnitte, die konstruktiven Zwänge bei der Gestaltung des Arbeitsraums und die bezüglich eines maximalen Produktionsausstoßes vorzusehende Anordnung der Schneiden stellen hohe Anforderungen an die Flexibilität des Werkzeugsystems. Nicht zuletzt ist die Zugänglichkeit beim Wechsel von Hand oder durch automatische Wechseleinrichtungen zu beachten.

Der im folgenden beschriebenen Baukastenanalyse lag die Aufgabe zugrunde, ein für alle in Tafel 1 aufgeführten Maschinen einheitliches Schnellwechsel-Werkzeugsystem zu entwickeln. Die Baukastenstruktur Bild 5 zeigt deutlich, daß Anpaßbausteine nur an den Grenzen des Systems zur Maschine oder zum Werkzeug notwendig werden. Die Eindeutigkeit der zu erfüllenden Aufgabe erlaubt in diesem Fall einen Aufbau aus nur wenigen Grundbausteinen, alle Hilfsbausteine sind Normteile. Zwei typische Werkzeugaufbauten zeigt Bild 6, bemerkenswert ist insbesondere bei dem Längsschlittenwerkzeug die Anpassung an die Geometrie des Mehrspindler-Arbeitsraums durch Gestaltung des Werkzeugunterteils und die Gestaltung des Oberteils bei dem Querschlittenwerkzeug zur Anpassung an verschiedene Meißelgeometrien. Nicht immer entspricht dabei ein Baustein einem Element: Die Lage der Kanten beim Längsschlittenwerkzeug erlaubt den Wegfall des Klemmanschlags G, die Aufnahme der Verstellspindel beim Querschlittenwerkzeug liegt im Oberteil C. Die Anordnung der Exzenter, die Zugänglichkeit aller Verstellspindeln auch bei sehr kompakt zusammengesetzten Werkzeugaufbauten läßt dieses System besonders unter der Forderung kürzester Wechselzeiten in den meist sehr engen Arbeitsräumen von Werkzeugmaschinen geeignet erscheinen.

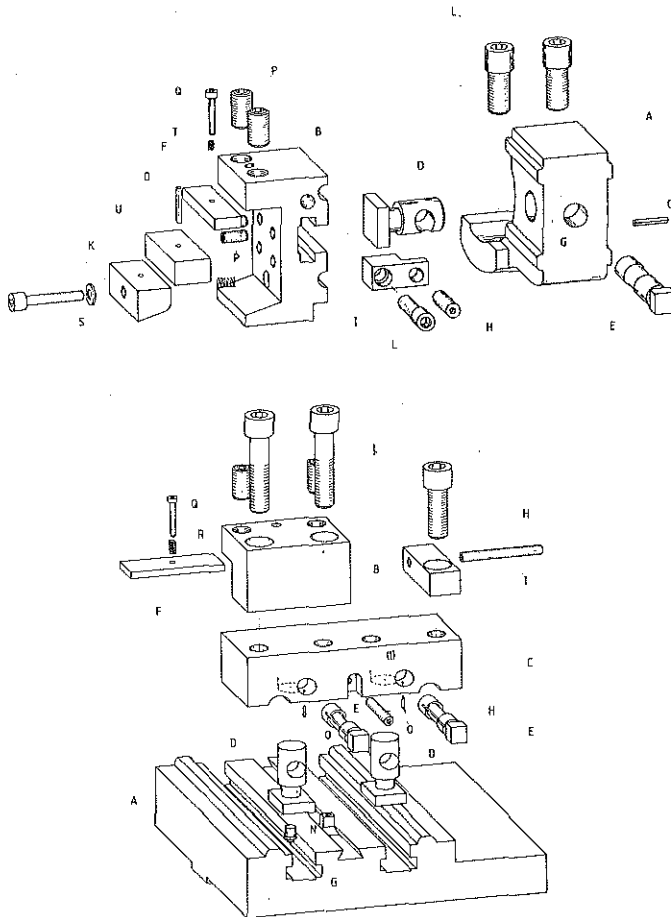


Bild 6: Werkzeugaufbauten aus dem Baukastensystem. Oben: Längsschlittenwerkzeug für MSA. Unten: Plan- oder Kreuzschlittenwerkzeug

### 5. Aufbau von Fertigungssystemen mit Hilfe von Baukastenstrukturen

Die beschriebenen Vorgehensweisen stellen den Entwicklungsschritt beim Aufbau von Fertigungssystemen aus Baukästen dar, sie stellen dem Auftragskonstrukteur damit eine Reihe von Einzelgruppen zur optimalen Anpassung an den Arbeitsvorgang zur Verfügung. Der darauf folgende Schritt der Optimierung aus den vorhandenen Bausteinen und die Aufbereitung einer funktionstüchtigen Fertigungsanlage ergibt Probleme, die der intensiven Zusammenarbeit zwischen Arbeitsvorbereiter, Maschinenplaner, Maschinen- und Elektrokonstrukteur bedürfen. Auch hier wird die Arbeit des Projektgenieurs mehr und mehr durch systemanalytische und strategische Vorgehensweisen geprägt, die durch eine methodische Konstruktionslehre während der Ingenieurausbildung wesentlich gefördert werden muß.

### 6. Literatur

- /1/ Dietz, P.: Pendelbearbeitung beim Drehen: Ladespindelssysteme erhöhen die Produktivität  
Maschinenmarkt 88 (1982), Nr. 68, S. 1377-1380
- /2/ Dietz, P.: Ladespindel und Pendelverfahren bei der Drehbearbeitung verringern die Fertigungskosten  
Maschinenmarkt 88 (1982), Nr. 76, S. 1548-1551
- /3/ Pahl, G. und Beelich, K.H.: Erfahrungen mit dem methodischen Konstruieren  
Werkstatt und Betrieb 114 (1981), Nr. 11, S. 773-782

# BEITRAG ZUR AUSWAHL VON DÄMPFERWERKSTOFFEN FÜR ABSORPTIONSSCHALLDÄMPFER VON DRUCKLUFTMOTOREN

H.-J. Barth

## 1. Problem

Druckluftantriebe z. B. für handgeführte Werkzeuge können lärmarm nur betrieben werden, wenn sie mit Schalldämpfern ausgerüstet werden. Überwiegend werden hierfür Absorptionsschalldämpfer verwendet, die im allgemeinen erhebliche Druckverluste verursachen. Diese Druckverluste bewirken Leistungseinbußen oder zwingen bei einer bestimmten geforderten Leistung zur Wahl größerer und schwererer Werkzeuge. Das Ziel der hier beschriebenen Untersuchung war es deshalb, nach Werkstoffen zu suchen, mit denen eine gleich gute Dämpfung wie bei den bisher üblichen Dämpfern bei niedrigeren Druckverlusten erzielt wird.

Die Dämpfung wird durch Drosselung erreicht, wobei sehr schlechte Wirkungsgrade in Kauf genommen werden müssen: Ein Schallpegel von 94 dB entspricht einem Schalldruck von  $10^{-5}$  bar, für dessen Dämpfung Druckverluste in der Größenordnung von 1 bar aufzuwenden sind.

## 2. Schallquellen von Druckluftmotoren

Die den Motor durchströmende Luft erzeugt Geräusche durch Wirbelbildung an Umlenkungen und Querschnittsübergängen. Es ist anzunehmen, daß die hohen Geschwindigkeiten der voll turbulenten Strömung auch ohne solche Störungen ein kräftiges Strömungsgeräusch verursachen. Zu einem lebhaften Strömungsgeräusch führt schließlich bei der ungedämpften Maschine der ins Freie austretende Abluftstrahl, der ruhende Luftteile aus der Umgebung mitreißt und verwirbelt. Bei der Ausbreitung dieser Wirbel entsteht ein breitbandiges Geräusch, das Rauschen. Auch bei Verwendung von Dämpfern entsteht ein solches Rauschen, wenn auch mit geringerem Geräuschpegel. Die Ursache für diese Pegelminderung dürfte darin zu sehen sein, daß im Dämpfer der Abluftstrahl in viele Teilstrahlen zerlegt wird, und wegen der geringen Porenweite der Werkstoffe eine laminare Strömung erzeugt wird.

Die zweite Schallquelle ist der knallartige Druckausgleich der meist nicht vollständig entspannten Luft am Ende des Arbeitshubs. Akustisch handelt es sich um einen periodisch wiederkehrenden Ton, der seinerseits Obertöne anregt, also einen Klang. Da seine Frequenz direkt von der Drehzahl abhängt, bezeichnet man ihn anschaulich als Drehklang. Nach dem Ergebnis früherer Untersuchungen /1/ ist die Drehklangdämpfung schwieriger als die Dämpfung des Strömungsgeräusches.

## 3. Versuchsprogramm

Um die Dämpfung unabhängig von einer bestimmten Motorkonstruktion untersuchen zu können, wurde ein Rohr gewählt, in dessen Abschlußflansch wahlweise handelsübliche Schalldämpfer oder ein Versuchsämpfer eingeschraubt werden konnten. In den Versuchsämpfer können zwischen gelochten Halteblechen beliebige Versuchswerkstoffe eingesetzt werden. Nach /1/ gilt, daß das Strömungsgeräusch



Bild 1

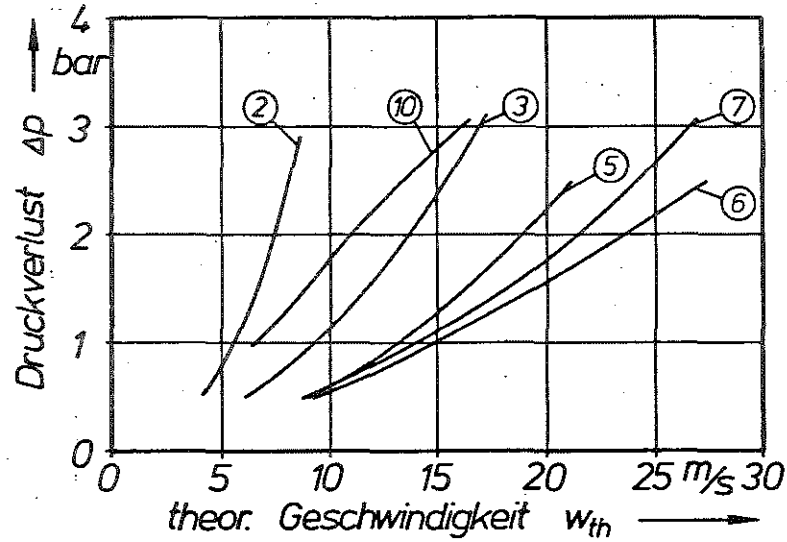


Bild 2

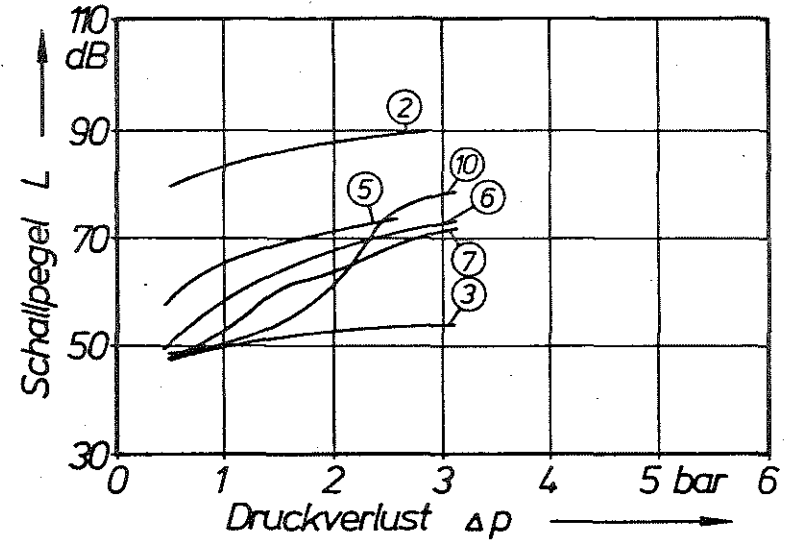


Bild 3

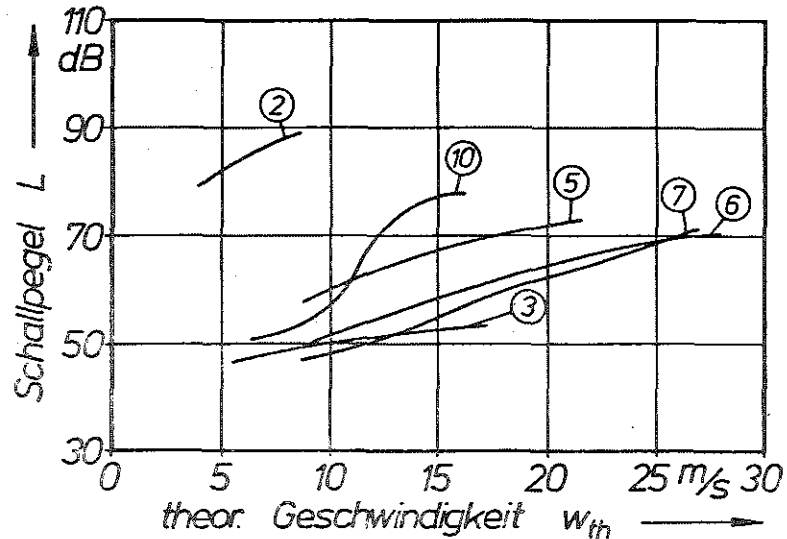


Bild 1 - 3: Strömungsgeräusch und Druckverlust von handelsüblichen und Versuchs-Absorptionsschalldämpfern

Abhängigkeiten von Druckverlust, unbewertetem Schallpegel und theoretischer Geschwindigkeit  $w_{th} = V/A$ . 1 Sintermetall, 3 Stahlwolle, 5 Kunststoff, 6 Paramoll N302, 7 Paramoll N 308, 10 Paraskin N 70

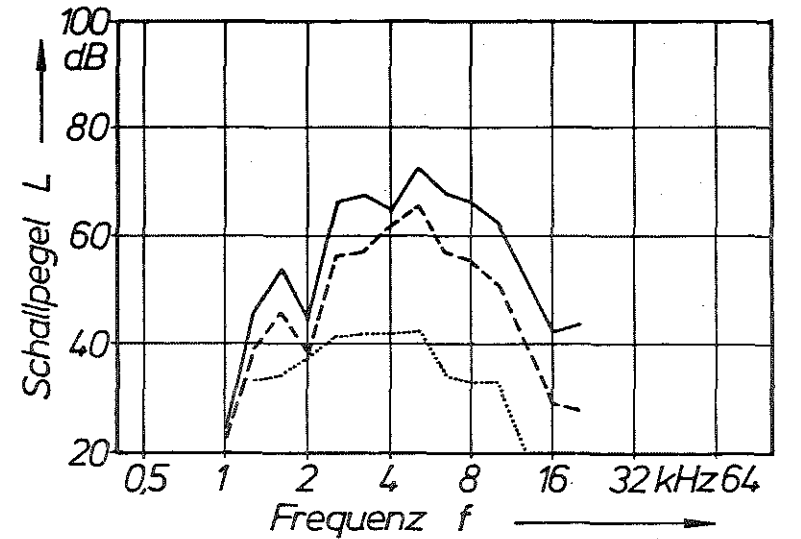


Bild 4: Terzspektrum eines Rauschsignals

— ungedämpftes Signal  
 - - - Dämpfung mit Schaumstoff  
 ..... Dämpfung mit Paramoll N 308

im wesentlichen an der Dämpferoberfläche entsteht und Vorgeräusche im Motor keinen merklichen Beitrag zur Schallemission leisten. Auf die Simulation derartiger Vorgeräusche wurde deshalb verzichtet. Für eine Reihe verschiedener Dämpfer wurde der Schallpegel, das Terzspektrum und der Druckverlust in Abhängigkeit vom Volumenstrom ermittelt.

Bei den untersuchten Schalldämpfern handelt es sich um handelsübliche Sinterbronze- und Kunststoffdämpfer sowie um Versuchsdämpfer mit Vliesen, Hart- und Weichschäumen. Bild 1 zeigt für einige dieser Dämpfer als Beispiel die Abhängigkeit des Druckverlusts von der theoretischen Geschwindigkeit  $w_{th}$ . Diese theoretische Geschwindigkeit wird ermittelt als Quotient aus dem Volumestrom und der gesamten Dämpferoberfläche. Die wirkliche Geschwindigkeit ist höher, weil die Luft nur über die eigentlichen Porenquerschnitte an der Oberfläche entweicht. Die hier als Bezugsgröße gewählte gesamte Dämpferoberfläche kennzeichnet den Flächenbedarf eines Dämpfers, der eine entscheidende Vergleichsgröße ist.

Es soll nun geprüft werden, ob ein direkter Zusammenhang zwischen Schallerzeugung und Druckverlust besteht. Bild 2 zeigt die Abhängigkeit des unbewerteten Gesamtpegels für das Strömungsgeräusch einiger Dämpfer vom Druckverlust und Bild 3 die Abhängigkeit von der theoretischen Geschwindigkeit. Man sieht, daß der Schallpegel mit wachsendem Druckverlust und wachsender Strömungsgeschwindigkeit zunimmt. Grundsätzlich sollte deshalb eine möglichst große Dämpferoberfläche angestrebt werden, weil damit die theoretische Geschwindigkeit sinkt. Der verfügbare Platz ist aber nicht beliebig zu vergrößern. So stellt sich die Aufgabe, für eine verfügbare Dämpferoberfläche A und einen bestimmten Volumenstrombereich den Dämpferwerkstoff auszuwählen, der für diesen Betriebsbereich niedrige Schallpegel bei möglichst geringen Druckverlusten bewirkt, d.h. anhand von Diagrammen wie Bild 1 und 3 ist eine Bewertung vorzunehmen.

In Abschnitt 2 wurde erwähnt, daß der Drehklang erheblich zum Gesamtgeräusch beiträgt. Günstige Strömungsgeräuschpegel lassen nicht unbedingt auf gute Drehklangdämpfung schließen. Um die Drehklangdämpfung zu untersuchen, war ursprünglich geplant mit Hilfe eines Sinusgenerators und eines Lautsprechers Einzeltöne zu erzeugen und deren Dämpfung in Abhängigkeit von der Frequenz für die untersuchten Dämpfer zu ermitteln. Es ergaben sich unerwartete Schwierigkeiten, die in weiterführenden Versuchen behoben werden sollen. Als wichtiges Teilergebnis wurde aber festgestellt, daß in den Dämpfern eine gewisse Frequenzverschiebung eintritt.

Um wenigstens Anhaltswerte für die Drehklang-Dämpfung zu bekommen, wurde dem Lautsprecher ein Rauschsignal zugeführt und dessen Dämpfung bestimmt. Das Rauschsignal zeigt ungedämpft in der Terzanalyse ein breitbandiges Rauschen mit ausgeprägten tonartigen Einzelpegeln. Bild 4 zeigt das Terzspektrum des ungedämpften Signals zusammen mit den gedämpften Spektren zweier Versuchsdämpfer. Man erkennt deutlich die sehr unterschiedliche Qualität der Dämpfung. Die Frequenzabhängigkeit der Dämpfung wird noch näher zu untersuchen sein. Ferner sollen die Dämpfer an ausgeführten Motoren überprüft werden.

#### 4. Bewertung

Die abschließende Bewertung erfolgte so, daß für eine vorgegebene theoretische Geschwindigkeit  $w_{th}$  nach Bild 1 und 3 der resultierende Druckverlust sowie der Strömungsgeräuschpegel und die für das Rauschsignal erzielte Dämpfung ermittelt und in Tabellen aufgelistet wurden.

Tabelle: Beispiel für die Bewertung

Vergleich von Dämpfermaterialien für  $w_{th} = 10 \text{ m/s}$

Nr.	Dämpfer Werkstoff	Druckverlust $\Delta p$ (bar)	Gesamtschall- pegel bei Aus- strömung L (dB) (unbewertet)	Dämpfung Fremdgeräusch $\Delta L$ (dB) (unbewertet)
8	Paradur S 250	0,50	52	12
6	Paramoll N 302/325	0,55	51,5	25,5
7	Paramoll N 308/700	0,58	48	28
5	Kunststoff m. Filzeinl.	0,60	60	18,5
3	Stahlwolle	1,12	50	14,5
10	Paraskin N 70	1,75	57,5	16,5
11	Paraskin N 90	1,90	59	20

Die Hauptform handelsüblicher Dämpfer, der Sinterbronze-Dämpfer, der in zwei Varianten getestet wurde, erscheint wegen zu hoher Druckverluste von etwa 4 bar nicht in der Tabelle. Die Tabelle zeigt, daß die rein zufällig ausgewählten Versuchswerkstoffe zum Teil sehr günstige Eigenschaften bezüglich Schall und Druckverlust aufweisen und damit zur gezielten Suche nach weiteren geeigneten Werkstoffen und zur Entwicklung praktischer Dämpferkonstruktionen mit diesen Werkstoffen ermutigen.

#### 5. Literatur

- /1/ H.-J. Barth: Drehklang und Strömung als Schallquelle von Druckluft-Lamellen-Motoren  
Antriebstechnik 21 (1982), 6, S. 291-295

FEM-BERECHNUNGEN ZUR ERMITTLUNG DER VERFORMUNGSEIGENSCHAFTEN VON ZAHN-  
WELLENVERBINDUNGEN

J. Blechschmidt

1. Einleitung

Bei Zahnwellenverbindungen ist neben der Lastverteilung auf die einzelnen Zähne vor allem das Verformungsverhalten über die Länge der Verbindung von Interesse, zumal die Belastung aus der eigentlichen Welle-Nabe-Paarung in die angrenzenden Bauteile übergeleitet werden muß. Als besondere Schwachstelle hat sich dabei einerseits die Ausrundung am Fuß des Wellenzahnes beim Übergang in den ungekerbten Teil der Welle erwiesen, andererseits existiert das Lasteinleitungsproblem bei der allmählichen Übernahme der Beanspruchung von der Welle auf die Nabe oder umgekehrt.

Mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente wurden Modellrechnungen durchgeführt, die sich zum einen mit der Zahnverformung selbst, zum anderen mit der Lastverteilung in der ganzen Verbindung Welle - Nabe beschäftigten. Über die bisher vorliegenden Ergebnisse der Rechnungen, die für Zahnwellen mit Evolventenzahn nach DIN 5480 durchgeführt wurden, soll im folgenden berichtet werden.

2. Berechnungen am einzelnen ebenen Zahnmodell

2.1 Einspannmodelle

Jeder einzelne Wellen- bzw. Nabenzahn unterliegt unterschiedlichen Rückwirkungen aus dem Verhalten der Gesamtverbindung. Um nur einen einzelnen Zahn für sich alleine untersuchen zu können, müssen zwangsläufig Randbedingungen gewählt werden, die den äußeren Einfluß auf das Einzelelement "Zahn" möglichst wirklichkeitsnah berücksichtigen.

Für die Rechnungen an scheibenförmigen FEM-Modellen wurden drei verschiedene Einspannmodelle gewählt (Bild 1, 2, 3). Das Modell nach Bild 3 bietet folgende Vorteile:

- Es sind Kontrollmöglichkeiten für die Richtigkeit der leichter darzustellenden Einzeleinspannungen gegeben
- Der Materialeinfluß durch das Vorhandensein der Nachbarzähne wird erfaßt
- Verformungsbehinderung oder Verstärkung durch ggf. belastete Nachbarzähne können festgestellt werden.

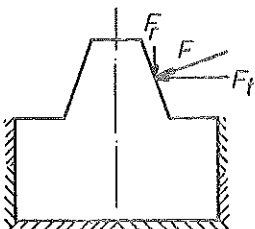


Bild 1: Vollwellen-  
einspannung

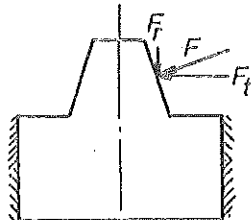


Bild 2: Hohlwellen-  
einspannung

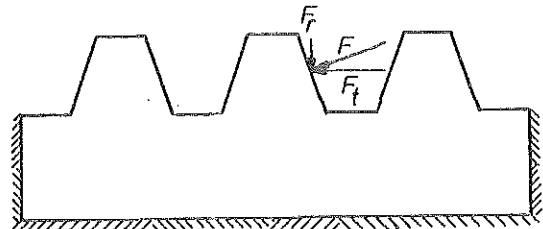


Bild 3: Zahngruppe

## 2.2 Belastung

Die Belastung für das Einzelmodell wurde als Kraftverteilung über die Höhe der Zahnflanke angenommen (Bild 4). Aus anderen Untersuchungen (1, 2) war bekannt, daß mit einer parabelförmigen Lastverteilung über die Zahnflanke eine gute Näherung an die Verhältnisse bei der Paarung Zahn - Gegenzahn erreicht wird.

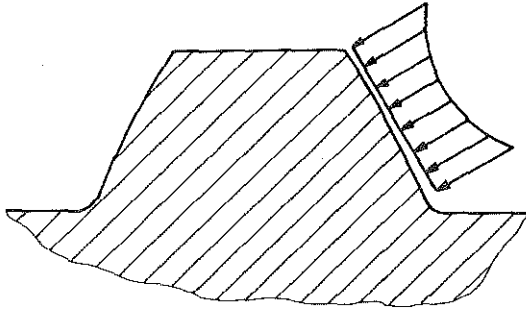


Bild 4: Kraftverteilung über die Zahnhöhe

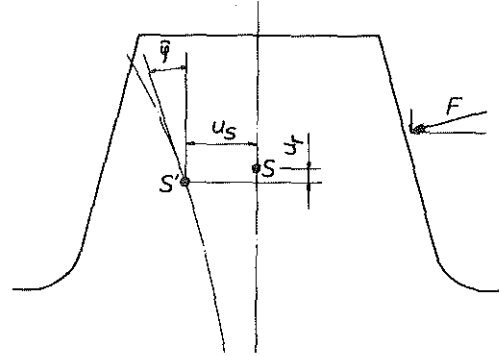


Bild 5: Zahnverformungen:  $u_s$  - Schubverformung,  $u_r$  - Radialverformung,  $\phi$  - Verdrehung

## 2.3 Verformung des Zahnes

Die Verformungen des Zahnes wurden durch drei Federsteifigkeiten beschrieben. Federsteifigkeiten haben den Vorteil, daß sie nur geometrieabhängig sind, denn im linearen System (wie bei der FEM-Rechnung) führen größere Belastungsgrößen zu größeren Verformungen, bei der Quotientenbildung hebt sich dieser Einfluß dann heraus. Die angenommenen Verformungen am Zahn zeigt Bild 5.

## 2.4 Rechenergebnisse

Stellvertretend und als charakteristische Größe für das Ergebnis der Variationsrechnung soll die Schubfedersteifigkeit erläutert werden. Die Dreh- und Radialfedersteifigkeit zeigen prinzipiell gleiche Tendenzen.

In allen Diagrammen (Bild 6, 7, 8) ist erkennbar, daß sich mit zunehmender Tiefe  $t_v$  die Federsteifigkeit auf einen festen Wert zubewegt, die Kurvensteigung nimmt  $v$  stetig ab. Die Einspannungen Voll- bzw. Hohlwelle unterscheiden sich nur bis zum Wert  $t_v = 7$ . Mit einer Einspannbreite von  $b_v = 2,00$  wird bzgl. absoluter Kurvenlage  $v$  und -steigung die beste Näherung an  $v$  die Zahngruppe erreicht. Zusätzliche Last auf die Seitenzähne bringt grundsätzlich keine neuen Verformungen. Als Nebenprodukt der Rechnungen konnten die Spannungen in der Zahnfußausrundung ermittelt werden. Die Ergebnisse aus den Betrachtungen der Verformungen wurden sehr gut bestätigt.

## 3. Berechnungen an räumlichen Modellen

### 3.1 Der räumliche Einzelzahn

Mit den Ergebnissen der ebenen Betrachtungen wurde eine Einspannung für den räumlichen Zahn gewählt. So war gewährleistet, daß die Randbedingungen die Aussage der Rechenergebnisse nicht negativ beeinflussen.

Die Zahnflankenbelastung über die Zahnhöhe wurde entsprechend Bild 4 angenommen, über die Zahnlänge wurden verschiedene Lastverteilungen durchgerechnet. Die sich aus den Rechenergebnissen ergebenden Verformungen sind in Bild 9 und Bild 10 dargestellt. Aus ihnen geht eindeutig hervor,

- daß sich die drei Verformungen im Verhalten über die Zahnlänge praktisch nicht unterscheiden.
- daß im Prinzip die aufgeprägte Lastverteilung in der Verformung wiederzufinden ist.

Dieses Ergebnis ist bemerkenswert. Es bedeutet nämlich, daß bei geeigneter vorgegebener Lastverteilung die Verformung der Zähne und damit die Belastung "einstellbar" wäre.

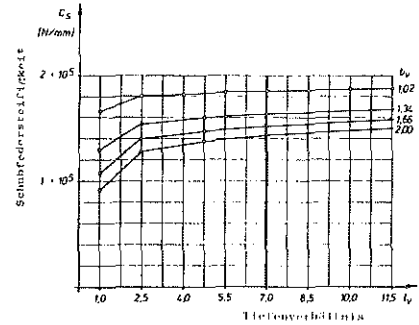
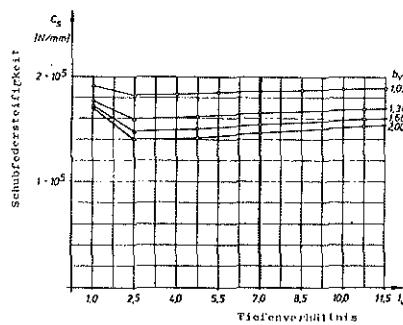
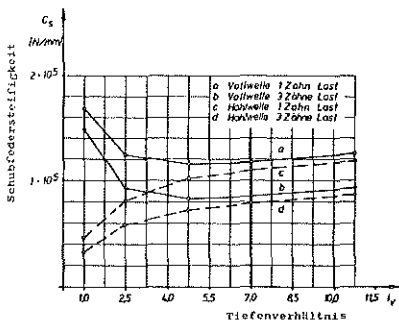


Bild 6:  $C_s$  für Mittelzahn der Zahngruppe

Bild 7:  $C_s$  für Vollwellenzahn

Bild 8:  $C_s$  für Hohlwellenzahn

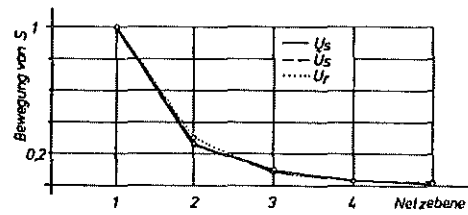
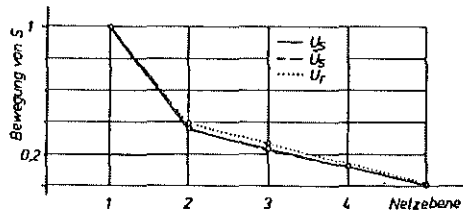
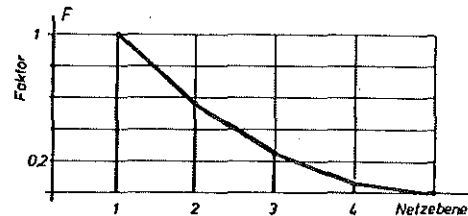
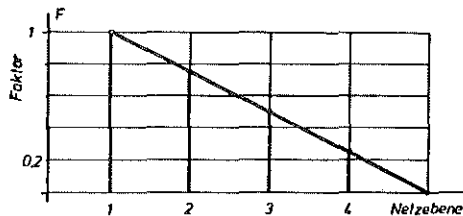


Bild 9: Lastverteilung - linear - und Verformung des räuml. Zahnes

Bild 10: Lastverteilung - quadratisch - und Verformung des räuml. Zahnes

### 3.2 Das räumliche Gesamtmodell

In weiteren Untersuchungen wurde eine FEM-Struktur entwickelt, Bild 11, die eine komplette Welle-Nabe-Verbindung nachbildete, die allerdings aufgrund beschränkter Rechnerkapazität vereinfacht ist. Es sollte untersucht werden, wie die Belastungseinleitung von der Welle auf die Nabe beeinflusst werden kann. Grundsätzlich ist das durch folgende Einflußgrößen möglich:

- Den Ort der Lastableitung an der Nabe
- Die Länge der Nabe
- Die Wanddicke der Nabe
- Die Außenkontur der Nabe

In bisherigen Rechnungen wurden die beiden letztgenannten Größen systematisch verändert. Ein für die Rechenergebnisse typischer Verlauf der Kerbspannungen im Zahnfußbereich der Welle, aufgetragen über die Länge der Verbindung, zeigt Bild 12. Beim Steifigkeitssprung, der Stelle, wo die Nabe auf der Welle beginnt, entsteht eine starke Belastungsüberhöhung, die sich zum Ende der Verbindung hin abbaut.

Die Variation des Durchmessers der Nabe brachte als Ergebnis, daß dünnere Naben eine gleichmäßigere Verformung und damit günstigere Lastverteilung bewirken. Die Veränderung der Nabenaußenkontur bestätigte die Vermutung, daß ein sich parabolisch oder exponentiell vergrößernder Außendurchmesser die Spannungsspitze aus der Lasteinleitungsstelle weggleitet.

### 4. Schlußbemerkung

Die Untersuchungen des Einzelzahnes lieferten wichtige Erkenntnisse über das Verformungsverhalten, z.B. kann der Wanddickeneinfluß schon hier abgeschätzt werden. Weiterhin konnte eine geeignete Einspannung für den räumlichen Zahn daraus abgeleitet werden.

Die räumlichen Untersuchungen ergaben, daß die Verformung des Zahnes über seine Länge - wie erwartet - in gewisser Weise einstellbar ist durch

- die aufgeprägte Lastverteilung.
- die vorgegebene Nabenaußenkontur.

Weitere Anstrengungen werden unternommen, um den Einfluß der Ölschicht auf die Belastung des Zahnes in der Verbindung zu prüfen, den Ort der Lastabnahme an der Nabe zu verändern und verschiedene Werkstoffpaarungen durchzurechnen.

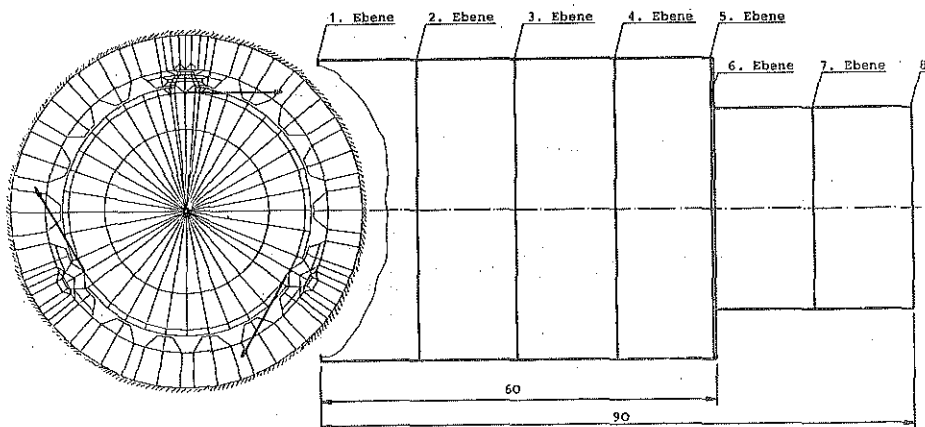


Bild 11: Finite-Element-Struktur des Welle-Nabe-Modells

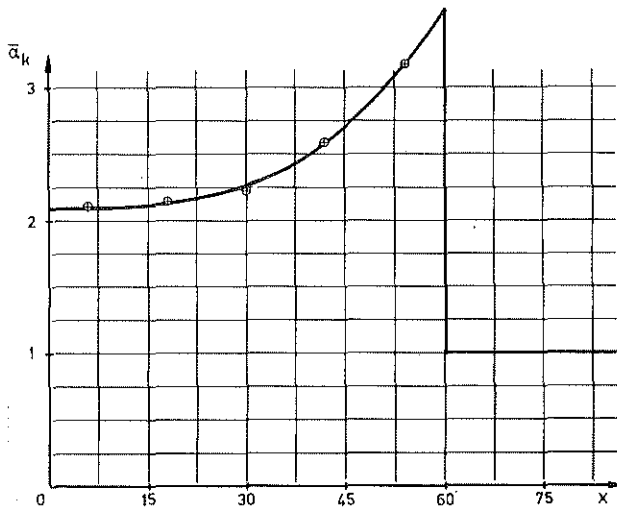


Bild 12: Normierte Zahnfußbelastung über die Verbindungslänge aufgetragen

## 5. Literatur

- /1/ Dietz, P.: Die Berechnung von Zahn- und Keilwellenverbindungen (Lastaufteilung, Lasteinleitung und Zentrierverhalten von Welle-Nabe-Verbindungen nach dem Prinzip der Zahn- oder Keilwellenverbindungen als Hauptkriterium der Übertragungsfähigkeit)  
Selbstverlag des Verfassers, Juli 1978
- /2/ Rohn, H.: Spannungsoptische Untersuchungen von Zahn- und Keilwellenverbindungen zur Ermittlung des Tragverhaltens über die Zahnhöhe  
Studienarbeit am Institut für Maschinenwesen, unveröff.
- /3/ Liebe, A.: Finite-Element-Rechnung zur Ermittlung der Lastverteilung über die Länge einer Zahnwellenverbindung  
Diplomarbeit am Institut für Maschinenwesen, unveröff.
- /4/ Blechschmidt, J.: Finite-Element-Rechnung zur Ermittlung des elastischen Verhaltens der Zähne einer Zahnwellenverbindung  
Diplomarbeit am Institut für Maschinenwesen, unveröff.



## ERFAHRUNGSBERICHTE AUS DEM GEBIET DER DYNAMISCHEN SPANNUNGSOPTIK

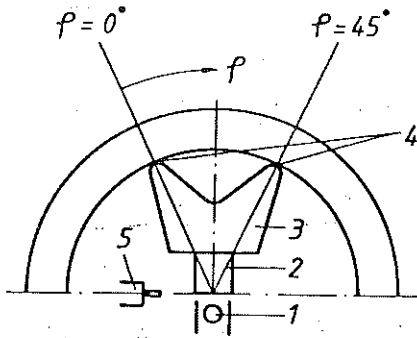
E. Hengsberger

Dynamische Spannungszustände verursachen in Bauteilen grundsätzlich andere Beanspruchungen als statische. Sie resultieren aus stoßartigen Belastungen, wobei man zwei Extremfälle unterscheiden kann, nämlich den weichen Stoß mit so langer Stoßdauer, daß die zeitliche Kraftänderung und damit auch die Änderung der Massenkkräfte klein bleiben. In solchen Fällen verschwinden die Spannungen - näherungsweise - praktisch sofort nach Beendigung des Stoßes. Dieser wird daher auch als quasistatisch bezeichnet. Im anderen Extremfall, nämlich dem harten Stoß, ist die Stoßdauer sehr kurz. Hier sind die Spannungswellen dominierend und die Spannungsverteilung wird von der örtlichen Teilchenbeschleunigung bestimmt.

Ob ein quasistatischer oder harter Stoß vorliegt ergibt sich aus dem Verhältnis der Stoßdauer zur Durchlaufzeit der Spannungswelle durch das Bauteil. Die Durchlaufzeit ist gekennzeichnet durch die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Longitudinalwelle (Kompressionswelle). Ist die Durchlaufzeit der Spannungswelle kürzer als die Stoßdauer, handelt es sich um einen quasistatischen Stoß, da es zu Überlagerungen kommt, die ein nahezu statisches spannungsoptisches Bild ergeben. Ist die Durchlaufzeit der Spannungswelle länger als die Stoßdauer, handelt es sich um einen harten Stoß.

Ein rein dynamischer Vorgang, eigentlich mehr aus dem Bereich der Bruchmechanik, wird zur Zeit am Institut untersucht. Dabei werden Forschungen zur Demontage zylindrischer Behälter durchgeführt, die durch Sprengung in möglichst gleichmäßig große, besser gesagt kleine Teilstücke erfolgen soll. Vor der Sprengung soll der Behälter mit flüssigem Stickstoff gefüllt werden, um den Behälterwerkstoff zu verspröden und damit die Zerstörung des Behälters durch Zündung einer zentralen und mehrerer über Umfang und Höhe verteilter Sprengladungen zu erleichtern. Außerdem ist daran gedacht, die Behälterinnenwand vor der eigentlichen Sprengung durch Zündung von Sprengschnüren in der Vertikalen vorzuerkerben. Es wurden bereits Versuche an Druckbehältermodellen im Maßstab 1 : 20 vorgenommen, die zu einem Bruch der Behälterwand sowohl an der Druckeinleitungsstelle als auch - in Umfangsrichtung gesehen - genau zwischen zwei Druckeinleitungsstellen führte, wobei acht Ladungen über den Umfang verteilt waren.

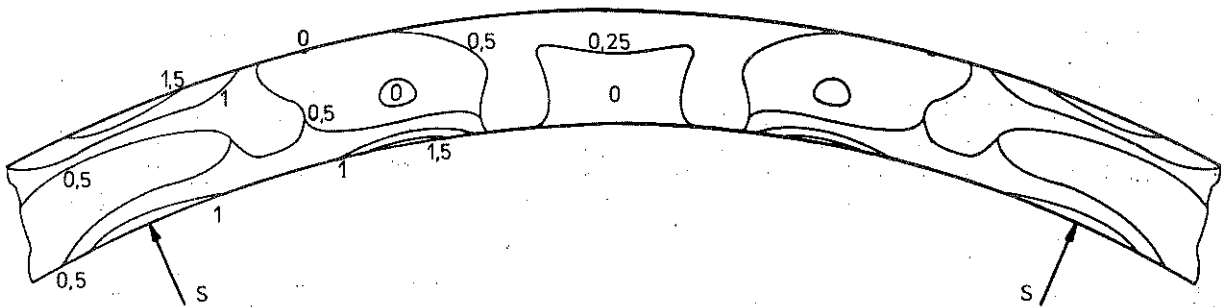
Die Aufgabe bestand nun darin, Aussagen über die Lage und relative Höhe der durch die Druckwellen und deren Überlagerungen hervorgerufenen Spannungsmaxima bzw. deren Erhöhung durch Kerben zu treffen. Die Versuche wurden an einem ringförmigen Modell durchgeführt. Um die Überlagerung zweier Spannungswellen beobachten zu können, stellte sich zum ersten Mal in der dynamischen Spannungsoptik das Problem der gleichzeitigen Lasteinleitung an zwei Stellen des Modells. Erste Versuche mit einem Stoßübertrager aus Stahl, der unten angeschossen wurde und die Stoßwellen über die beiden Spitzen an das Modell abgeben sollte, führten nicht zum gewünschten Ergebnis, da er kaum einen Stoß auf das Modell übertrug und sich infolgedessen keine auswertbaren Spannungszustände im Ring ergaben. Erst eine leichtere Ausführung aus Araldit brachte das gewünschte Ergebnis, obwohl in ihr durch die geringere Steife



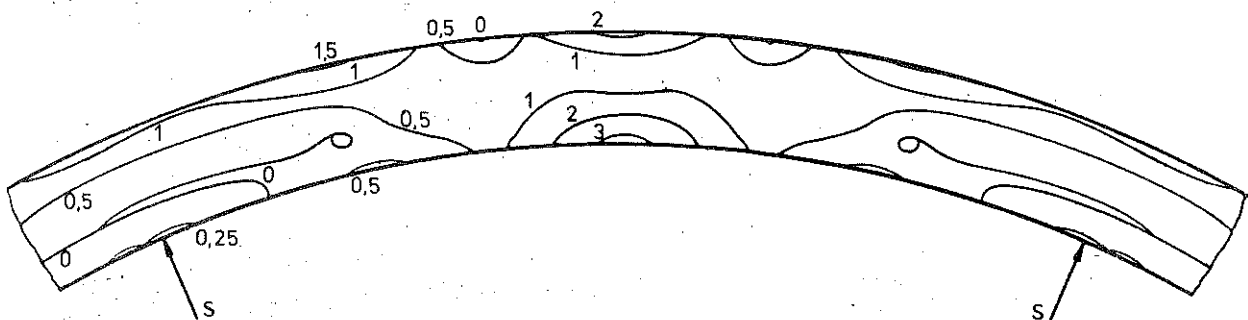
Modell mit Stoßübertragungskörper

Versuchsordnung

- 1: Druckluftrohr (Schießrohr)
- 2: Zylinderrolle zur Stoßübertragung (Amboß)
- 3: Stoßübertragungskörper für 2 Stoßeinleitungsstellen
- 4: Ort der Stoßeinleitung in das Kreisringmodell
- 5: Lichtschranke



Isochromatenverteilung für ungekerbten Ring bei der Verzögerungszeit  $t = 150 \mu s$  ( S = Stoßeinleitung )



Isochromatenverteilung für ungekerbten Ring bei der Verzögerungszeit  $t = 220 \mu s$  ( S = Stoßeinleitung )

gegenüber der Stahlausführung erhebliche Schwingungen auftraten, die aber im untersuchten Zeitraum nach Stoßbeginn nicht zu einer mehrfachen Stoßeinleitung in das Modell führten.

Die Auswertung der spannungsoptischen Aufnahmen ergab, daß durch die Stoßeinleitung neben der Longitudinalwelle eine Oberflächenwelle entsteht. Diese läuft mit fast konstanter Amplitude an der Innenseite des Modells entlang, wobei es beim Zusammentreffen der beiden Oberflächen-Wellen nahezu zu einer Spannungsverdoppelung kommt, die Ursache für den Bruch zwischen den Krafteinleitungsstellen sein könnte. Nach der Überlagerung nimmt die Spannungsamplitude zwischen den Stoßstellen ab und der Ring geht in einen Biegeschwingungszustand über.

Nach diesem Ergebnis stellte sich die Frage, ob durch Anbringen einer Kerbe in der Mitte zwischen den Stoßstellen eine weitere Spannungserhöhung erreicht werden kann, was sich in den entsprechenden Versuchen bestätigte. Die Zugspannungen im Kerbgrund erreichten ungefähr die doppelte Höhe im Vergleich zum ungekerbten Modell.

Weiterhin sollte geklärt werden, ob bei einer Lasteinleitung an einer Kerbe im Ring auch die vorher beobachteten Oberflächen-Wellen, d.h. Zugwellen entstehen. Da, versuchstechnisch bedingt, bei zwei Lasteinleitungsstellen vier Anlagepunkte auftreten, die zu einer Mehrfachpassung führen, konnte keine gleichmäßige Stoßeinleitung erreicht werden. Die Versuche wurden dann an einem Behältersegment mit einer Kerbe und einer Lasteinleitungsstelle fortgesetzt, obwohl dann natürlich eine Überlagerung der Spannungswellen nicht mehr beobachtet werden konnte. Andererseits zeigt sich aber deutlich, daß auch hier eine Oberflächen-Welle erzeugt wird, die örtlich begrenzt am Rand des Modells entlang läuft. Außerdem ergibt sich nach Stoßende im Kerbgrund eine, im Vergleich zu den anderen auftretenden Spannungen, recht hohe Zugspannung im Kerbgrund.

Insgesamt gesehen lassen sich aus den spannungsoptischen Untersuchungen leider nur qualitative Aussagen über die Vorgänge treffen, da die unbekanntesten Stoßkräfte und Stoßgeschwindigkeiten durch das Zwischenglied bei dieser Untersuchung eine Auswertung unter Anwendung der Modellgesetze kaum ermöglichen. Weiterhin verhindert die verfahrensbedingte Beschränkung auf 2-dimensionale Modelle eine wirklichkeitsgetreue Aussage über die eigentlich räumlichen Hauptausführungen und die sich daraus ergebenden räumlichen Spannungszustände.

## ERHÖHUNG DER LEBENSDAUER DURCH OPTIMIERUNG DER BAUTEILGESTALT

### A. Hirchenhain

Bei der Planung und beim Betrieb moderner Hüttenwerksanlagen werden zuverlässige Zahlen über die Belastbarkeit und die zu erwartende Lebensdauer der Maschinen und ihrer Teile gefordert. Wenn Konstruktionen von den älteren, über die Erfahrungen und Berechnungsgrundlagen vorliegen, wesentlich abweichen - und das ist bei den heutigen Neu- und Variantenkonstruktionen praktisch immer der Fall - werden exakte Verfahren zur Vorausbestimmung der Spannungen und damit der Festigkeit und Lebensdauer benötigt. Ihre Berechnung mit den bekannten Methoden der elementaren oder auch der höheren Festigkeitslehre ist selbst bei relativ einfachen Maschinenteilen wenn überhaupt nur näherungsweise möglich, sodaß experimentelle Untersuchungsverfahren immer häufiger zum Einsatz kommen.

Die Lebensdauer von Bauteilen wird von der Höhe der maximal auftretenden Spannungen bestimmt; deren Höhe ist bei gegebener Belastung ausschließlich von der Bauteilform abhängig. Die Art des Werkstoffs spielt nur insofern eine Rolle, als die Höhe der von verschiedenen Werkstoffen ertragbaren Spannungen (Zugfestigkeit, Streckgrenze) unterschiedlich ist. Durch eine festigkeitsgerechte Formgebung der Bauteilgestalt kann also eine erhebliche Reduzierung bezüglich der auftretenden Spannungshöhe (Abbau von "Spannungsspitzen") erreicht werden. Dies soll am Beispiel eines Schadensfalls aus dem Schwermaschinenbau aufgezeigt werden.

Nach einer erforderlich gewordenen Reparaturschweißung an den Rahmenständern einer Profilkaltschere (Bild 1) wurde während eines repräsentativen Schnittprogramms durch Messungen mittels Dehnungsmeßstreifentechnik\* festgestellt, daß sowohl die vorhandenen Langlöcher als auch die zugbeanspruchten Rahmen-ecken nicht dauerfest gestaltet waren. Dies konnte auch durch neu entdeckte Anrisse bereits eine Woche nach der Messung belegt werden.

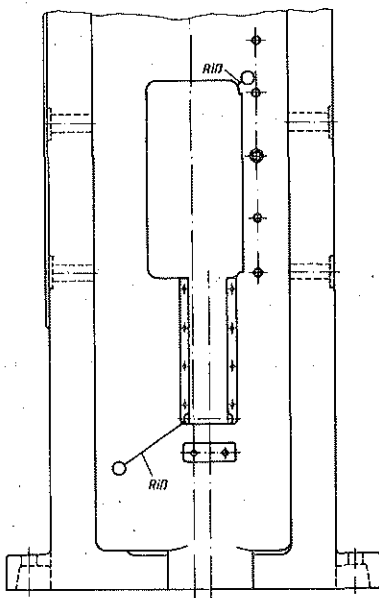


Bild 1: Profilkaltschere mit zwei Anrissen

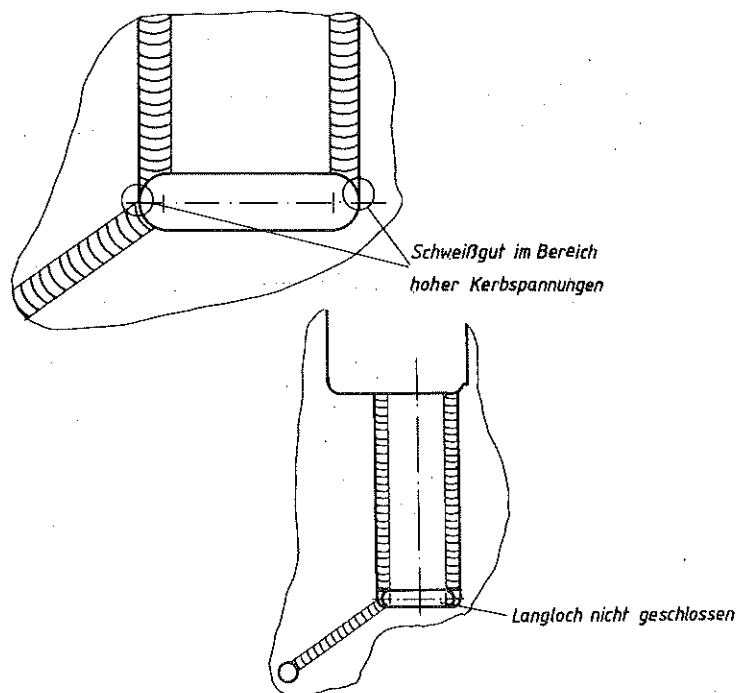


Bild 2: Lage der Schweißnähte nach erfolgter erster Reparatur (Ausschnitt)

Bei der Reparaturschweißung waren Schweißnähte in Bereiche hoher Spannungsspitzen gelegt worden (Bild 2); ferner wurde der Einfluß der Gestaltänderung (teilweises Zuschweißen eines Ständerfensters für den Hochhalter) auf die damit verbundene Erhöhung der Spannungsverteilung an anderen Stellen nicht berücksichtigt (Bild 3).

Für eine erforderliche Verringerung der Spannungsspitzen um mindestens 50 % wurde aufgrund spannungsoptischer Modellversuche<sup>3\*</sup> im Rahmen der konstruktiven Möglichkeiten eine Erhöhung der Kerbradien von R40 auf R240 unter Verwendung eines Formstückes in Verbindung mit einer kalkbasierten Auftragsschweißung an den Übergängen zum Stahlgußrahmen vorgeschlagen.



Bild 4: Stahlgußrahmen mit Formstück (fehlerhafte Ausführung)

Bild 3: Spannungsoptischer Modellversuch zur Ermittlung der Spannungsspitzen

Eine Beanspruchungsmessung an den anrißgefährdeten Stellen lieferte jedoch nur eine Spannungsreduzierung auf 70 %, weil der Übergang vom Formstück zum Stahlgußrahmen entgegen den Empfehlungen nicht stetig genug ausgeführt war und somit die höchste Beanspruchung in den Bereich der Auftragsschweißung mit vergleichsweise niedrigen Dauerfestigkeitswerten gegenüber dem Grundwerkstoff verlagert wurde (Bild 4). Deshalb wurde eine weitere Nachbesserung erforderlich, zumal neben dem ursprünglich verwendeten Knüppelwerkstoff nun auch ein Werkstoff mit einer um 15 % höheren Scherfestigkeit eingesetzt wurde.

In weiteren spannungsoptischen Versuchen (Bild 5) wurde für den vorliegenden Beanspruchungsfall eine festigkeitsmäßig optimale Form für die Rahmenecken ermittelt (erweiterte keilförmige Auftragsschweißung (Bild 6), die auch die beim Schneiden zusätzlich auftretenden "Kaukräfte" (teilweise bis zu 100 % der Schnittkräfte) berücksichtigt, weil diese Kräfte erst in Verbindung mit den am Formstück gemessenen Spannungen ausreichend analysiert werden konnten.

Abschließende DMS-Messungen bestätigten, daß die im Meßzeitraum erfaßten Beanspruchungen nicht den Dauerfestigkeitswert der Zug-Schwell-Beanspruchung des Formstückes und des kalkbasierten Schweißgutes erreichten und somit die Ermüdungsbeanspruchung der untersuchten anrißgefährdeten Bereiche betriebsicher unterhalb der Dauerfestigkeit liegt.

<sup>3\*</sup>Die DMS-Messungen wurden vom Institut für Hüttenmaschinen und Maschinelle Anlagentechnik der TU Clausthal (Prof. Dr.-Ing. F.W. Griese), die spannungsoptischen Untersuchungen vom Institut für Maschinenwesen durchgeführt.

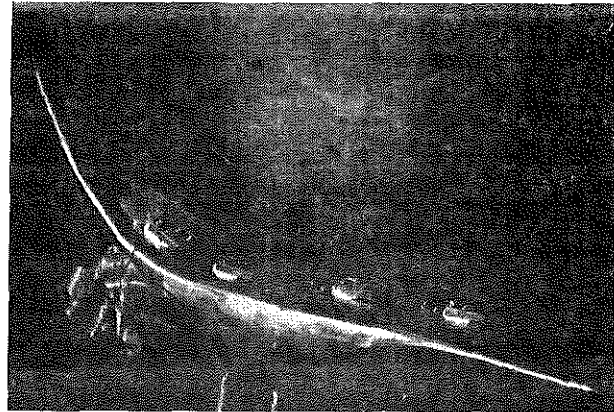


Bild 6: Dauerfeste Ausführung der Rahmenecken (Formstück mit erweiterter keilförmiger Auftragsschweißung)

Bild 5: Spannungsoptischer Modellversuch (optimierte Form) mit Berücksichtigung der "Kaukräfte"

Das aufgezeigte Beispiel aus dem Schwermaschinenbau sollte Aufschluß darüber geben, daß sowohl aufgetretene Schadensfälle als auch Neu- und Variantenkonstruktionen (sog. "Prototypen") mit Hilfe spannungsoptischer Untersuchungen festigkeitsmäßig analysiert werden können. Dies ist gerade in der Entwicklungs- und Projektierungsphase von entscheidender Bedeutung, da Messungen beispielsweise mit Hilfe von DMS an noch nicht ausgeführten Konstruktionen nicht durchgeführt werden können. Die Spannungsoptik bietet hier entscheidende Vorteile, da sie sich die Modellgesetze zunutze macht. Dabei ist die Anwendbarkeit nicht nur auf ebene scheibenförmige Bauteile begrenzt. Gerade das räumliche Erstarrungsverfahren, auch als Einfrieremethode bekannt, gestattet die Untersuchung allgemeiner dreidimensionaler Spannungszustände unter kompliziertesten Beanspruchungsverhältnissen. Die Spannungen im Modell werden exakt bestimmt, da die Doppelbrechungseffekte den Spannungen genau entsprechen. Die Übertragbarkeit der Modellergebnisse auf das Original ist immer dann gegeben, wenn geometrische Ähnlichkeit der Form und der Lastaufbringung vorliegt. Die experimentellen Untersuchungen lassen sich in verhältnismäßig kurzer Zeit durchführen. Dabei liegt der wesentliche Zeitaufwand in der Modellherstellung, obwohl diese in der Regel in verkleinerten Maßstäben angefertigt werden.

## FORSCHUNG UND INGENIEURAUSBILDUNG AN FACHHOCHSCHULEN IN NRW

K. Kühling

Den 1971 gegründeten Fachhochschulen wird durch das Fachhochschulgesetz von 1979 neben den Universitäten und Gesamthochschulen in gewissem Umfang das Recht auf Forschung gewährt. Ihre Hauptaufgabe ist nach wie vor die Ausbildung von Ingenieuren mit Praxisbezug.

Forschungs- und Entwicklungsaufgaben und -vorhaben dienen der wissenschaftlichen Grundlegung und Weiterentwicklung der anwendungsbezogenen Lehre und des Studiums in der Fachhochschule und haben in der Regel die Anwendung wissenschaftlicher Erkenntnisse und Methoden in der Praxis einschließlich der Folgen, die sich aus der Anwendung ergeben können, zum Gegenstand. So steht es in § 64 FHG.

An den Universitäten ist Forschung eine Hauptaufgabe, an den Fachhochschulen dagegen stehen Lehre und Ausbildung im Vordergrund, neben einer eventuellen direkten Anwendungsmöglichkeit von Forschungs- und Entwicklungsergebnissen. Der damit festgelegte Unterschied entspricht den Grundsätzen für eine Differenzierung der Verbindung von Forschung und Lehre, wie sie auch der Wissenschaftsrat empfohlen hat.

In der Wahrnehmung ihrer Aufgaben in Forschung und Entwicklung sind den Fachhochschulen von vornherein bestimmte Grenzen gezogen, die in der Größenordnung der Mittelausstattung, in der personellen Situation und in der Höhe der Lehrverpflichtungen zum Ausdruck kommen.

Deshalb und im Hinblick auf die eigenständigen Ausbildungsaufgaben der Fachhochschulen kommen für sie in Forschung und Entwicklung vor allem solche Fragestellungen und Problemlösungsverfahren in Betracht, die der unmittelbaren Erschließung und Umsetzbarkeit von wissenschaftlichen Erkenntnissen in die Praxis dienen. Außerdem stellen sich ihnen wichtige Aufgaben in der technisch-wissenschaftlichen Beratung.

So haben sich die Fachhochschulen schon seit längerer Zeit die Wahrnehmung wissenschaftlicher, insbesondere betriebswirtschaftlicher und technischer Beratung von mittleren und kleinen Unternehmen der jeweiligen Region zur Aufgabe gemacht. Sie wird in Baden-Württemberg durch die Steinbeis-Stiftung für Wirtschaftsförderung in Stuttgart und in Nordrhein-Westfalen durch den Technischen Beratungsdienst NRW (TBNW) organisiert. In NRW hat sich diese Institution in den vergangenen Jahren nach Kenntnis des Verfassers bestens bewährt und wird, nachdem ihre Existenz auch bei Kleinbetrieben bekannter geworden ist, immer häufiger in Anspruch genommen. In anderen Ländern befinden sich entsprechende Beratungsdienste im Aufbau oder in der Planung.

Diese Beratung kommt beiden Seiten zugute:

- Kleineren und mittleren Unternehmen, die sich keine eigene, kostenaufwendige Forschungs- und Entwicklungsabteilung einrichten können, verhilft sie, sich dem Stand der Technologie anzupassen und sich damit auf dem Markt zu behaupten.

- Den beteiligten Fachhochschulen und Professoren eröffnet die Beratung Verbindungen zu anwendungsbezogener Forschung und Entwicklung, die auch der Entwicklung und wissenschaftlichen Aktualisierung der Lehre zugute kommen können. Die mit der Beratung verbundenen Einnahmen erlauben gegebenenfalls, soweit sie den Fachhochschulen als Institution zufließen, eine Verbesserung der materiellen Voraussetzungen zur Durchführung eigener Forschungs- und Entwicklungsvorhaben.

An den Fachhochschulen stehen die für die Lehre ohnehin erforderlichen Bibliotheken und technischen Einrichtungen zur Verfügung. Sie für Forschung und Entwicklung und besonders für die Vorbereitung konkreter Vorhaben zu nutzen, wird in vielen Fällen bereits einen nennenswerten Aktionsradius erschließen. Umfang und Qualität dieser Grundausstattung müssen ihrerseits an den Aufgaben der Fachhochschulen zur Pflege der Wissenschaft und der Künste orientiert werden. Ebenso müssen Bibliotheken und Laboratorien in ausreichendem Maße ausgestattet sein.

Im Jahre 1980 hat der Minister für Wissenschaft und Forschung des Landes NRW unter dem Thema: "Bericht und Leitvorstellungen zur Situation und Entwicklung der Forschung in NRW" dazu Stellung genommen, daß es in einzelnen Fällen sinnvoll sein kann, bei günstigen personellen und sachlichen Voraussetzungen und nach Abstimmung mit anderen Einrichtungen am Ort oder in der Region im Rahmen der Ausbau- und Entwicklungsplanung des Landes auch an Fachhochschulen Einrichtungen für Forschung und Entwicklung zu schaffen. Konkrete Maßnahmen sind nach Informationsstand des Verfassers bis heute allerdings nicht eingeleitet worden, zumindest nicht an der Fachhochschule Lippe.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß erste kleine Schritte auf dem Wege zur Verwirklichung der gesetzlichen Möglichkeiten auf dem Sektor der Forschung und Entwicklung verwirklicht wurden. Es bleibt aber festzustellen, daß die zur Verfügung stehenden Mittel äußerst begrenzt sind und daß von den beteiligten Fachhochschul-Professoren zusätzliches Engagement neben ihren eigentlichen Dienstobliegenheiten erforderlich ist.



## OPTIMIERUNG EINER VERZÄHNUNGSGEOMETRIE MIT HILFE DER EBENEN UND RÄUMLICHEN SPANNUNGSOPTIK

H. Lorenz

Planierdrauben und Bagger, in der Fachsprache Laderauben, sind beim Einsatz im Steinbruch, im Spülfeld, beim Straßenbau und ähnlichen anderen Fällen sehr hohem Verschleiß ausgesetzt durch eine Mischung aus feinkörnigem Sand sowie Gestein mit Wasser. Als Beispiel dient die in Bild 1 dargestellte Planierdraube im Spülfeld.

Besonders betroffen sind dabei die Scharniergelenke der Ketten, die sich außer der Krümmung an Antriebs- und Umlenkrädern durch die Anpassung an unebene Böden ständig bewegen müssen. Zur Verminderung der Reibung und damit Geräusch und Verschleiß wurden vor einiger Zeit gedichtete, geschmierte Buchsen-Bolzenverbindungen für die Ketten entwickelt, die sich gegenüber herkömmlichen Ketten praktisch völlig durchgesetzt haben (Bild 2).

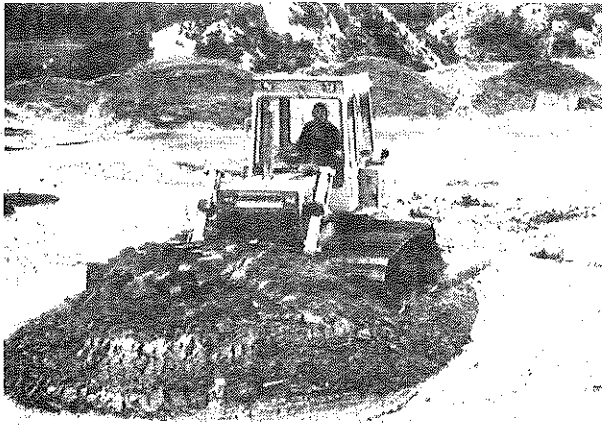


Bild 1

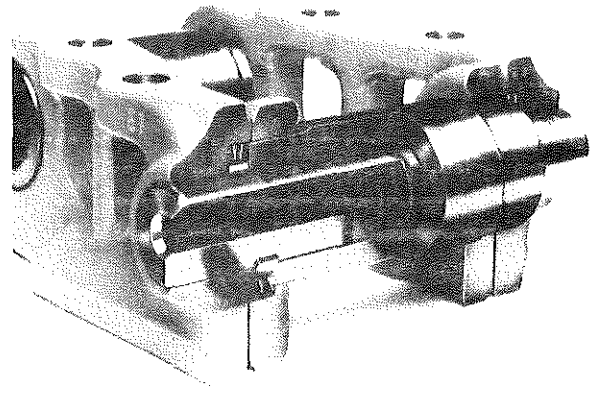


Bild 2

Mit den gedichteten Kettengelenken wurde ein Kettenschloß nötig, das die Kette zwischen zwei Bolzen trennbar verbindet. Dieses Kettenschloß mußte so gestaltet werden, daß es

- mindestens die Festigkeit "normaler" Glieder erreichte,
- gut montierbar war
- für Bodenplatte und Verbindungsschrauben keine höheren Beanspruchungen brachte als ein "normales" Kettenglied und
- gegen Quer-Ausrasten bei Verdrillung der Kette gesichert war.

Für die optimale Aufnahme des Längszuges eignete sich eine vertikale Kreisbogengeometrie, deren Mittelpunkt auf der Verbindungslinie Bolzen-Bolzen liegt. Schwieriger war die Frage der Geometrie im horizontalen Schnitt.

Hier wurde zunächst eine 2-Zahn-Verbindung vorgeschlagen. In Versuchen an ebenen Modellen zeigten sich jedoch sehr schnell einige Schwächen dieser Version:

- Die Zähne trugen unterschiedlich, da sie nicht gleichmäßig auf der Mittellinie der Kraftangriffspunkte lagen.
- Verzahnungsfehler erhöhen den unterschiedlichen Traganteil.
- Die Sicherung gegen Quer-Ausrasten fehlt.
- Auch bei Erhöhung der Last trägt die Nase auf der Buchsenseite nicht mit.

Daraufhin wurde eine 1-Zahn-Geometrie erarbeitet, deren Zähne fast so lang sind wie der Reststeg, mit ausgerundeten Ecken und einer Ausrastsicherung in der lastfreien Nase.

Zum Erreichen dieser Geometrie wurden folgende Parameter stufenweise variiert:

- Die Zahnbreite, die einen Einfluß auf die Biegebeanspruchung im Steg der Gegenverzahnung hat.
- Die Zahnhöhe, die die Zahnfußspannung und die Dicke des Steges bestimmt.
- Die Ausrundungsradien am Fuß der tragenden Zahnflanke und am Steg.

Die erarbeitete Kontur erwies sich bei gleicher Last als Optimum (vgl. Bild 3).

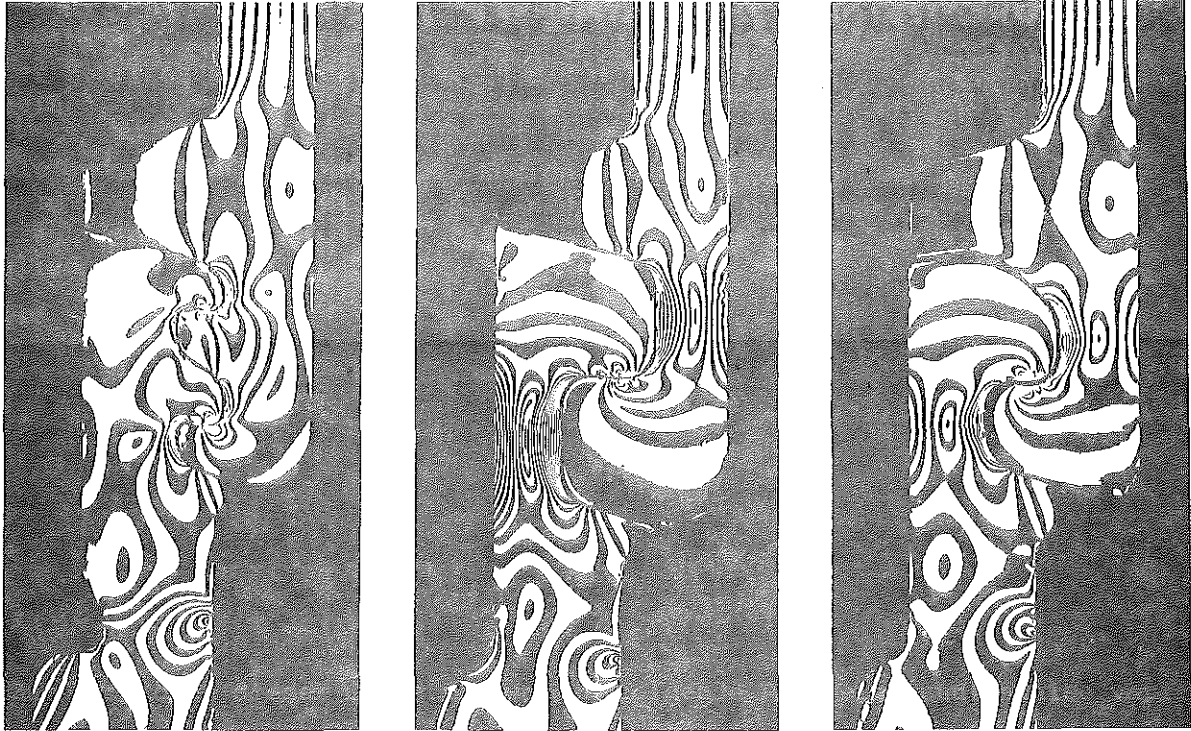


Bild 3

Der Einfrierversuch der räumlichen Modelle bestätigte die ebene Versuchsreihe.

Die endgültige Ausführung des Kettenschlosses, die mit der Fertigung abgestimmt wurde, zeigt Bild 4. Sie erfüllt alle gestellten Forderungen und trägt mindestens 150 % der statischen Bruchlast eines "normalen" Ketten- gliedes.

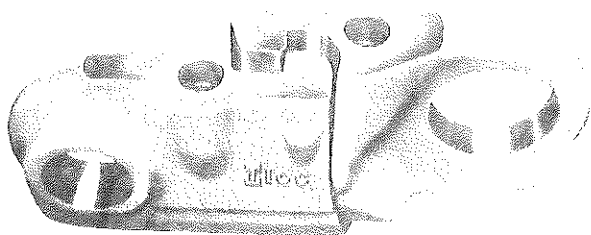


Bild 4

## PRINZIPIELLES VORGEHEN BEI DER DIMENSIONIERUNG VON AXSEN FÜR NUTZFAHRZEUGE UND BAUMASCHINEN

### A. Schlönski

Der Dimensionierung der Achsen schwerer Nutzfahrzeuge und Baumaschinen kommt eine besondere Rolle zu, da die Kosten für Achsen den Preis eines Fahrzeuges erheblich beeinflussen. Darüber hinaus sind sie mitentscheidend für das Einsatzprofil der Fahrzeuge. Versagen Achsen, stellen sie ein großes Gefährdungspotential dar, das zu schweren Personen-, Sach- und Vermögensschäden führen kann.

Besonders Bremsen, Lenkungsteile, Felgen, Naben, Achsschenkelzapfen, Achsbrücken u. ä. dürfen daher in der gesamten Nutzungsphase der Fahrzeuge nicht plötzlich ausfallen. Um dieses Ziel zu erreichen, wurde bis vor wenigen Jahren bei der Dimensionierung von Achsen eine überwiegend theoretische Vorgehensweise praktiziert, die stark von den Erfahrungen einzelner Ingenieure geprägt war.

Auch wenn die neu entwickelten Achsen in Null-Serienfahrzeugen bestimmten Erprobungen unterworfen wurden, konnte man letztlich erst in der fortgeschrittenen Nutzungsphase erkennen, ob Schäden aus Dimensionierungsmängeln resultieren würden.

Im einzelnen wurden entsprechend den Gesetzmäßigkeiten der Fahrzeugmechanik für idealisierte Fahrzustände die Kräfte berechnet, die auf die Fahrzeuge während verschiedener Fahrmanöver oder Arbeitsphasen einwirkten. Statik und Dynamik wurden tagelang bemüht, um die Kräfte und Momente zu bestimmen, die auf die einzelnen Fahrzeugkomponenten während der verschiedenen Fahrmanöver ausgeübt wurden. Der Rechnung zugänglich waren dabei nur definierbare Schnittstellen wie feste Einspannung, gelenkige Einspannung, freie Verschiebung in einer Richtung o. ä.. Über die bekannten Gesetzmäßigkeiten der Festigkeitslehre ließen sich die inneren Schnittkräfte und Schnittmomente (Bild 1) ermitteln, die superpositioniert und mit der Querschnittsgeometrie verknüpft zu Spannungen bzw. zu Dehnungen führten.

Setzte man die jeweiligen Festigkeitswerte der klassischen Werkstoffkunde in Relation zu den so ermittelten maximalen Spannungen, erhielt man Vergleichszahlen, die man als Sicherheitsfaktoren betrachtete. Je nach dem Gefährdungspotential wurden Sicherheitsfaktoren zwischen 1,5 und 2,5 angestrebt.

Die Hauptnachteile dieser Verfahrensweise:

1. Großer zeitlicher Aufwand für Techniker und Ingenieure mit Erfahrung in der Dimensionierung von Achsen.
2. Eigene Auffassungen der Techniker und Ingenieure zu Sicherheit, Einsatzhärte und Wirtschaftlichkeit führten zu Achskonstruktionen unterschiedlicher Güte.
3. Große Toleranzbreite des Verhältnisses festgelegtem zu erforderlichem Materialeinsatz, da
  - 3.1 einsatzspezifische Bedingungen,

- 3.2 fahrzeugspezifische Bedingungen,
- 3.3 Geometrieinfluß,
- 3.4 tatsächlich ertragbare Spannungen des Werkstoffes kaum bekannt waren oder nicht berücksichtigt werden konnten.

Heute wird eine Kombination von theoretischer und experimenteller Vorgehensweise bei der Dimensionierung von Achsen angewendet, die geprägt wird durch die Computertechnik, ohne daß auf die Erfahrung aus den bisher ausgeführten Achskonstruktionen verzichtet wird.

In einem komplexen Rechenprogramm sind die Gesetzmäßigkeiten der Mechanik zur Dimensionierung von Fahrzeugachsen als theoretischer Rahmen festgeschrieben. Durch bestimmte Faktoren wird dieser den jeweiligen, tatsächlichen Verhältnissen angepaßt. Die Größe und die Verknüpfungen der Faktoren wurde für die o. a. Fahrzeuge experimentell ermittelt. Bild 2 soll anhand eines einfachen Beispiels die Vorgehensweise verdeutlichen.

Die angegebenen Formeln für die maximale Biegespannung und die maximale Durchbiegung gelten für den mittig belasteten Biegebalken mit beliebigen Einspannbedingungen.  $K_1$  und  $K_2$  beschreiben diese Einspannverhältnisse. Hat man einmalig für diesen Typ von Einspannung  $K_1$  und  $K_2$  durch experimentelle Bestimmung von  $\sigma_b$ ,  $f$  und  $F$  ermittelt, kann man für jeden anderen Biegebalken mit diesen Einspannverhältnissen  $\sigma_b$  und  $f$  relativ genau berechnen.

Im Bild 3 ist gezeigt, wie dieses sinngemäß auf die Dimensionierung von Achsbrücken übertragen worden ist.

Für die maximale Biegespannung gilt

$$\sigma_b = \frac{Al/2 \cdot K_{geo}}{W} \quad (1)$$

$Al/2$  entspricht dabei der belastenden Kraft  $F$  und  $W$  einem Widerstandsmoment.  $K_{geo}$  ist die Konstante, die die tatsächliche Geometrie der Achse wie Länge und Kerbformen, aber auch den tatsächlichen Einfluß von Achsaufhängung, Achsanordnung, Reifen und vor allem von fahrzeug- bzw. einsatzbedingten Lastüberhöhungen berücksichtigt.  $K_{geo}$  kann heute für jedes Fahrzeug in Bezug auf einen gewünschten Einsatzbereich und mit Hilfe eines Programmes berechnet werden, wenn folgende Angaben bekannt sind:

- Einfachbereifung oder Zwillingsbereifung;
- Einzelachse oder Tandemachse, starr oder gelenkt;
- fahrzeugbedingte Maximalgeschwindigkeit;
- Einsatzgebiet (Autobahn, Landstraße, Flugfeld, Schotterpiste, schweres Gelände, statische Belastungen);
- zu erwartende Lebenslaufleistung;
- Längen (a, b);
- Reifengröße.

In diesem Falle erhält der Konstrukteur eine tatsächlich zu erwartende maximale Biegespannung, nach der er den Werkstoff festlegen kann.

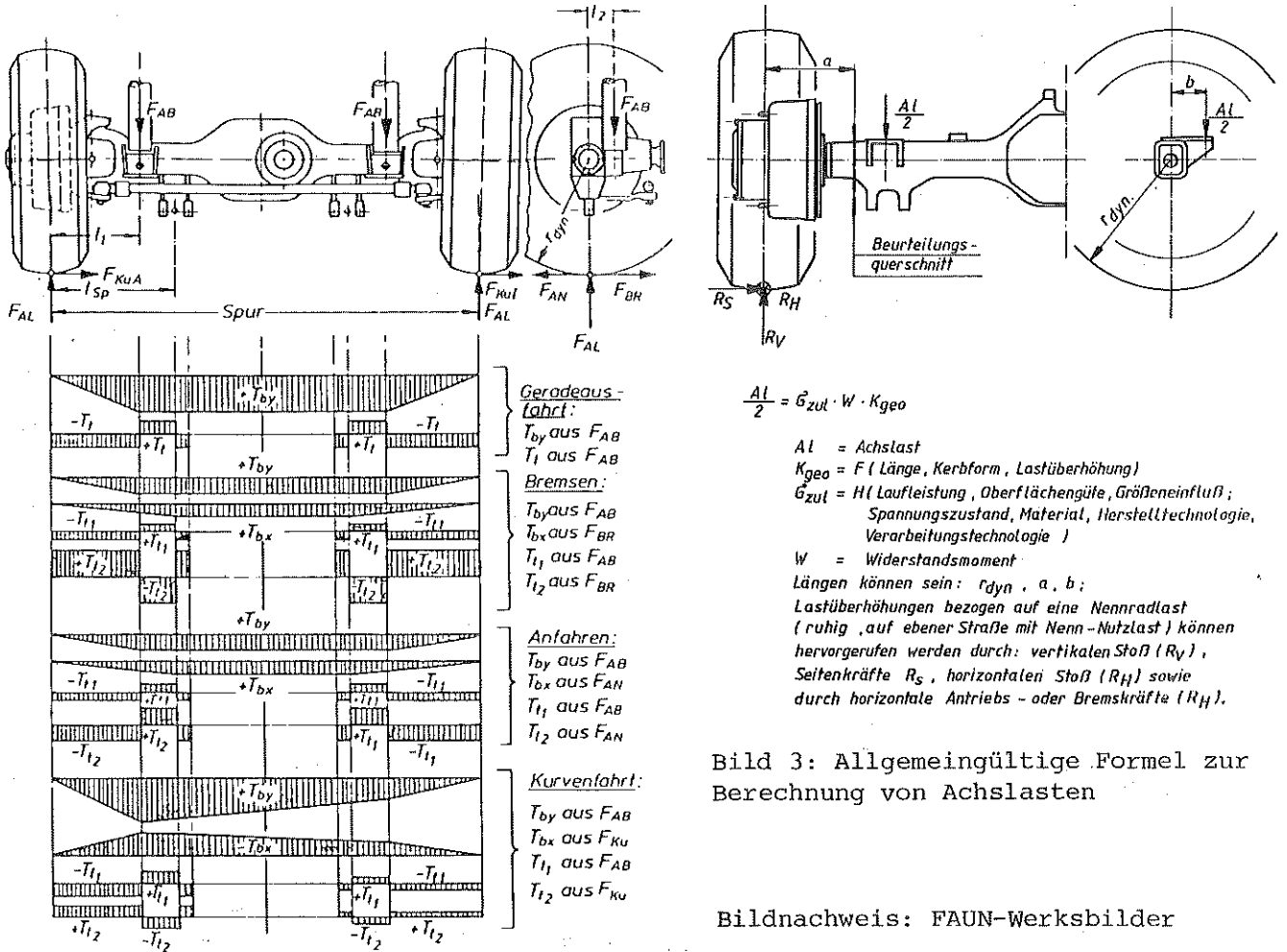


Bild 3: Allgemeingültige Formel zur Berechnung von Achslasten

Bildnachweis: FAUN-Werksbilder

Bild 1: Kräfte und Momente an Achse 10/10

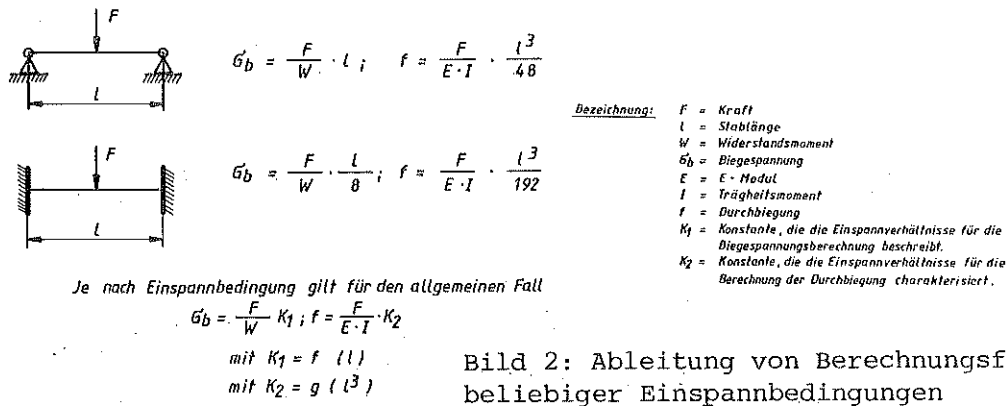


Bild 2: Ableitung von Berechnungsformeln für Stäbe mit beliebiger Einspannbedingungen

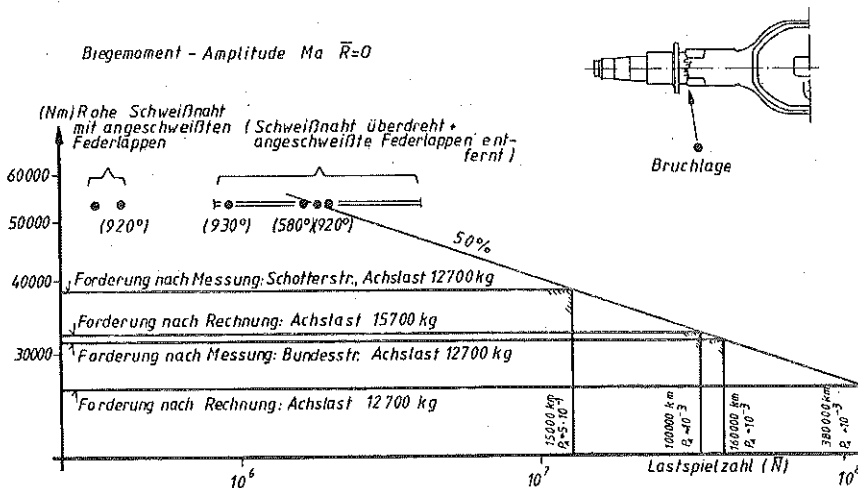


Bild 4: Lebensdauervorhersage für Achse SA-AE 10/10; Hydropulsversuch mit LBF-Norm-Verteilungs-Kollektiv

Liegt dagegen der Werkstoff fest und muß die Dimension des kritischen Achs-  
querschnittes festgelegt werden, wird Gleichung (1) in Gleichung (2) umge-  
formt, wobei statt  $\sigma_b$   $\sigma_{b,zul}$  eingesetzt wird.

$$W = \frac{A_1/2 \cdot K_{geo}}{\sigma_{b,zul}} \quad (2)$$

Ähnlich wie  $K_{geo}$  ist  $\sigma_{b,zul}$  in Reihenuntersuchungen ermittelt worden. Ausge-  
gangen wird in diesem Fall von einem der klassischen, für definierte Proben  
ermittelten und in Tabellenwerken festgeschriebenen Werkstoffkennwerten wie  
Zugfestigkeit, Streckgrenze, Dauerbiegewechselfestigkeit u. ä.. Mittels Puls-  
versuchen sind die die Lebensdauer beeinflussenden Kriterien wie Herstell-  
technologie der Halbzeuge, firmenspezifische Verarbeitungstechnologie, Ober-  
flächenqualität, tatsächliche Geometrie, tatsächliche Spannungszustände er-  
mittelt worden.

$\sigma_{b,zul}$  kann heute mit Hilfe eines Programmes berechnet werden, wenn folgen-  
de Angaben bekannt sind:

Materialart,  
Wärmebehandlung,  
Zugfestigkeit, Streckgrenze,  
Oberflächengüte,  
Kerbgeometrie.

Damit steht heute ein rechnerunterstütztes Verfahren zur Dimensionierung zur  
Verfügung, das auf der einen Seite zu hinreichend sicheren auf der anderen  
Seite aber auch zu wirtschaftlichen Achskonstruktionen führt. Die Hauptvor-  
teile dieser Dimensionierungsweise sind:

1. Alle Konstrukteure bekommen bei gleichen Fahrzeug- und Einsatzdaten zu  
gleichen Konstruktionen trotz unterschiedlicher Ausbildung und Erfahrun-  
gen;
2. geringer zeitlicher Aufwand zur Durchführung einer Dimensionierungsrech-  
nung;
3. Reduzierung von Dimensionierungsunsicherheiten;
4. Auslastung der eingesetzten Werkstoffe.

Vor Beginn der Serienfertigung werden die so dimensionierten Achsen realisti-  
schen Erprobungen bzw. Pulsversuchen unterworfen (Beispiel Bild 4).

Die Ergebnisse dieser Versuche haben bestätigt, daß mit der hier beschriebe-  
nen Methode zur Achsdimensionierung schnell und zuverlässig den tatsächlichen  
Einsatzfällen angepaßte Achskonstruktionen zu realisieren sind.

BEITRAG ZUR SPANNUNGSOPTIK

W. Steinchen

Bei spannungsoptischen Grundsatzuntersuchungen mit statischen und dynamischen Belastungen interessieren in den meisten Fällen die Spannungsverläufe im Innern eines Modells ebenso wie die i. a. am Rand auftretenden maximalen Spannungen. Die Auswertung von Spannungsverteilungen an Bauteilen mit Variation der Geometrie und der statischen und dynamischen Lasteinleitung sind bei manueller Bearbeitung zeitaufwendiger und arbeitsintensiv. Sie kann nach Abschluß der Auswertungsarbeit mit Ergebnissen anderer Verfahren z.B. der FE-Methode verglichen werden.

Um Zeit- und Arbeitsaufwand zu begrenzen, ist ein Programmsystem für einen grafischen BASIC-Kleinrechner auf der Grundlage des Schubspannungsdifferenzverfahrens entwickelt worden. Dabei werden die Isochromaten- und Isoklinenverläufe einer spannungsoptischen Aufnahme mit wenigen diskreten Punkten digitalisiert und mit Hilfe von Spline-Funktionen interpoliert, so daß bei der anschließenden Auswertung ein vollständiges Isochromaten- und Isoklinenbild rechnerisch zugrunde liegt. Die periodisch parametrischen Splines sind besonders zweckmäßig für die Darstellung geschlossener glatter Kurven (geschlossener Isochromaten), während die natürlichen parametrischen Splines für offene Kurven (offene Isochromaten und Isoklinen) geeignet sind. Somit steht für jeden auftretenden Fall die entsprechende Spline-Approximation zur Verfügung (Bild 1 und 2).

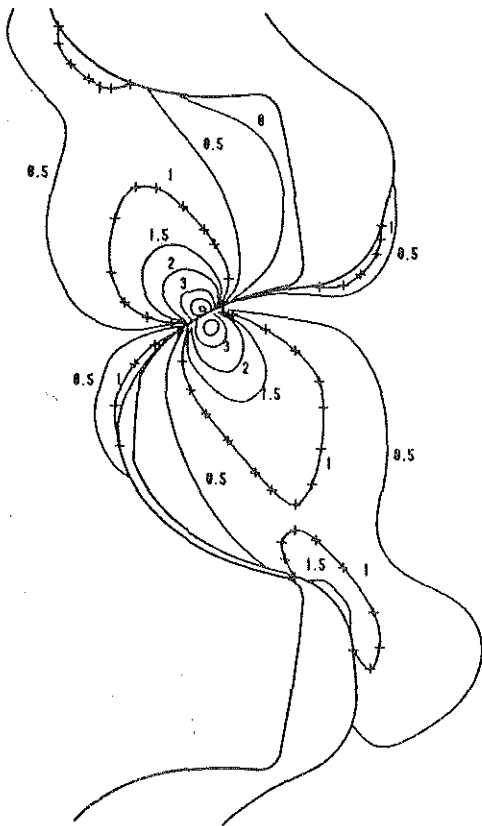


Bild 1: Linien gleicher Hauptnormalspannungsdifferenz zweier im Eingriff befindlicher Zähne

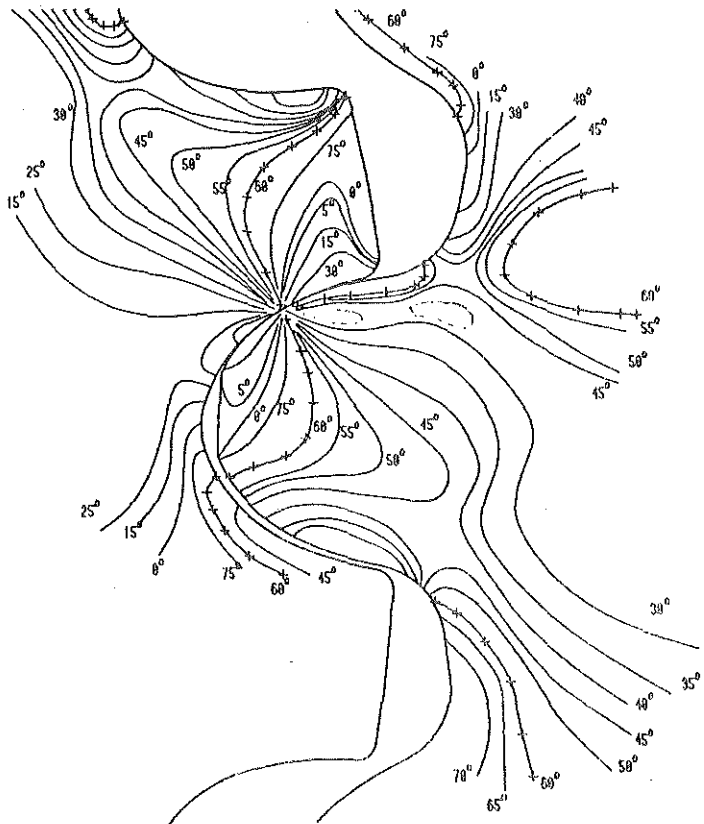


Bild 2: Linien gleicher Hauptnormalspannungsrichtung zweier im Eingriff befindlicher Zähne

Das Ergebnis der Digitalisierung ist in den Bildern 1 und 2 dargestellt, wobei die Stützstellen für die Isochromatenordnung  $n = 1$  (Bild 1) und für den Isoklinenwinkel  $\varphi = 60^\circ$  (Bild 2) exemplarisch eingezeichnet (+) sind. Daraus ist ersichtlich, daß die Stützstellen mit zunehmender Krümmungsänderung des Kurvenverlaufs dichter gesetzt sind, um eine möglichst genaue Annäherung an den tatsächlichen Kurvenverlauf zu erreichen.

Das Programmsystem zur Auswertung spannungsoptischer Aufnahmen ist so aufgebaut, daß lediglich die digitalisierten diskreten Punkte aller Kurvenverläufe in einem Externspeicher (Magnetband oder Diskette) abgelegt werden. Die Splines zwischen den diskreten Punkten werden bei jedem Programmdurchlauf neu gebildet. Diese Vorgehensweise hat sich aus folgenden Gründen als zweckmäßig erwiesen:

- Für die weitere Berechnung brauchen nur geringe Datenmengen gespeichert werden. Es entfällt eine aufwendige Speicherorganisation.
- Die Eingabe zusätzlicher diskreter Punkte ist ohne großen Aufwand möglich.
- Die Matrizen werden mit Hilfe des einfachen Gaußschen Algorithmus gelöst, so daß die Rechenzeiten gering bleiben.
- Das Programm kann auf einer Kleinrechnerkonfiguration im Stand-alone-Betrieb bearbeitet werden und bietet die Möglichkeit, die Auswertung interaktiv durchzuführen.

Das Programmsystem wurde auf einem Kleinrechnersystem, bestehend aus einem BASIC-Rechner (32 K Byte Kernspeicher), einer Magnetbandeinheit (356 K Byte Speicherplatz) und einem Digitalisierer bzw. Plotter implementiert.

An die oben beschriebene Approximationsmethode der Isochromaten- und Isoklinenbilder würde sich eines der in der Spannungsoptik bekannten Auswerteverfahren anschließen wie z. B. das Schubspannungsdifferenzverfahren. Mit der Kombination eines experimentell-numerischen Verfahrens wurden bisher die Evolventen-, die (kreisbogenförmige) Wildhaber-Novikow- und eine speziell entwickelte, achsabstandsunempfindliche Axicon-Verzahnung, bei der sich der Krümmungsradius mit der Entfernung vom Teilkreis stetig ändert, untersucht. Die Auswertung einer Axicon-Zahnkontur längs einiger Schnittgeraden zeigt die perspektivische Darstellung der Hauptspannung  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$  in Bild 3 /1/.

Die Untersuchungen und Auswertungen der unterschiedlichen Zahnprofile ergab Aufschlüsse über die Beanspruchbarkeit des Zahnfußes und der Lasteinleitungsstelle sowie die Achsabstandsempfindlichkeit der Verzahnung.

Im Verlauf der weiteren Entwicklung des Programmsystems wurde es mit zusätzlichen umfangreichen Programmteilen (Modularprogrammierung) auf die Auswertung spannungsoptischer Untersuchungen bei dynamischen Beanspruchungen, die durch Stöße hervorgerufen werden, erweitert. Bisher wurde dieses Programmsystem, das die Massenkräfte berücksichtigt, an einem Fall der sich in einer Rechteckscheibe ausbreitenden Spannungswellen getestet und mit bekannten Ergebnissen z. B. aus der FE-Methode verglichen, wobei die Abweichungen gering waren /2 und 3/. In der Praxis zeigt es sich, daß viele dynamische Probleme an Maschinenbauteilen infolge Massenverteilung, Geometrie, Größe der auftretenden Stoßkräfte usw. quasistatisch verlaufen. Außerdem fehlen bisher für die Über-



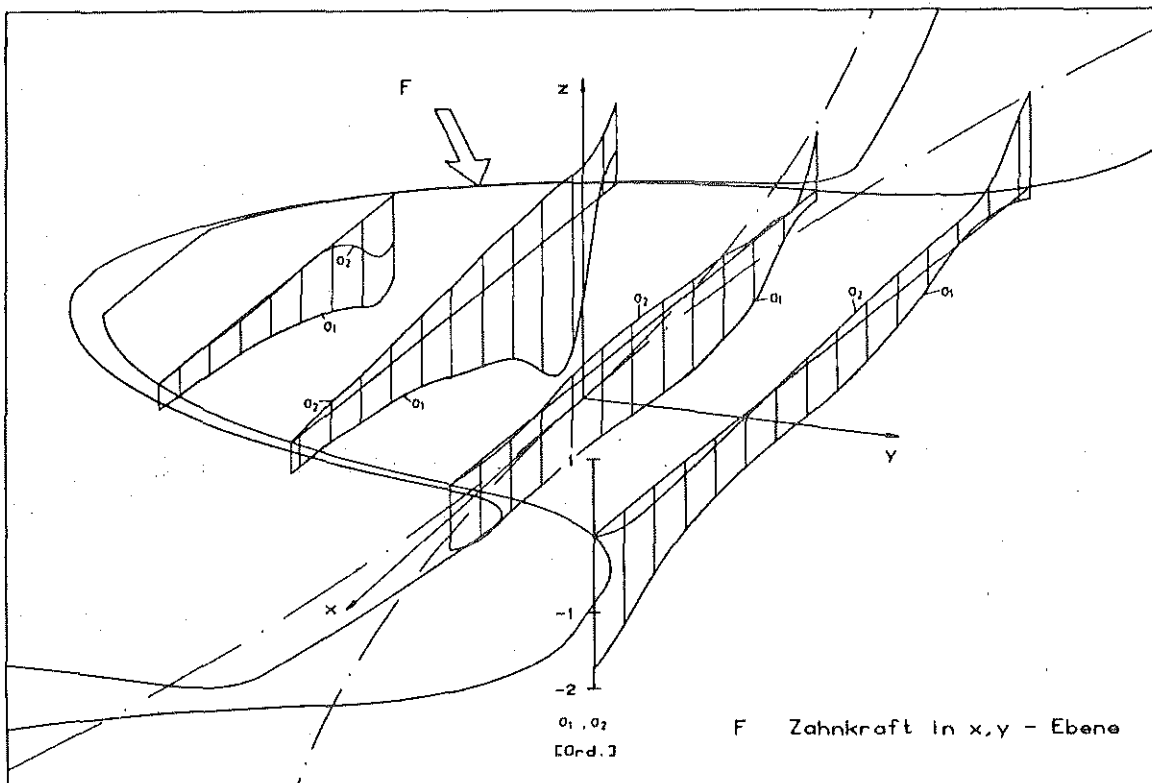


Bild 3: Hauptspannungen  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$  längs der Schnittlinien

tragbarkeit der spannungsoptischen Ergebnisse vom Modell auf die Hauptausführung im dynamischen Fall wichtige Informationen über Materialeigenschaften für die exakte Auswertung.

Eine genaue Ermittlung der dynamischen Materialkennwerte ist mit Hilfe der digitalen Signal-Analyse möglich, die neben dem hohen Auflösungsvermögen des Analysators unabhängig von Probekörpern bestimmter Geometrie ist. Bild 4 zeigt das Resonanzspektrum eines an der Stirnfläche stoßartig beanspruchten Araldit-Stabes, der frei pendelnd aufgehängt ist. Aus dem Amplitudenspektrum geht die weitgehend harmonische Verteilung der einzelnen Teilschwingungen (Grund- und Oberschwingung) hervor. Dies gilt als erstes Abschätzungskriterium für einen konstanten Elastizitätsmodul.

Die aus der Differentialgleichung für den längsschwingenden Stab und den querschwingenden Balken ermittelten Werte für den Elastizitätsmodul sind in Bild 5 für die ersten drei Eigenformen eines Probestabes aus Araldit B in Abhängigkeit von der Frequenz aufgetragen.

Hieraus geht hervor, daß der Elastizitätsmodul frequenzunabhängig ist. Dies konnte anhand von Messungen anderer Probestäbe aus Araldit bestätigt werden und man erhält einen mittleren Elastizitätsmodul  $E = 3500 \text{ N/mm}^2$ .

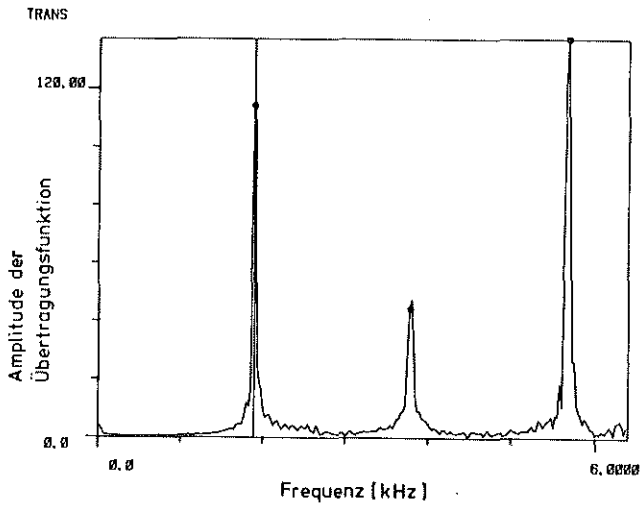


Bild 4: Harmonische Verteilung der Resonanzfrequenzen eines Longitudinalstabes aus Araldit B

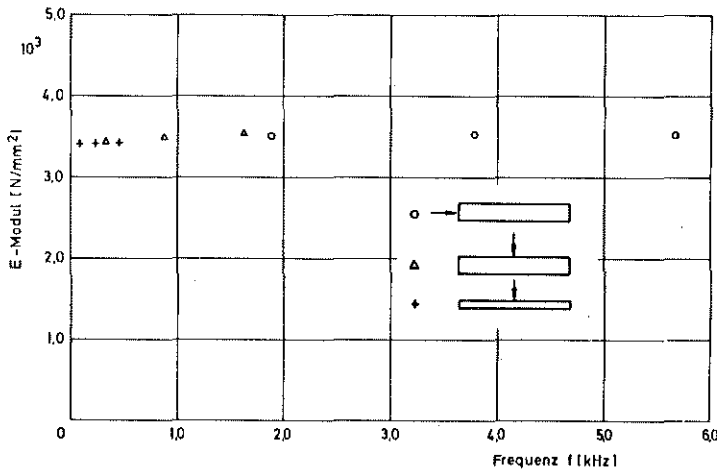


Bild 5: Dynamischer Elastizitätsmodul von Araldit-Stäben mit Longitudinal- und Transversalschwingungen in verschiedenen Eigenformen

Die Ermittlung des dynamischen Schubmoduls kann in ähnlicher Weise aus der Differentialgleichung der freien Torsionsschwingung erfolgen. Hierzu wird das Resonanzspektrum eines zu freien Torsionsschwingungen angeregten Probestabes zugrunde gelegt.

Ein weiterer für die dynamische Spannungsoptik wichtiger Kennwert ist die materialbedingte Dämpfung. Diese wird oft durch den Materialverlustfaktor  $d$  beschrieben. Er hängt nicht nur von Parametern wie Frequenz und Temperatur, sondern auch von der jeweiligen Beanspruchungsart wie Torsion, Kompression und Dilatation ab. Zur Zeit liegen noch zu wenige Meßergebnisse vor, um eine eindeutige Aussage über den Zusammenhang zwischen Dämpfung, Belastungsart, Eigenform und Frequenz treffen zu können /4/.

Literatur:

- /1/ K. Klein, W. Steinchen: Auswertung von Zahnprofilen mit einem grafischen Kleinrechner  
VDI-Berichte Nr. 399, 1981, S. 81
- /2/ W. Steinchen: Spannungsoptische Untersuchungen und rechnerunterstützte Auswertung stoßbelasteter Bauteile  
7. Internat. Conf. on Exp. Stress Anal.  
Haifa, Israel, 26. 8. 1982
- /3/ P. Ebersbach: Auswertung spannungsoptischer Untersuchungen verschiedener Zahnprofile  
Diplomarbeit Gh/Uni Kassel, 1981
- /4/ W. Steinchen, K. Klein: Anwendungsmöglichkeiten und Grenzen der dynamischen Spannungsoptik  
VDI-Berichte Nr. 439, 1982, S. 127

## FEM UND SPANNUNGSOPTIK - EINE VERGLEICHENDE BETRACHTUNG DURCHGEFÜHRTER SPANNUNGSANALYSEN

F.-J. Villmer

Während die Grundlagenforschung auf den Gebieten FEM und Spannungsoptik nach wie vor das Einsatzfeld der Universitäten und Forschungsinstitute darstellt, wird die anwendende Forschung nicht nur hier sondern auch in vielen Industrieunternehmen betrieben. Gerade in neuerer Zeit wird häufig mit diesen Verfahren gearbeitet und geworben.

Aber auch in Zusammenarbeit mit Industrieunternehmen werden an diesem Institut Bauteile untersucht und optimiert. Anhand zweier durchgeführter Untersuchungen soll kurz auf die Vor- und Nachteile der Verfahren eingegangen werden.

### Untersuchung der Kerbspannungen an einer 30 000 t - Presse

Zu untersuchen waren die Kerbgeometrien einer im Planungsstadium befindlichen Gesenkschmiedepresse im Bereich der Verschraubung zwischen Presseständern und Querhäuptern.

Bild 1 zeigt das räumliche spannungsoptische Modell (Maßstab 1 : 20) mit Aufbringung der Modellkräfte über vorgespannte Federn.

Zunächst wurden ebene spannungsoptische Untersuchungen ausgehend von dem vorgegebenen Kerbradius durchgeführt. Durch empirisch intuitive Veränderungen wurden mehrere Radien und Kurven als Kerbanschlüsse gewählt. Exemplarisch seien hier die drei folgenden Geometrien (Bild 2) genannt.

- Geometrie A: Vorgegebener Kerbradius
- Geometrie B: Ellipsenförmige Kerbausrundung mit dem Halbachsenverhältnis 1,9 : 1
- Geometrie C: Optimierte Kerbgeometrie (angenäherte "Wasserstrahlkurve")

Die in ebenen spannungsoptischen Untersuchungen ermittelte optimale Kerbgeometrie wurde anschließend in einem Einfrierversuch zur Erfassung der räumlichen Einflüsse überprüft.

Die Ergebnisse bestätigten die Annahme, daß die räumlichen Krafteinflüsse praktisch vernachlässigbar sind.

Zur Absicherung der Modellversuche wurden die oben angegebenen Kerbgeometrien auch durch ebene FE-Rechnungen festigkeitsmäßig analysiert. Dabei wurden bei der Grundstruktur die Säulen ähnlich wie bei den ebenen spannungsoptischen Versuchen außerhalb des Kerbeinflußbereiches abgeschnitten, da die Spannungen im Säulenbereich sich als unkritisch erwiesen.

Es zeigt sich eine gute qualitative Übereinstimmung der Ergebnisse. Ein genauer quantitativer Vergleich war nicht Ziel der Untersuchungen, weil die Randbedingungen nicht genau genug übereinstimmten.

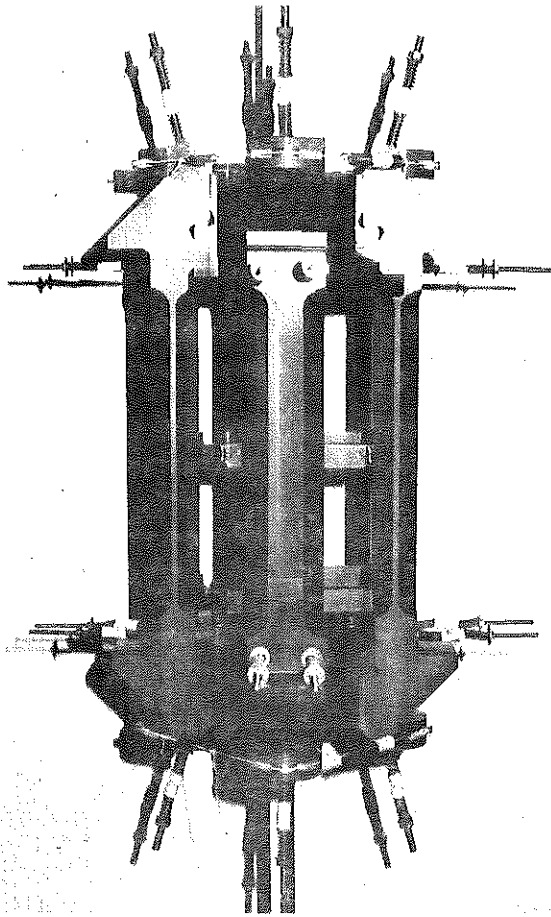
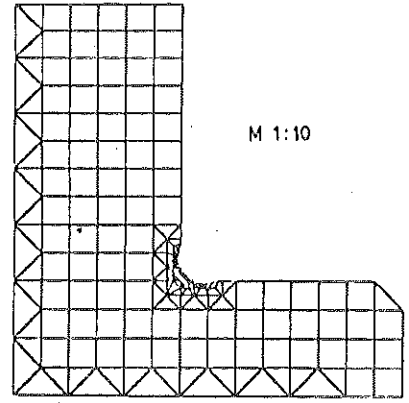


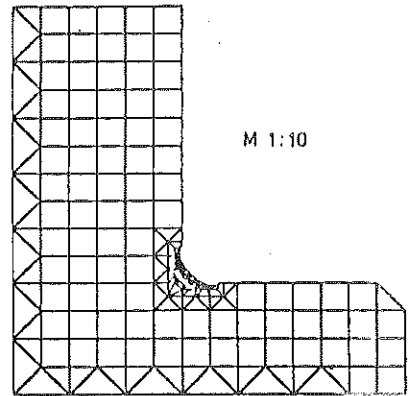
Bild 1: Räumliches spannungsoptisches Modell der 30.000 t - Presse

rechts, Bild 2: FEM-Strukturen von drei untersuchten Kerbgeometrien

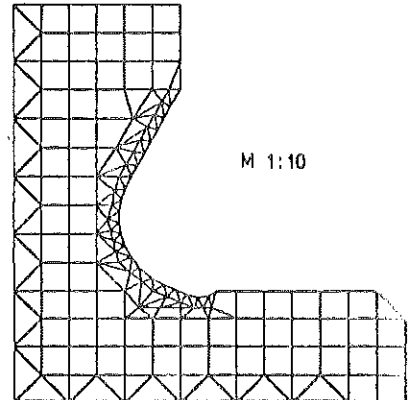
unten, Bild 3: Einfluß der Einspannung auf die Verformungen



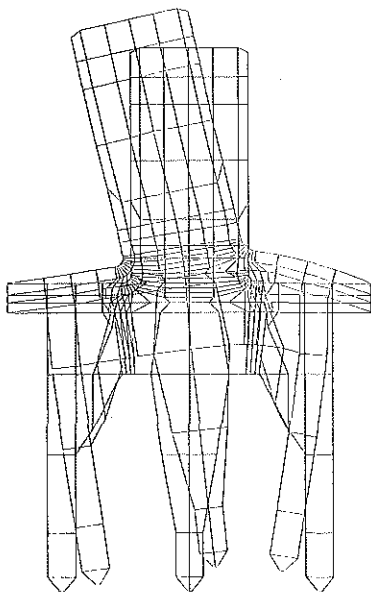
Geometrie A



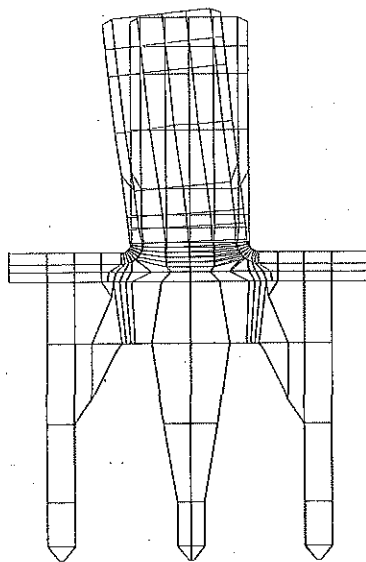
Geometrie B



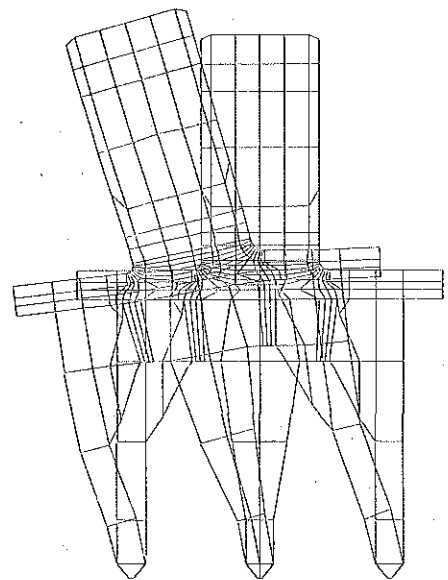
Geometrie C



Verformungen des Notzes, Variante 1.3, R. 10



Verformungen des Notzes, Variante 2.3, R. 10



Verformungen des Notzes, Variante 3.3, R. 10

### Untersuchung der Kerbspannungen an einem Sperrgelenk

Im Übergangsbereich des Anschlußzapfens eines Sperrgelenkes sollten die Spannungen unter dem Einfluß einer räumlichen Kraft untersucht werden.

Die Untersuchung umfaßte:

- Spannungsoptische Untersuchungen an ebenen Modellen zur Ermittlung der Kerbgestaltung
- Spannungsoptische Untersuchungen am räumlichen Modell zur Ermittlung der vorherrschenden Spannungen unter der räumlichen Belastung
- Ebene FE-Rechnungen zur Ermittlung der Beanspruchungen unter systematischer Variation der Kerbgeometrie
- Räumliche FE-Rechnungen zur Ermittlung der maximalen Beanspruchungen

Ein besonderes Gewicht lag bei den Untersuchungen auf der Ermittlung einer optimalen Kerbgeometrie. Diese Untersuchungen lassen sich vorteilhaft mit den ebenen Verfahren durchführen. Zunächst erfolgten deshalb ebene FE-Rechnungen ausgehend von dem vorgegebenen Kerbradius, der schrittweise variiert wurde. Die Grundstruktur konnte erhalten bleiben, während der Bereich der Kerbe als modularer Baustein ausgewechselt wurde.

Ferner wurden für Kerbanschlüsse besonders geeignete Kurvenzüge untersucht: Ellipsen mit den Halbachsenverhältnissen 1 : 3 und 2,1 : 3 sowie ein parabolischer Kerbanschluß. Die meisten dieser Kerbformen fanden auch bei den ebenen spannungsoptischen Versuchen Berücksichtigung. Als problematisch erwies sich die Handhabung der Einspannungen und der Krafteinleitungen, weil es sich in der Hauptausführung um einen Anschluß an die elastische Gesamtkonstruktion handelt. Während man sich bei der Spannungsoptik auf wenige Variationen beschränkte, wurde mit den FE-Rechnungen eine systematische Variation der Einspannungen und Kräfte vorgenommen.

Bild 3 zeigt wie stark diese Randbedingungen die Verformungen beeinflussen. In ihrer Wirkung übertreffen sie sogar die Veränderung der Kerbgeometrie. Bei der Spannungsoptik ist dagegen die Anpassung der Randbedingungen weit aus unproblematischer.

Es konnte aber trotzdem eine sehr gute Übereinstimmung in den bezogenen Kerbspannungswerten festgestellt werden.

Während die räumlichen spannungsoptischen Untersuchungen mit der gewohnten Präzision durchgeführt werden konnten, stieß man bei den räumlichen FE-Rechnungen sehr schnell auf anlagenspezifische Grenzen, weshalb man sich mit Genauigkeitseinbußen durch größere Elemententeilung zufrieden geben mußte.

Trotzdem waren die Berechnungen untereinander vergleichbar, weil jeweils die gleichen Vereinfachungen zugrunde lagen.

### Gegenüberstellung der wesentlichen Vor- und Nachteile der Verfahren

Als wesentlicher Vorteil der FEM muß gewertet werden, daß Variationsrechnungen schnell durchführbar sind, wenn die Struktur einmal erstellt ist.

Als vorteilhaft erweist es sich auch, daß die numerischen Werte der Spannungs- und Verformungsgrößen relativ einfach weiterverarbeitet werden können. Die Ausgabe erfolgt dabei in verwertbaren Größen, ohne daß z. B. eine Trennung der Hauptspannungen notwendig wäre.

Als nachteilig muß dagegen gewertet werden, daß die Genauigkeit zum einen vom Aufwand bei der Netzerstellung, zum anderen aber auch wesentlich von der Kapazität der verwendeten Rechenanlage abhängt.

Oft sind bei den abstrahierten FE-Strukturen die äußeren Kräfte und die Randbedingungen nur näherungsweise bekannt, während die Spannungsoptik hier näher am Original operiert. Die Spannungsoptik bietet anschauliche Ergebnisse, die dem fachkundigen Auge auf Anhieb ohne quantitative Auswertung wertvolle Hinweise geben. Die Genauigkeit der Ergebnisse hängt wesentlich von der Genauigkeit der Auswertung ab. Die Ergebnisse sind an jeder Stelle gleich genau und nicht nur an einigen vorher zu bestimmenden Stellen überhaupt auswertbar.

Eine schnelle und preisgünstige Modellvariation ist bei der Spannungsoptik, zumindest beim Einfrierverfahren nicht möglich. Jedes der Verfahren hat also ein Einsatzfeld, auf dem es dem anderen deutlich überlegen ist. Deshalb kann aber der Sinn einer Untersuchung mit beiden Verfahren parallel nicht angezweifelt werden.

#### Zusammenfassung

Die untersuchten Probleme zeigen auf, daß beide Verfahren wichtige Untersuchungsmethoden sowohl in der Projektierungsphase als auch bei der Schadensanalyse darstellen. Dabei hat auch heute noch die Spannungsoptik eine Existenzberechtigung neben der mit enormen Aufwand geförderten FEM. So ist die Genauigkeit der Spannungsoptik wie bei allen analogen Verfahren im wesentlichen von der Sorgfalt bei der Durchführung der Untersuchungen abhängig, während bei den numerischen Verfahren eine obere Grenze von vornherein festgeschrieben ist, die auch durch größere Sorgfalt nicht durchbrochen werden kann.

# SPANNUNGSERMITTLUNG BEI ELASTO-PLASTISCHER UND PLASTISCHER BEANSPRUCHUNG MIT HILFE DER SPANNUNGSOPTIK

H.-J. Weber

## 1. Einleitung

Durch den Trend im Maschinenbau zum Leichtbau mit einer besseren Ausnutzung der Werkstoffe und der Ausweitung der spanlosen Fertigungstechnik erhob sich die Forderung auch Beanspruchung von Bauteilen mit Teilplastifizierung (Abbau von Spannungsspitzen) bzw. die Spannungsverteilung im Werkstoff beim Umformen ermitteln zu können.

Durch die relativ einfache Handhabung der Spannungsoptik wurde schon früh versucht, auch diese plastischen Vorgänge hiermit darzustellen. Es zeigte sich aber bald, daß Kunststoffe hierfür nicht geeignet sind, da an den Modellwerkstoff hierbei strengere Anforderungen als im elastischen Bereich gestellt werden. So wird zum Beispiel ein zum zu untersuchenden Metallwerkstoff ähnliches Spannungs-Dehnungsdiagramm mit Fließgrenze und Verfestigung gefordert und es muß im plastischen Bereich bei vergleichbarer Umformgeschwindigkeit eine ähnliche Abhängigkeit der Fließspannung  $k_f$  vom Umformgrad  $\phi$  vorhanden sein.

## 2. Silberchlorid, Herstellung und Eigenschaften

Schon Anfang der fünfziger Jahre berichteten russische Forscher /1, 2/ von einem Material, das die angeführten Eigenschaften besitzt und zudem durchsichtig ist, sich also für spannungsoptische Untersuchungen eignet: Silberchlorid (AgCl). AgCl ist ein Metallhalogenid mit einem zu Aluminium identischen Kristallgitter, so daß man mit Aluminium vergleichbare mechanische Eigenschaften erwarten konnte. Die damaligen Versuche scheiterten aber an der schwierigen Verarbeitung der Proben. Für spannungsoptische Untersuchungen eignen sich nur klare, durchsichtige Probenkörper, die wegen der Reaktionsfreude und Lichtempfindlichkeit von AgCl schwer herzustellen sind. Außerdem benötigt man, um makroskopische Bauteilspannungen untersuchen zu können, feinkörniges Gefüge, das nur durch hohe Umformgrade und anschließender genau abgestimmter Rekristallisation erreichbar ist.

Erst durch das am Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal entwickelte Verfahren zur Herstellung der Probekörper /3/ konnten befriedigende Versuchsergebnisse erzielt werden. Das im Handel erhältliche Silberchloridpulver wird hierbei in einem Röhrenofen zonengeschmolzen (Bild 1). Anschließend werden die somit erhaltenen klaren, zylindrischen Proben umgeformt und durch weitere mechanische Bearbeitung in die gewünschte Form gebracht. In einer folgenden Rekristallisations-Wärmebehandlung wird der durch die Vorbehandlung entstandene Eigenspannungszustand entfernt und ein feinkörniges Gefüge erzielt.

Zur Ermittlung der mechanischen und spannungsoptischen Modellgesetze wurden Zugversuche an AgCl-Streifen durchgeführt. Ein Vergleich der Spannungs-Dehnungskurven von Silberchlorid und Aluminium Al 99,5 läßt eine gute Ähnlichkeit des Werkstoffverhaltens erkennen (Bild 2). Alle durchgeführten Versuche zeigen übereinstimmend, daß die spannungsoptische Konstante sowohl im elastischen als auch im plastischen Bereich den gleichen Wert besitzt.



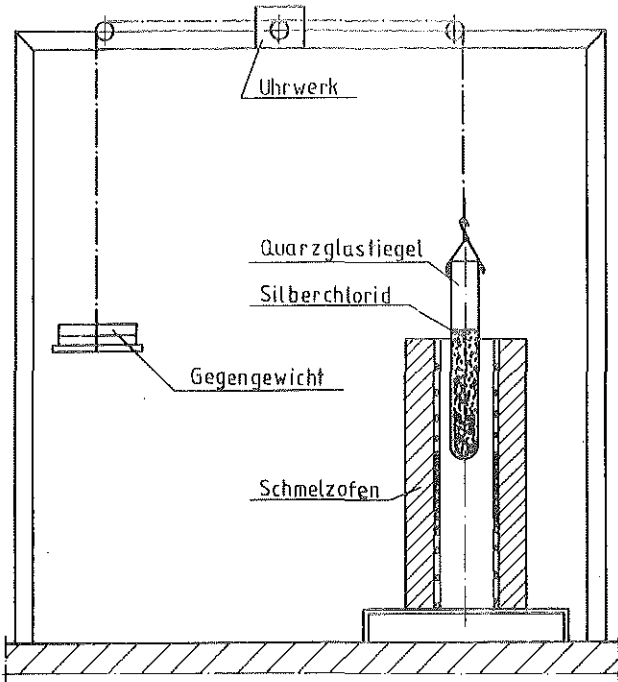


Bild 1: Schmelzapparat

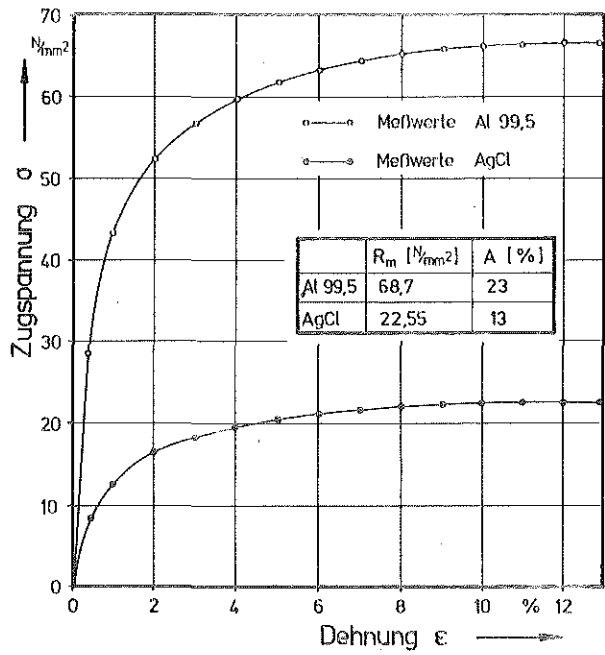


Bild 2:  $\sigma$ - $\epsilon$ -Diagramm von AgCl und Al 99,5



Bild 3: Lochstab unter Zugbelastung AgCl (oben), Araldit (unten)



Bild 4: Lochstab nach teilweise plastischer Beanspruchung und Entlastung (Restspannungen)

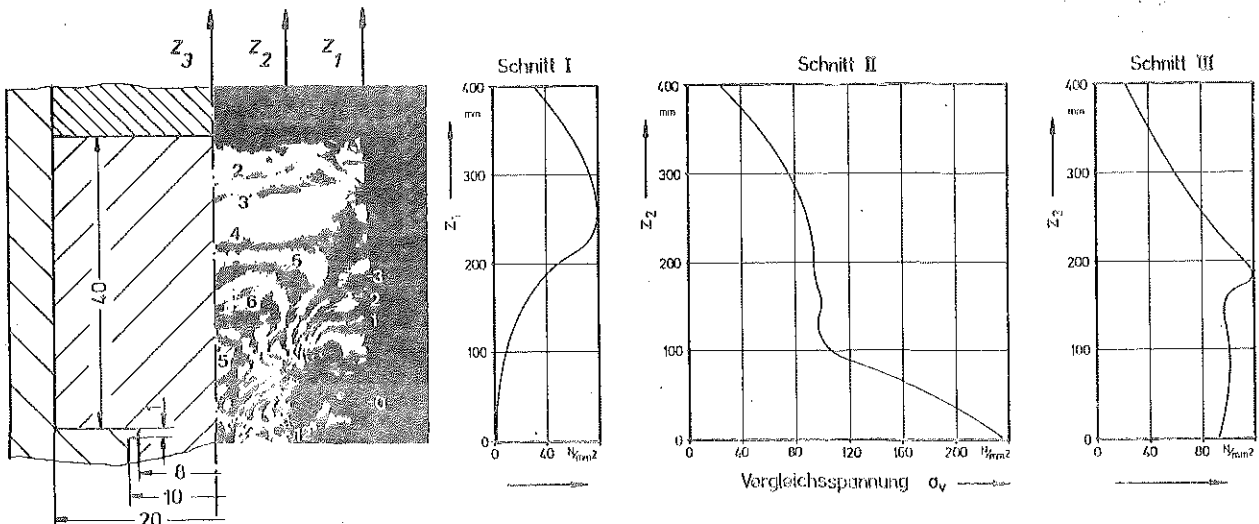


Bild 5: Isochromatenverteilung im Modellumformgut beim axialsymmetrischen Strangpreßvorgang, sowie ermittelte Spannungsverteilung in der Hauptausführung entlang unterschiedlicher Schnitte

### 3. Elastoplastische Zugversuche mit AgCl

Für erste Untersuchungen an Bauteilen mit Teilplastifizierung wurden Belastungsversuche an gelochten Zugstäben durchgeführt, da hier die Spannungsverteilung schon aus der Literatur bekannt ist und damit die aus den spannungsoptischen Auswertungen erhaltenen Ergebnisse gut nachprüfbar sind. Bild 3 zeigt in der oberen Hälfte einen belasteten AgCl-Lochstab. Zum Vergleich ist in der unteren Hälfte ein geometrisch ähnlicher Aralditstab dargestellt. Die Unregelmäßigkeiten des Isochromatenverlaufes im AgCl sind bedingt durch den kristallinen Aufbau des Werkstoffs. Nach erfolgter Teilplastifizierung und anschließender Entlastung, lassen sich die durch die plastischen Dehnungen hervorgerufenen Eigenspannungen ermitteln (Bild 4).

### 4. Anwendung von Silberchlorid auf Umformvorgänge

Auch in den für die Untersuchung von Umformvorgängen relevanten Kennwerten zeigt AgCl zu Al 99,5 eine hinreichende Ähnlichkeit. Hierdurch läßt sich die Spannungsverteilung während des Umformens im Umformgut ermitteln. In Bild 5 sieht man die Isochromatenverteilung in einer AgCl-Probe beim Strangpressen und die hieraus errechnete Spannungsverteilung in der Hauptausführung.

### 5. Ausblick auf verschiedene Anwendungen

Im Maschinenbau werden in zunehmendem Maße Umformverfahren zur Herstellung von Fertigteilen eingesetzt, typische Beispiele hierfür sind die Herstellung von Schrauben durch Gewinderollen, die Herstellung von Zahn- und Keilwellenprofilen durch Walzen oder Genauigkeitsschmieden von Zahnrädern. Hier kann das beschriebene Modellverfahren zu einer Optimierung der Bauteile bezüglich ihrer Festigkeit führen und Auskunft über die im Bauteil herrschenden "Vorspannungen" aufgrund des Umformvorgangs geben. Kenntnisse über die Spannungen während des Umformens ermöglichen Gestaltungsregeln zur Erhöhung der Werkzeugstandzeiten und zur Erhöhung der Produktivität.

Ein Anwendungsbereich dieses Verfahrens liegt ferner in der Erweiterung der Kerbwirkungslehre im elasto-plastischen Bereich.

### 6. Zusammenfassung

Silberchlorid, ein durchsichtiges Metallhalogenid, wurde auf seine Eignung als spannungsoptischer Modellwerkstoff im elastischen und plastischen Bereich untersucht. Die Untersuchung der mechanischen Eigenschaften ergab, daß Silberchlorid ähnliche Werkstoffeigenschaften wie Aluminium besitzt. Dies gilt für alle Eigenschaften, die für die Festigkeit und die Herstellung von Bauteilen durch Umformen wichtig sind. Mit Hilfe dieses Werkstoffs können Umformvorgänge im Modellversuch simuliert werden.

Die Anwendung dieses spannungsoptischen Verfahrens wurde an zwei Beispielen erläutert.

## 7. Literatur

- /1/ Zitnikov, R. A.: Zurn. Techn. Fis. 28 (1958) 9; (engl. Übers.: Soviet Phys. Techn. Phys. 3 (1958) 9, S. 1846/54
- /2/ Voroncov, V. K. und Poluhin, P. I.: Fotoplasticnost. Primenenie metoda k issledovaniju processov obrabotki metallov daveinim (Photoplastizität, Anwendung der Methode zur Erforschung von Umformprozessen der Metalle). Moskau 1969
- /3/ Schmidt, O. A.: Beitrag zur Untersuchung von Umformvorgängen beim Strangpressen von Metallen mit Hilfe spannungsoptischer Methoden. Diss. TU Clausthal 1981







Werkstückwechselzeiten verringern

## **Pendelbearbeitung beim Drehen: Ladespindelssysteme erhöhen die Produktivität**

Peter Dietz

*Zum Erhöhen der Produktivität in der Drehfertigung verwendet man neben Handhabungssystemen mehr und mehr Ladespindelssysteme. Das Beladen der Drehmaschinen während der Bearbeitung verringert die Zeiten für den Werkstückwechsel erheblich. Die meisten konstruktiven Lösungen sehen ortsfeste oder in einer Schalttrommel gelagerte Spindeln vor. Die räumliche Anordnung dieser Spindeln kann eine Beladung von Hand erleichtern. Auch bei sehr kurzen Stückzeiten führt das Anwenden des Ladespindelprinzips meist zu einem höheren Teileausstoß.*

Die Automatisierung von Fertigungseinrichtungen stellt den zur Zeit wichtigsten Schritt in der Werkzeugmaschinenindustrie dar. Dabei ist die Entwicklung der Maschinen selbst sehr weit gediehen, die gegenwärtigen Bemühungen um eine weitere Steigerung der Produktivität wenden sich den peripheren Einrichtungen zu, insbesondere dem Be- und Entladen der Maschinen mit Werkstücken und Werkzeugen.

Die Entwicklung und Anwendung von Handhabungssystemen für Bearbeitungs- wie für Beladeaufgaben hat sich in letzter Zeit zu einer eigenen Technik entwickelt. Während bis vor wenigen Jahren die Anwendungsfälle auf die Großserienfertigung und besonders in der arbeitsintensiven Montage zu finden waren, eröffnet die Mikroelektronik hier neue Möglichkeiten zur Steigerung der

Produktivität auch bei Klein- und Mittelserienfertigung.

### **Handhabungstechnik bei der Werkstückbeladung**

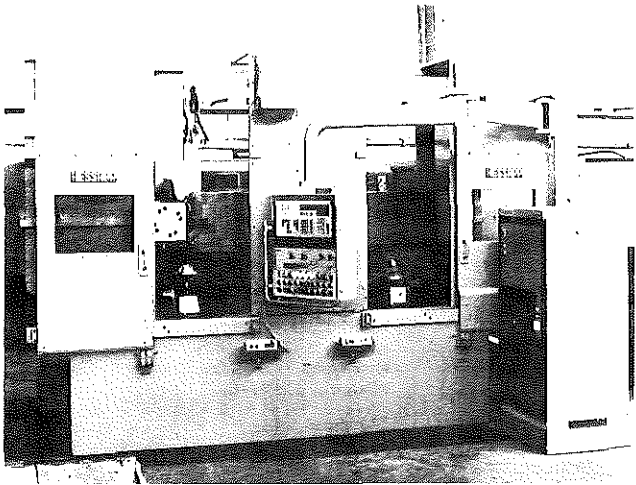
Die Aufgabe der Verkürzung von Ladezeiten löst man heute auf grundsätzlich zwei verschiedenen Arten, dem Ladespindelprinzip und der Verwendung von Handhabungsgeräten. Ist die Ladespindel immer eine maschinenintegrierte Einrichtung, so stellen Handhabungsgeräte oft zusätzliche und nachträglich anzubringende Hilfen dar. Unter dem Gesichtspunkt der Beladung von Maschinen gibt es dabei ein ganzes Feld von konstruktiven Lösungen, die man grob in vier Gruppen unterteilen kann:

□ **Industrieroboter:** Der Universalroboter besitzt unter allen Handhabungseinrichtungen die höchste Flexibilität, er „tritt an die Stelle“ des Bedienungsmanns und kann wie dieser auch Nebentätigkeiten verrichten (beispielsweise waschen, entgraten, si-

gnieren). Diesen hohen technischen Vorteilen stehen bei heute üblichen Ausführungen Nachteile gegenüber, die im wesentlichen den der hochwertigen technischen Ausstattung entsprechenden Preis betreffen, ferner die noch nicht befriedigende Geschwindigkeit und den erhöhten Platzbedarf.

- **Portalladesysteme:** Unter Ausnutzung des Raums oberhalb der Maschine schafft man Bewegungsfreiheit; die Reduzierung der Freiheitsgrade auf zwei Linearbewegungen erlaubt die Konstruktion schneller und preiswerter Systeme. Diese Geräte können autark arbeiten oder über eine Kopplung der Steuerungen in die Maschinensysteme integriert sein. Eigene Steuerungs- und Meßsysteme bedeuten auch hier einen nicht unerheblichen Aufwand an Investitionen. Ihre Anwendung ist meist mit der Auslegung von flexiblen Fertigungsstraßen und der Anordnung weiterer peripherer Geräte verbunden.
- **Schwenkarmsysteme:** Dieses Prinzip ist seit langem bei Großserienfertigung als äußerst schnelle und zuverlässige integrierte Handhabungseinrichtung bekannt. Den Vorteilen im Preis, in der Arbeitsgeschwindigkeit und der Stabilität stehen als Nachteile die verhältnismäßig größeren Rüstzeiten und die erforderlichen Rinnen- oder Rollenbahnzuführungen an einen vorgegebenen Abgreifpunkt gegenüber.
- **Angepaßte Systeme:** Unter weitgehendem Verzicht auf Flexibilität und zur Erfüllung besonderer Randbedingungen (meist das Beladen schwerer oder unregelmäßig geformter Teile) können Handhabungseinrichtungen der jeweiligen Fertigungsaufgabe op-

Prof. Dr.-Ing. Peter Dietz ist Direktor des Instituts für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal.



**Bild 1: Zweispindel-Senkrecht-Drehmaschine für das Bearbeiten im Pendelverfahren**

timal zugeschnitten werden. Unter der Vielzahl von konstruktiven Lösungen seien hier der Hubschrittförderer, der Magazinlader und der Schlittenlader genannt.

Die beschriebenen Einrichtungen haben die Aufgabe, den Beladevorgang (Nebenzeit) zu verkürzen. Ihre Verwendung wird bei immer kürzer werdenden Taktzeiten in zunehmendem Maß erforderlich, weil die physische und psychische Belastbarkeit des Menschen unter dem Druck einer vom Maschinentakt vorgegebenen Reaktionsgeschwindigkeit nicht weiter zu steigern ist.

**Bearbeitungszeit zum Beladen nutzen**

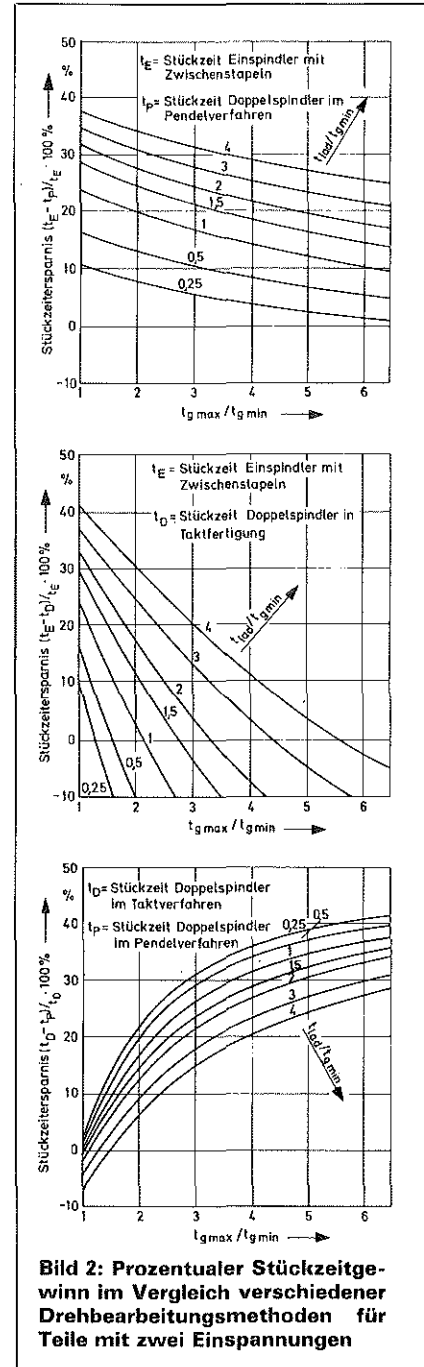
Im Gegensatz zu den eben betrachteten Beladefahren sucht man bei dem Prinzip der Ladespindeln nach einer Möglichkeit, die Bearbeitungszeit selbst zum Beladen, Spannen und Zentrieren eines Teils zu nutzen. Weil dieser Vorgang nicht im unmittelbaren Einflußbereich der Bearbeitung ablaufen darf, unterteilt man den Beladefahren in zwei Funktionsschritte: Spannen des Werkstücks bei räumlicher Trennung von Werkzeug und Werkstück („außerhalb des Arbeitsraums“) und Zusammenführung von Werkstück und Werkzeug („Transport in den Arbeitsraum“). Das Einbringen der bewegten Teile (Werkzeuge oder Werkstück) geschieht mit besonders geeigneten Vorrichtungen. Bei Mehrspindeldrehautomaten hat sich dieses Prinzip bereits über lange Zeit bewährt; für die unter den Forderungen erhöhter Flexibilität stehenden Einspindeldrehautomaten werden erst in letzter Zeit konstruktive Lösungen aufgezeigt. Der Grundgedanke dieser Methode bei automatischer Drehbearbeitung geht ursprünglich von den Problemen beim Bearbeiten und Spannen unhandlicher und

unregelmäßiger Teile aus. Pate steht die Fertigung auf Fräs- oder Bohrwerken, insbesondere die Arbeit mit Palettentischen. Die Bearbeitungszeit nutzt man zum Vorbereiten des nächsten Teils auf einem Träger, anschließend bringt man mit einem im Verhältnis hierzu kurzen Wechselsvorgang die Einheit von Träger und Werkstück in den Arbeitsraum ein. Ebenfalls aus dem Bereich der Großteilfertigung stammt das Pendelverfahren, das Spannen der Teile auf ortsfesten Tischen und „bewegtem Arbeitsraum“. Ein weiterer Grund für die Anwendung ist ergonomischer Natur. Bei Drehmaschinen sucht man schon immer das Beladen schwerer Teile dadurch zu erleichtern, daß man das Futter in eine für den Bedienungsmann günstige Position bringt. Auf der Basis dieser Gedanken gibt es in der Drehfertigung aus der Vergangenheit verschiedene Lösungen, wie beispielsweise den integrierten Futtertransport über mehrere Einspannungen oder eine Kopplungsstelle im Bereich des Spindel-flansches mit Indexierung über Stirnzahnkranz.

Es waren im wesentlichen Genauigkeitsprobleme, die den Erfolg dieser Maßnahmen verhinderten und die Konzentration auf zwei konstruktive Lösungen bewirkten: Ortsfeste Spindeln und das Pendeln des Werkzeugträgers zur Bearbeitung und Lagerung mehrerer Spindeln in einer Schalttrommel nach dem Prinzip der bei Mehrspindelautomaten bekannten Lösungen.

**Bearbeitung im Pendelverfahren**

Das Pendelverfahren in der Drehbearbeitung verwirklicht die in Bild 1 gezeigte Lösung einer Vertikaldrehmaschine. Es arbeitet jeweils eine der beiden ortsfesten Spindeln, während die andere be- und entladen wird. Der Schlitten

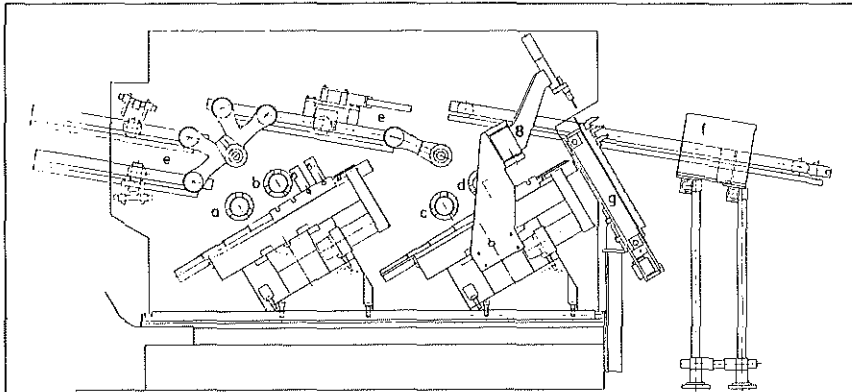


**Bild 2: Prozentualer Stückzeitgewinn im Vergleich verschiedener Drehbearbeitungsmethoden für Teile mit zwei Einspannungen**

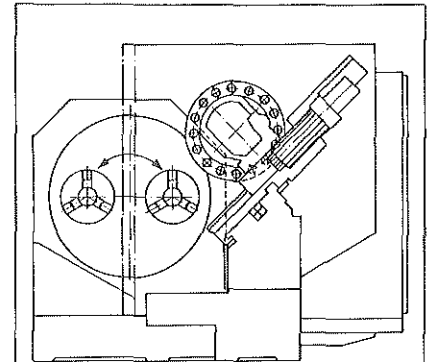
„springt“ von Spindel zu Spindel, der Arbeitsraum wandert mit der Bearbeitungsstelle.

Diese unter dem Gesichtspunkt der Handbeladung und bei relativ langen Laufzeiten entwickelte Methode erhält bei Bearbeitung in mehreren Einspannungen, bei kurzen Stückzeiten und bei Anwendung von Handhabungsgeräten einen ganz neuen Stellenwert: Sie bedeutet in vielen Fällen die Lösung von der Taktgebundenheit der Gesamtfertigung

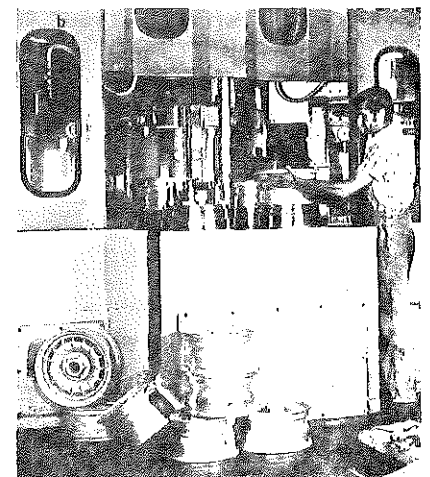
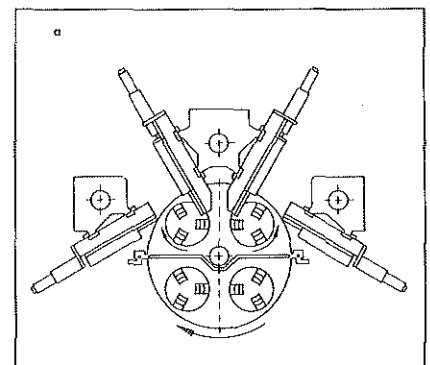




**Bild 3: Flexibles NC-Frontdrehmaschinensystem zum Bearbeiten von Getrieberädern**  
 a und b Spindeln für simultane Vorbearbeitung und Beladung, c und d Spindeln für das Nachbearbeiten im Pendelverfahren, e Schwenkarmbeladeeinrichtung, f Meßstation, g Werkzeugspeicher, h Werkzeugwechseleinrichtung



**Bild 4: Schrägbett-NC-Drehautomat mit Ladespindel**



**Bild 5: Vierspindelsenkrechtdrehmaschine**  
 a Anordnung von Spindel und Schlitten, b Beispiel für Handbeschickung

von einer Einspannung und bietet damit oft die Möglichkeit für Bearbeitungsabläufe nach fertigungsspezifisch optimierten Gesichtspunkten. Die zu erwartende Stückzeitverkürzung läßt sich aus folgender Überlegung ermitteln:

Die Fertigungszeit eines Teils in zwei Einspannungen beträgt bei Fertigung auf einer Einspindel-NC-Drehmaschine:

$$t_E = t_{g,max}^* + t_{g,min}^* + 2 t_{eil} + 2 t_{lad} \quad (1)$$

Auf einer Doppelspindel-NC-Maschine taktgebunden mit Ladeeinrichtung für jede Seite ergibt sich die Fertigungszeit aus:

$$t_D = 2 t_{g,max}^* + t_{eil} + t_{lad} \quad (2)$$

Mit einer Doppelspindel-NC-Maschine im Pendelverfahren ist die Fertigungszeit:

$$t_P = t_{g,max}^* + t_{g,min}^* + t_{lad} + t_{sprung} \quad (3)$$

Darin bedeuten  $t_{g,max}^*$  und  $t_{g,min}^*$  die längere beziehungsweise kürzere Grundzeit einer Einspannung ohne die Schlitteneilgangszeit  $t_{eil}$  in die Beladestellung.  $t_{lad}$  ist die Zeit für den Ladevorgang und  $t_{sprung}$  die Eilgangszeit des Schlittens zum Wechseln der Bearbeitungsseite. Gemäß dem heutigen Stand der Maschinen- und Handhabungstechnik läßt sich überschlägig  $t_{eil} \approx 0,15 \cdot t_{lad}$  und  $t_{sprung} \approx 0,25 t_{lad}$  für Produktionsmaschinen im Durchmesserbereich 100 bis 250 mm setzen.

Bild 2 gibt aus der Auswertung dieser Gleichungen einen Stückzeitvergleich der verschiedenen Verfahren. Gegenüber dem Einspindelndrehen zeigt der Doppelspindel mit Taktverfahren wesentliche Vorteile dann, wenn die Beladzeit überwiegt. Diese Wirtschaftlichkeit zeigt sich aber als außerordentlich empfindlich gegenüber unterschiedlichen

Stückzeiten in erster und zweiter Einspannung. Das Pendelverfahren ist bei hohem Teileausstoß je Zeiteinheit gegenüber der Einspindelmaschine um so mehr zu empfehlen, je kürzer die Bearbeitungszeiten werden. Der Einfluß unterschiedlicher Stückzeiten ist nicht gravierend. Gegenüber der Taktfertigung zeigt das Pendelverfahren wesentliche Vorteile unter dem Einfluß unterschiedlicher Einspannzeiten, wobei bei dieser Konzeption eine weitere Produktionssteigerung mit Verkürzung der Ladezeit möglich ist.

Den Vorteilen des Pendelverfahrens sind aber Grenzen gesetzt. Die Beladung eines Schlittens mit Werkzeugen für zwei Einspannungen bei Kollisionsfreiheit ist nicht unproblematisch. Die Verwendung von Revolvern ist nur in wenigen Fällen möglich. Gerade unter dem Gesichtspunkt hoher Produktivität bietet sich eine der Drehaufgabe angepaßte Anordnung der Schneiden derart an, daß nach Beendigung eines Schneidvorgangs durch eine Schneide die nächste Schneide zur Erledigung des nächsten Schnitts sofort ansteht. Die zweite technische Einschränkung ist durch den Werkzeugwechsel bei Standzeitende begründet. Die Anordnung von Reservewerkzeugen innerhalb eines Revolvers verbietet sich meist aus Kollisionsgründen, für den automatischen Wechsel bei dem oben beschriebenen Werkzeugaufbau existieren nur für wenige Aufgaben überzeugende konstruktive Lösungen. Die konsequente Verwirklichung dieser Überlegungen zu einem Drehsystem ist in Bild 3 dargestellt. Das auf Funktionseinheiten basierende Baukastenprinzip der Maschine nutzt man für den Aufbau einer Fertigungsstraße für Getriebeteile.

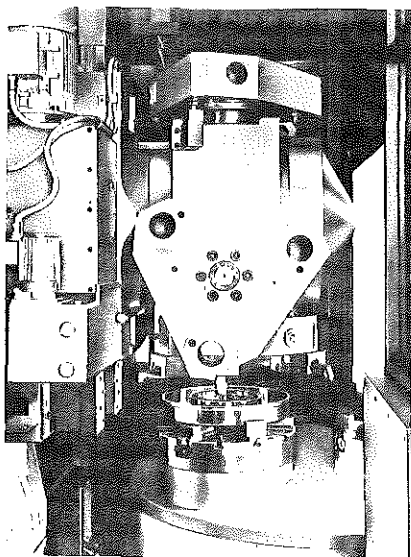
Auf der linken Seite werden die Werkstücke in zwei Spindeln simultan vorbearbeitet, die rechte Seite arbeitet im Pendelverfahren zur Erzielung der Genauße. Die Maschine ist automatisiert, der relativ geringe Spindelabstand auf der rechten Seite erlaubt in diesem Fall auch einen automatischen Werkzeugwechsel.

**Ladespindelsysteme unterschiedlicher Konzeption**

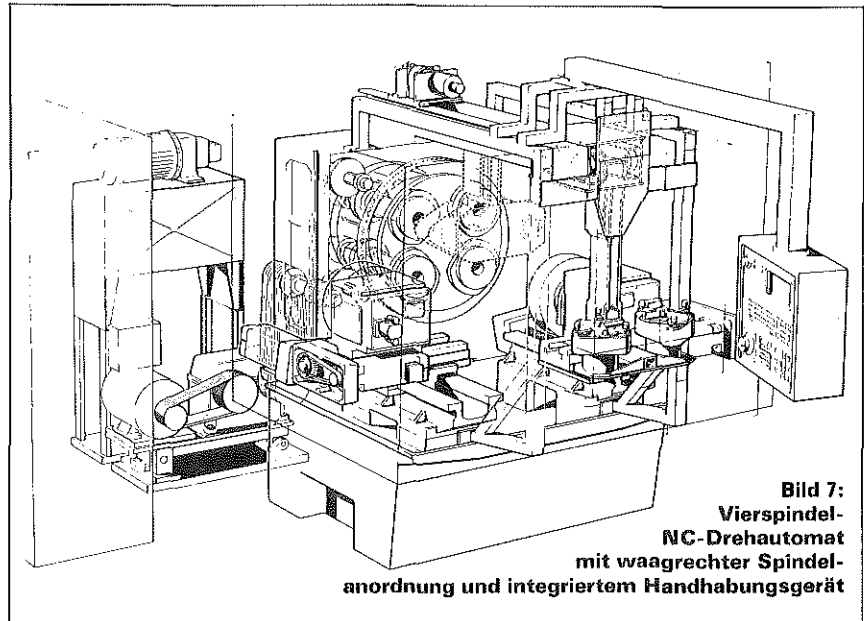
Die Verfolgung des Gedankens „Schalttrommel“ in Verbindung mit Einspindel-NC-Bearbeitung führt zu der in Bild 4 gezeigten Konstruktion, die einen Werkstückwechsel an der Maschine während der Bearbeitungszeit erlaubt und bei längeren Laufzeiten auch Mehrmaschinenbedienung gestattet.

Einen weiteren Automatisierungsschritt unter Verwendung von Ladespindeln zeigt Bild 5, hier werden an einem Senkrecht-Mehrspindel-Drehautomaten jeweils zwei Spindeln für das Bearbeiten und zwei Spindeln für das Beladen genutzt. Die Lage der Spindeln begünstigt die Beschickung von Hand, ist aber ebenso geeignet für eine Beladung durch Kettenförderer, Hängebahnsysteme oder ähnliche Fördersysteme.

Kennzeichnend für den Aufbau solcher Maschinen ist die Kombination von Eigenschaften, die zu einer Steigerung der Automatisierung im Mittelserienbereich führen. Die Bearbeitung in mehreren Lagen mit integriertem Werkstücktransfer ermöglicht höchste Zerspanungsleistungen auf engstem Raum und kurze Stückzeiten. Bei kurvengesteuerten Drehautomaten und der Beschränkung der Schlittenbewegungen auf meist achsparallele Richtungen macht die Aufteilung der Bearbeitung auf viele Lagen (Spindeln) notwendig (beispielsweise führt Bearbeitungslagen plus eine Ladelage); bei nicht achsgebundenen Bewegungen sinkt die Zahl der Bearbeitungslagen. Die technische und preisliche Entwicklung von Mi-



**Bild 6: Vierspindel senkrecht drehautomat mit Revolverköpfen für insgesamt zwölf Werkzeuge in Satellitenanordnung**



**Bild 7: Vierspindel-NC-Drehautomat mit waagrechter Spindel-anordnung und integriertem Handhabungsgerät**

kroprozessorbausteinen macht die Anwendung dieser Technik jetzt auch beim Aufbau von Steuerungen für Mehrspindel-Mehrschlittensysteme unter technisch-wirtschaftlichen Gesichtspunkten möglich. Die Konzentration auf weniger Bearbeitungslagen erfordert dabei neben der Bahnsteuerung der Schlitten noch einige weitere, aus dem Bereich der Einspindel-NC-Maschinen bekannten konstruktiven Details:

- Die Arbeitsspindeln erhalten stufenlos regelbare, voneinander unabhängige Antriebe, um so die für jeden Bearbeitungsvorgang optimale Schnittgeschwindigkeit zu erreichen.
- Die – ebenfalls mit unabhängigen Antrieben ausgerüsteten – Schlitten müssen alle für die Bearbeitung notwendigen Werkzeuge tragen. Das bedeutet die Verwendung schnell schaltender Werkzeugträger, die Lösung der damit verbundenen Kollisionsprobleme und – zur Verkürzung der Rüst- und Wechselzeiten – die Verwendung von Schnellwechsel-Werkzeughaltersystemen, beispielsweise nach VDI 3425.

Dem Problem der Werkzeugbereitstellung unter den bei Mehrspindelautomaten vorliegenden besonderen Bedingungen des Arbeitsraums begegnet man mit verschiedenen Konzeptionen von Werkzeugträgern. Bild 6 zeigt eine Ausführung, bei der mittels eines Systems von Satellitenrevolverköpfen die kollisionsfreie Anordnung von zwölf Werkzeugen je Schlitten erreicht wird. Die Positionierung der Satelliten und des Kopfes geschieht über Stirnzahnkränze; die Vor-

teile dieser großen Werkzeugzahl und der Kollisionsfreiheit müssen im Vergleich zu anderen Systemen mit längeren Schaltzeiten erkaufte werden. In anderen Fällen werden unter Anwendung von zwei Kreuzschlitten je Arbeitsspindel die Schlitten mit hydraulisch schaltenden Vierfach- oder Sechsfachrevolvern ausgerüstet. Diese Technik bedarf einer sorgfältigen Kollisionsüberlegung. Während bei den bisher betrachteten Systemen hauptsächlich die Lösung für schwere und schwierig zu spannende Teile bei verhältnismäßig langen Laufzeiten im Vordergrund stand, wird das in Bild 7 gezeigte, grundsätzlich nach dem gleichen Prinzip aufgebaute Drehmaschinensystem unter bewußter Anwendung automatisierter Handhabungstechniken auch für leichtere Drehteile und kurze Laufzeiten angewendet. Die waagerechte Anordnung der beiden jeweils unteren Spindeln als Arbeitsspindeln entspricht dem Aufbau bei NC-Frontdrehautomaten, die Schlitten dieser Maschine tragen Achtfachrevolver mit Schnellwechselwerkzeugsystemen. Im Gegensatz zu den vorher gezeigten Lösungen ist der Eingriff in den Arbeitsraum und die Beladung der beiden oberen Ladespindeln von Hand praktisch nicht möglich, entsprechend ihrer hohen Produktivität ist die Maschine mit automatischer Werkstückzuführung ausgerüstet. Die Beschreibung grundsätzlicher Arbeitsweise sowie der automatischen Verketzung ist einem weiteren Bericht vorbehalten.

Werkbilder: 1 Hessapp, 2 Verfasser, 3 und 5 Pittler, 4 Heyligenstaedt, 6 Hasse & Wrede, 7 Gildemeister

## Lärminderung an Mehrspindel-Drehautomaten<sup>1</sup>

P. Dietz, Clausthal-Zellerfeld

In dem Bestreben, das Arbeitsleben menschengerechter zu gestalten, tritt die Lärmbelastigung bei schnelllaufenden mechanisch gesteuerten Maschinen immer mehr in den Vordergrund der Betrachtungen. Im Rahmen eines öffentlich geförderten Forschungsprojektes wurden die hauptsächlichsten Lärmquellen während des Arbeits- und Schaltvorgangs bei Mehrspindel-Drehautomaten untersucht und eine Geräuschminderung durch konstruktive Maßnahmen erarbeitet und erprobt.

### 0 Einleitung

Mechanisch gesteuerte Mehrspindel-Drehautomaten bearbeiten bis zu acht Teile gleichzeitig in einem gemeinsamen Arbeitsraum. Diese platzsparende Anordnung in Verbindung mit dem zuverlässigen und schnellen Steuern der Maschinen durch mechanische Kurven machen Mehrspindel-Drehautomaten besonders geeignet für den Aufbau von Fertigungslinien in der Massenfertigung. Hier stellen sie auch künftig das kostengünstigste und betriebssicherste Mittel der Drehfertigung dar.

Die extrem hohen Zerspanleistungen auf engstem Raum und die zahlreichen mechanisch bewegten Teile bedingen bei Mehrspindel-Drehautomaten Maschinengeräusche, die an der oberen Grenze der in der Arbeitsstättenverordnung zugelassenen Werte liegen können. Hinzu kommt ein konzentriertes Aufstellen dieser Maschinen in Maschinenhallen der Fertigungsbetriebe. Da viele solcher Maschinen zum Geräuschpegel am Arbeitsplatz zusammenwirken, führt dies zu verschärften Bedingungen in bezug auf die Maschinengeräusche der Einzelmaschinen. Unter Berücksichtigung der immer höher zu bewertenden Geräuschminderungsmaßnahmen in bestehenden Fertigungseinrichtungen und unter dem Gesichtspunkt einer allgemeinen Weiterentwicklung dieser Maschinen zu höheren Leistungsdichten und Arbeitsgeschwindigkeiten ergeben sich folgende Aufgaben:

- Lärminderung vorhandener Maschinen so weit wie möglich durch konstruktive (primäre) und überwiegend nachträgliche (sekundäre) Lärminderungs-Maßnahmen, d. h. zusätzlich und nachträglich anzubringende Ausstattungen, die bestehende Arbeitsplätze lärmarmer machen.
- Entwicklung von Maßnahmen und Konstruktionsprinzipien für geräuscharme Maschinen und ihre Anwendung bei der Neuentwicklung von Mehrspindel-Drehautomaten unter Beachtung neuzeitlicher Schneidstoff- und Steuerungstechnik.

### 1 Geräuschanalyse an Mehrspindel-Drehautomaten

Für die Geräuschentwicklung an Werkzeugmaschinen ist der Körperschall maßgebend. Er entsteht einerseits durch dyna-

mische Abläufe unter dem Einfluß der an einem Bewegungsvorgang beteiligten Federungen, Massen oder Reibungen (Zahnräder, Kugellager, Verriegelungen, Zerspanungsvorgänge usw.), andererseits wird er durch erzwungene Bewegungen mit Massen- oder Federkräften hervorgerufen, z. B. bei Kurvengetrieben. Zur zusammenfassenden Beschreibung der entstehenden Luftschallsignale dient der Mittelungspegel, in dem verschiedene spektrale Komponenten mit der A-Bewertung und zeitliche Schwankungen durch energetische Mittelung des Impulsschallpegels berücksichtigt werden. Daneben können impulsartige, für das Gehörempfinden besonders unangenehme Geräuschspitzen auftreten, die hinsichtlich der Entwicklung von Geräuschminderungsmaßnahmen besonderer Untersuchungen in ihrem zeitlichen Ablauf bedürfen.

Zur Erläuterung der Geräuschentstehung zeigt *Bild 1* in perspektivischer Darstellung den Aufbau und Getriebesystem eines für heutige Mehrspindel-Automaten repräsentativen Sechsspindel-Stangenautomaten. Sämtliche Haupt- und Nebentriebe werden über eine einzige Antriebswelle und Verzweigungsgetriebe mit zum Teil sehr langen Wellen bedient, z. B. Mittelwelle (6) zum Antrieb der Drehspindeln oder Hauptsteuerwelle zum Antrieb der Spindeltrommelschaltung. Ein System von Drehzahl- und Vorschubwechsellagern (4, 5) stimmt die Haupt- und Nebentriebe auf bestmögliche Schnittbedingungen ab. Kupplungen schalten zwischen Eil- und Arbeitsgangbereich, die Schlittenbewegungen werden über Trommel- oder Scheibenkurven (7, 23) angetrieben. Das Weiterschalten der Maschine in die nächste Station während des Eilgangs geschieht durch einen Malteserkreuzantrieb mit Stirnzahnkranz (13). In einem Arbeitszyklus sind der Arbeitsgangbereich für die Zerspanung und der Eilgangbereich für Vor- und Rücklauf der Schlitten und Einrichtungen sowie für die Spindeltrommelschaltung zusammengefaßt. Die Zykluszeit beträgt bei neueren Mehrspindel-Drehautomaten etwa 3...40 s, die für den Eilgang zur Verfügung stehende Zeit oft weniger als 1 s.

Zur Definition und Analyse der Schallquellen wurden Luft- und Körperschallmessungen an zwei Maschinen vorgenommen, dem Sechsspindel-Stangenautomat PRC 50/6 als Glied einer bestehenden Baureihe und dem Prototyp des neu entwickelten Sechsspindel-Stangendrehautomat PS 26/6, bei dem dem Schallschutz durch die Maschinenkonstruktion verstärkt Rechnung getragen wird. *Bild 2* gibt das Schmalbandspektrum des gemessenen Körperschallpegels und *Tabelle 1* den Vergleich mit den theoretisch auftretenden Zahnneigeffrequenzen bei der Maschine PRC 50/6 wieder.

### 2 Geräuschminderung durch Kapselung

Die Kapselung von Drehautomaten soll sowohl zur Minderung der Geräusche dienen, die vom Arbeitsraum und den

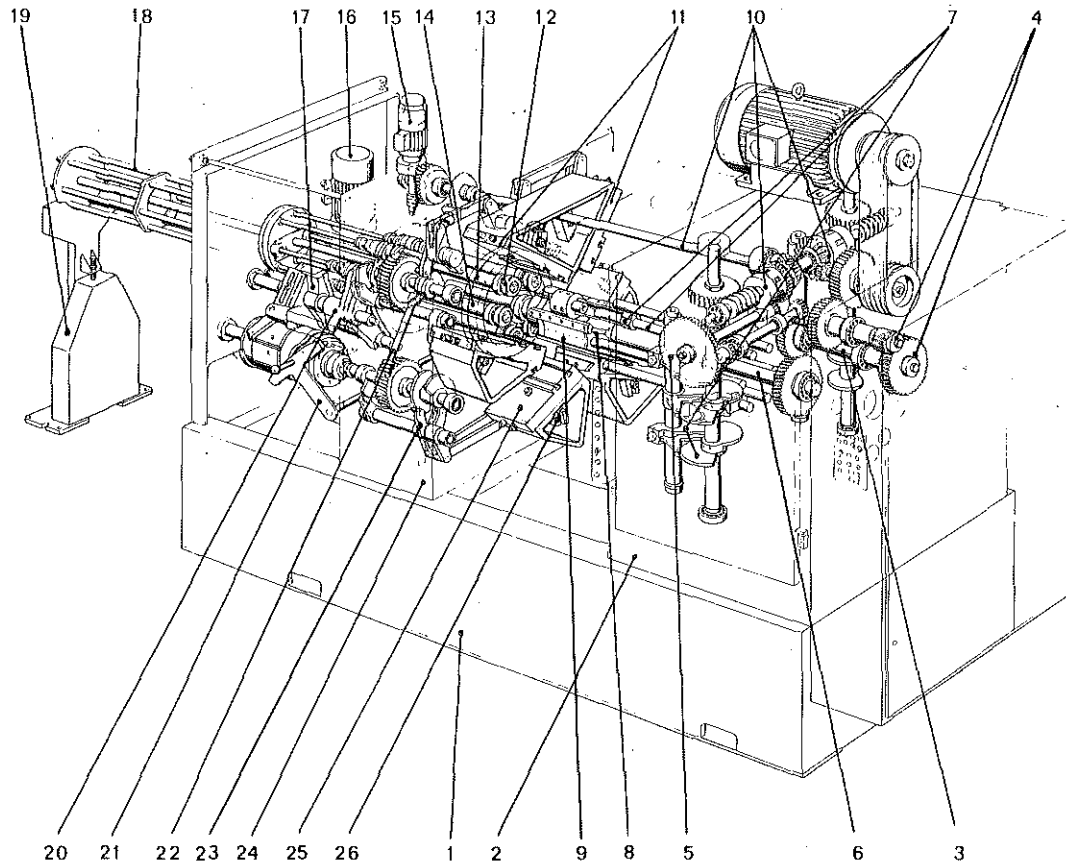


Bild 1. Grundsätzlicher Aufbau des Sechsspindel-Stangenautomaten PS 26/6. 1 Unterkasten, 2 Räderkasten, 3 Schaltschrank, 4 Spindel- und Wechslerräder, 5 Wechslerräder für Stückfolgezeit, 6 Mittelwelle, 7 Längsschlitten-Antrieb, 8 Längsschlittenträger, 9 Kupplungen für Eil- und Arbeitsgang unabhängiger Längsschlitten, 10 Kupplungswelle und Verbindungswelle, 11 oberer Querschlitzen, 12 Drehspindel, 13 Verriegelung mit Stirnzahnkranz, 14 Spindeltrommel, 15 Einrichtmotor, 16 Schmierölpumpe, 17 Vorschubschieber, 18 Stangenführungsrohre, 19 Ständer, 20 Spannschieber, 21 Bedienungshebel für wahlweise Abschaltung des Stangenvorschubs und der Spindeltrommel-Schaltung, 22 Verteilerwelle, 23 Antrieb für unteren Querschlitzen, 24 Spindelkasten, 25 unterer Querschlitzen, 26 Schlittenweg-Verstellung

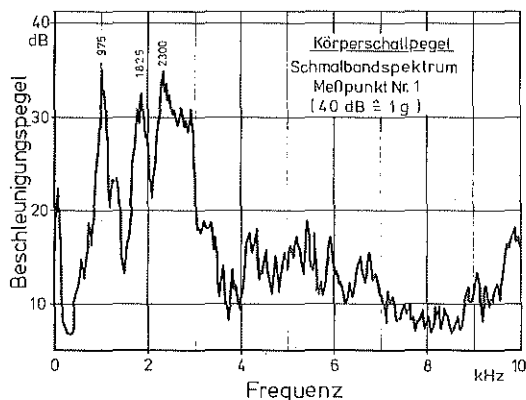


Bild 2. Gemessener Körperschallpegel des Spindelkastens am Messpunkt 1 (Mehrspindeldrehautomat PRC 50/6)

besonders stark angeregten Flächen des Räder- und Spindelkastens abgestrahlt werden, sie soll aber auch die üblichen Aufgaben des Spritz- und Berührungsschutzes sowie der Lenkung des Kühl-Schmierstoffflusses erfüllen. Im Gegensatz zu den aus anderen Maschinenbaubereichen bekannten „Schallschluckhauben“ bedeutet das bei Werkzeugmaschinen zusätzliche Nebenbedingungen für die bei der Kapselung [1] zu ver-

wendenden Werkstoffe. Die Innenseite der Kapseln muß dauerhaft gegen Kühl-Schmierstoff beständig sein, die Benetzung mit diesen Stoffen darf die Akustik nicht unzulässig verschlechtern, alle Werkstoffe müssen feuerhemmend sein. Schließlich soll die Kapselung auch im Aussehen ansprechen.

Bild 3 gibt eine Übersicht über die im Rahmen dieses Forschungsvorhabens untersuchten, für Werkzeugmaschinen geeigneten konstruktiven Ausführungen von Kapselenelementen. Für zusätzliche Geräuschminderungsmaßnahmen an bereits ausgelieferten Maschinen eignen sich die Konstruktionsformen nach a und c, eine Zusammenfassung der Messergebnisse ergibt Bild 4.

Hiernach beträgt bei Auskleidung mit Mineralfaserplatten die Schallpegelminderung bis zu 11 dB (A). Eine Schallminderung wird im Bereich der Förderbandöffnung ohne zusätzliche Maßnahmen durch Absorptionsdämpfer nicht erreicht, der Undichtigkeitsanteil von etwa 20% in diesem Bereich der Maschine bewirkt eine Schallminderung um 6 dB (A).

Unter Anwendung der in dem Versuch gewonnenen Erkenntnisse wurde ein Baukastensystem für die Ausstattung bereits bestehender Arbeitsplätze an der gesamten Palette der betreffenden Mehrspindel-Drehautomaten entwickelt, das neben einer Schallminderung um mindestens 8 dB (A) für die Bedienung und das Rüsten der Maschine wesentliche Vorteile aufweist:

- Gegenüber der ungekapselten Maschine wird der Bewegungsraum des Maschinenbedieners nicht eingeschränkt

Tabelle 1. Zahneingriffsfrequenzen aus der Getriebeanordnung (Mehrspindel-Drehautomat PRC 50/6)

Ort	n [min <sup>-1</sup> ]	Zahnrad	Zahneingriffsfrequenz in Hz		
			1. Harm.	2. Harm.	3. Harm.
Antriebswelle	822	Kegelrad z=39	534	1069	1603
		Schieberadblock z=60/42	822	1644	2466
Wechselradwelle	1174	Wechselräder A/B z=48/48	935	1879	2818
Mittelwelle	1174	Wechselräder C/D z=42/54	822	1644	2466
Vorschubwelle	913	Stirnrad z=25	380	761	1141
Schnellgangwelle	762	Stirnrad z=63	821	1642	2463

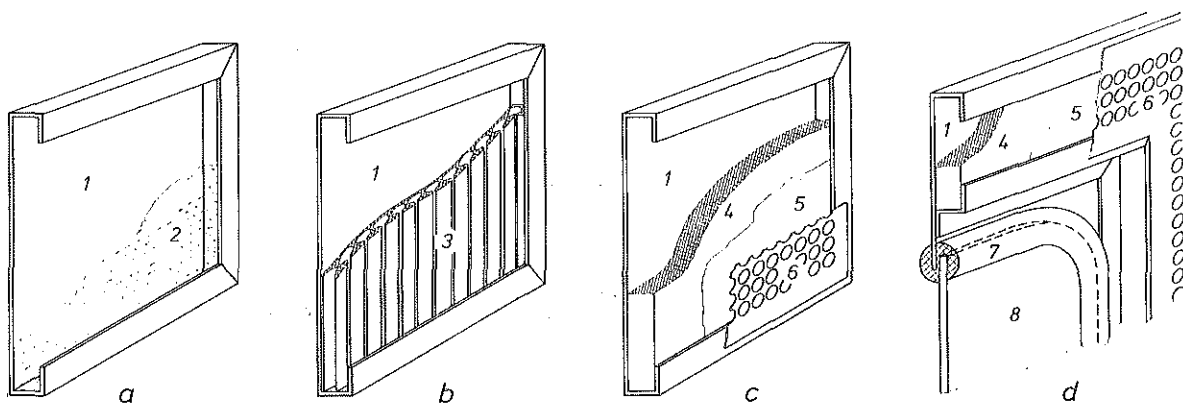


Bild 3a-d. Konstruktive Gestaltungsmöglichkeiten von Kapseln für die Anwendung bei Mehrspindel-Drehautomaten. 1 1-mm-Stahlblech, 2 aufgeklebter Entdröhnwerkstoff (2...3 mm dick), 3 Kunststoff-Entdröhnwerkstoff (feuerhemmend und widerstandsfähig gegen Öl und Kühlmittel), 4 Mineralwolle (20 mm dick), 5 Schutzfolie (20 µm), 6 punkgeschweißtes Lochblech, 7 Profilgummi zur Fensterbefestigung, 8 Beobachtungsfenster

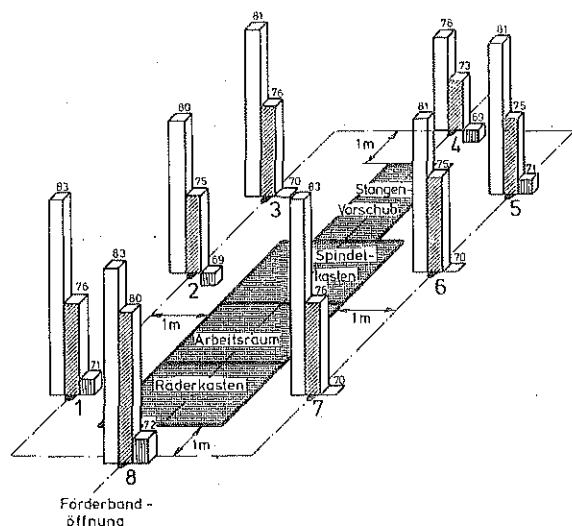


Bild 4. Gemessene Schallpegel der Luftschallmessungen bei verschiedener Ausführung der Kapselung. Linker Balken: Normalausstattung mittlerer Balken: gekapselt nach Bild 3a ohne absorbierende Auskleidung, bis 5 dB (A) weniger, rechter Balken: gekapselt mit Auskleidung 20 mm Mineralfaserplatten, verschlossene Spalte (Bild 3c) im Mittel 11 dB (A) weniger

und die Fluchtwege zwischen den Maschinen werden nicht beeinflusst.

- Die Kapsel ist mit der Maschine so verbunden, daß eine einzige Transporteinheit entsteht.
- Die Zugänglichkeit für den Maschinenbediener zum Arbeitsraum und alle für den Betrieb und das Umrüsten benötigten Handhabungen ist gewährleistet.
- Das System kann an vorhandene Werkstück-Zuführungseinrichtungen bei der Montage angepaßt werden.

Die Aufwendungen für eine solche sekundäre Maßnahme ohne Veränderung der Maschine betragen etwa 5...8% des Maschinenpreises.

### 3 Entwurf einer geräuscharmen Mehrspindel-Drehmaschinen-Baureihe

#### 3.1 Getriebe und Getriebebeschaltung

Die Auswertung der Frequenzanalysen aus den Messungen an der Maschine PRC 50/6 weist als wesentlichen Anteil zum Gesamtgeräusch der Maschine die Zahnradgeräusche im Spindelkasten an Kegel- und Stirnrädern nach. Von den im Schrifttum aufgezählten zahlreichen Ursachen für das Betriebsgeräusch an Zahnradern [2, 3] sind nur der *Eingriffsstoß* und der *Steifigkeitswechsel* durch die geometrische Auslegung

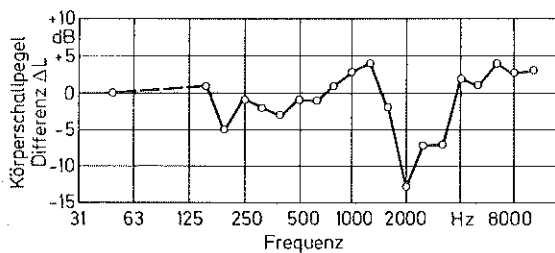


Bild 5. Erreichte Körperschallpegel-Änderungen (Terzpegel) durch Fertigung von Schieberadblock und Wechselradpaar mit Sprungüberdeckungsgrad  $\epsilon_{\beta} = 2,0$ . Maschine PRC 50/6

der Verzahnung beeinflussbar, der Einfluß von Verzahnungsfehlern kann durch fertigungstechnische Maßnahmen variiert werden.

Als Ergebnis zahlreicher Untersuchungen unter Variation von Zahngeometrie, Herstellungs- und Wärmebehandlungsverfahren werden folgende konstruktiven Grundprinzipien als aktive Maßnahmen zur Geräuschminderung im Bereich des Räderkastens verwirklicht:

- Kegelradpaare mit Schrägverzahnung, hochvergütet und plasmanitriert. Mit dieser Maßnahme erreicht man Geräuschminderungen um etwa 4 dB (A).
- Ausführung der Wechsel- und Schieberäder mit Schrägverzahnung bei einem Sprungüberdeckungsgrad  $\epsilon_{\beta} = 2$ . Vergleichende Körperschallmessungen ergaben eine Verbesserung im Geräuschpegel um 2...6 dB für bestimmte Frequenzbereiche (Bild 5), für den A-bewerteten Gesamtpegel der Maschine ergeben sich geringere Einflüsse.

Eine der Maßnahmen zur Verminderung der Geräuschentstehung im Spindelkasten ist der Einbau einer weichen Schaltkupplung, die so bemessen sein muß, daß sie bei ausreichender innerer Dämpfung den zweimaligen Schaltvorgang innerhalb der vorgegebenen Eilgangzeit (bei der untersuchten Maschine PS 26/6 von 0,72 s) durchführt. Da es sich bei diesem Geräusch um ein zweimaliges „Schlagen“ während des Arbeitszyklus handelt, ist die Auswirkung auf das subjektive Gehörempfinden größer als es der A-Mittelungspegel beschreiben kann. Eine Ausführung mit veränderter Lamellengeometrie verhindert ein „hartes“ Eingreifen der Kupplungen und senkt den Impulsschallpegel um etwa 3 dB.

### 3.2 Kurven- und Verriegelungsglieder

Kurventriebe in Mehrspindel-Drehautomaten dienen dem zwangsgebundenen Ablauf aller für die Teilefertigung benötigten Bewegungen. Die für die Kurven maßgebenden Funktionen sind teilweise vom Betriebsablauf her vorgegeben. So wird zum Beispiel für die Schlittenantriebe ein konstanter Vorschub während des Schneidvorgangs verlangt. Andere Funktionen dienen der möglichst schnellen Positionsveränderung von Massen, z.B. Rückzugbewegung der Schlitten, Spindeltrommel-Weiterschaltung, Einfahren und Lösen von Verriegelungsgliedern. Bei der Auslegung von Kurventrieben [4] lassen sich wesentliche Verbesserungen im Maschinengeräusch erreichen, wenn Bewegungsgesetze mit zwei oder mehr stetigen Ableitungen angewendet werden. Im vorliegenden Fall erwies sich die Ausbildung der Schalt- und Eilgangkurven nach trigonometrischen Gesetzen in bezug auf Geräuschminderungen im niederfrequenten Hörbereich als erfolgreich.

Ein weiterer wesentlicher Einfluß ist den durch die theoretische Wegfunktion bedingten Beschleunigungs- und Schallentstehungsvorgängen überlagert. Hervorgerufen durch das

Interpolationsprinzip der Kurvenherstellung mit numerisch gesteuerten Werkzeugmaschinen werden die theoretisch berechneten Kurven durch eine Anzahl von Kreis- oder Spiralbögen ersetzt. Dabei hat diese Art der Herstellung eine Überlagerung der berechneten Kurvenform mit einer an den Stoßstellen der Approximationsbögen unstetige Fehlerfunktion zur Folge. Der Minimierung dieses Einflusses dient ein CAM-Programm, das zur Berechnung der Interpolationskurven für die numerische Kurvenherstellung verwendet wird.

### 3.3 Gehäusekonstruktion

In den Antriebsgliedern entstehen Belastungsschwankungen und Schwingungserregungen. Sie werden über die Wellen und Lager oder über die in dem Getriebegehäuse befindliche Luft auf das Gehäuse und von dort weiter auf Maschine, Fundament und an die Umgebung weitergeleitet. Das Getriebegehäuse wird durch diese Wechselkräfte zu Schwingungen angeregt, wobei es je nach Lage seiner Resonanzstellen zusammen mit dem rotierenden System entweder als mechanischer Filter oder als mechanischer Verstärker wirken kann. Die konstruktive Ausbildung des Gehäuses hat dabei eine unmittelbare Auswirkung auf die Entstehung der Getriebe Geräusche und ihre Verminderung, z.B. durch gedrungene Lagerung und verstärkte Wellen; andererseits kann man hierdurch die Schallbrücke zwischen dem Anregungsort und dem abstrahlenden Gehäuse beeinflussen.

Eine Standardmaßnahme zur Verminderung oder Unterbrechung des Körperschallflusses besteht im Einbau elastischer Glieder bzw. elastischer Abstützung zwischen den Getriebeteilen und dem Gehäuse, z.B. durch Gleitlager statt Wälzlager. Bei der Entwicklung der geräuscharmen Mehrspindel-Drehmaschinen-Baureihe wurde die körperliche Trennung von kräfteleitenden und öl- sowie schallkapselnden Teilen des Getriebegehäuses bevorzugt.

Nach dem Prinzip der Aufgabentrennung wurden die Funktionen der Kraftleitung und die des Isolierens von Stoff- und Körperschallflüssen durch jeweils hierfür vorgesehene Bauteile verwirklicht. Die Folgerung einer solchen Überlegung ist die in Bild 6a dargestellte Räderkastenkonstruktion mit grundsätzlich unverändertem Aufbau der Hauptelemente. Sie besteht aus einem kräfteleitenden Rahmen, der über eine starke und unregelmäßige Verrippung die Lagerkräfte auf dem kürzestmöglichen Weg in den Unterkasten leitet, ferner aus einer schall- und ölisolierenden Außenkontur.

Bei der Entwicklung des Maschinentyps PS 26/6 waren diese Gedankengänge von wesentlichem Einfluß. Bild 6b beweist, daß das Prinzip der Aufgabentrennung zwischen dem Kraft- und dem Körperschallfluß zu einem völlig neuen Getriebetyp dieser Art führt. Durch die starke Verrippung im Innern des Spindel- und Räderkastens wird eine hohe Steifigkeit erreicht, Kräfte und Momente werden innerhalb des Kastens durch die ungleichmäßigen und in mehreren Ebenen liegenden Rippen oder Wände aufgenommen. Bild 7 stellt die konsequente Anwendung dieser Überlegungen bei der Gesamtmaschine dar. Die großen Türen verbessern die Zugänglichkeit der Maschine bei Wechselrad- und Kurvenwechsel, sie sind als schalldämmende Kapseln nach Bild 3b ausgebildet. Es wurde aber auch der Schaltschrank für die Schalldämmung der als schallkritisch bekannten Wechselräder konstruktiv genutzt. Neben einer erheblichen Geräuschminderung ergibt sich durch die einfache Handhabung außerdem eine hohe Umrüstfreundlichkeit in diesem Maschinenbereich. Der an der Maschine gemessene mittlere Luftschallpegel beträgt 76 dB (A).

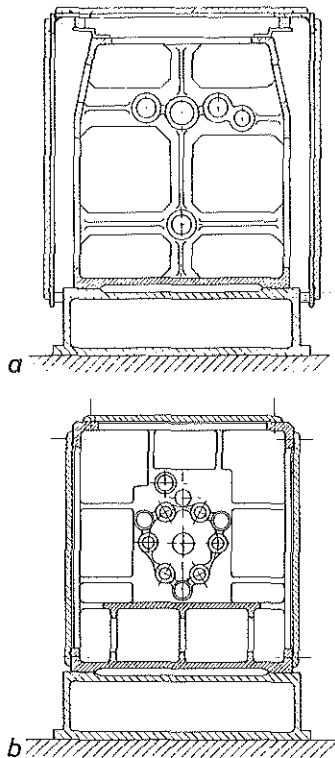


Bild 6a und b. Räderkastengestaltung. a Räderkasten PRC 50/6 nach dem Prinzip der Aufgabenteilung und nachträglichen Kapselung, b Räderkasten PS 26/6 durch Neukonstruktion

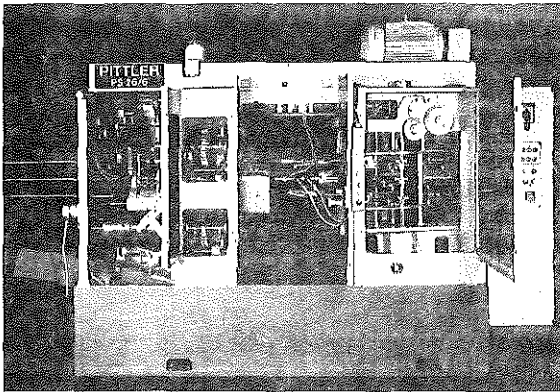


Bild 7. Aufbau von Spindel- und Räderkasten des Drehautomaten PS 26/6 nach den Gesichtspunkten der Geräuschdämmung und der Bedienerfreundlichkeit. Arbeitsraumschutze sind abgenommen

#### 4 Zusammenfassung

Die erzielten Ergebnisse lassen sich einerseits unmittelbar auf die bessere Gestaltung vorhandener Arbeitsplätze ohne konstruktive Veränderung bestehender Maschinenreihen anwenden, andererseits ergeben sich richtungweisende Grundsätze und Konstruktionsregeln für die Entwicklung von Mehrspindel-Drehautomaten. Diese sollten sowohl in der Konzeption des Gesamtaufbaus als auch in der konstruktiven und fertigungstechnischen Auslegung der verschiedenen Maschinenelemente verwirklicht werden.

Allgemein läßt sich aus den Ergebnissen dieses Forschungsvorhabens ableiten, daß an einer so komplexen Maschine wie einem Mehrspindel-Drehautomaten Geräuschminderung durch konstruktive Maßnahmen nur durch ein sorgfältiges Beachten der Schallentstehung und -weiterleitung bei allen Maschinenelementen möglich ist, während eine rasche und wirksame Maßnahme ohne Veränderung des Maschinenaufbaus in der Kapselung der Gesamtmaschine zu sehen ist.

#### Schrifttum

1. VDI 2711 (Entwurf): Schallschutz durch Kapselung. Berlin, Köln: Beuth 1974
2. Weck, M. u.a.: Geräuschminderung an spanenden Werkzeugmaschinen. Lösungskatalog geräuschmindernder Maßnahmen. Forschungsbericht 0133. Frankfurt: VDW 1981
3. Schirmer, W.; u.a.: Lärmbekämpfung – Physikalische Grundlagen und praktische Maßnahmen der Lärmbekämpfung an Maschinen- und Produktionsanlagen. Berlin: Tribüne 1974
4. Müller, H.W.; Föllner, D.: Geräuscharme Maschinenteile. Die Entstehung von Maschinengeräuschen und konstruktive Maßnahmen zu ihrer Verminderung. Forschungshefte 26. Frankfurt: Forschungskuratorium Maschinenbau 1974

#### Fußnote

- 1 Bericht über das Forschungsprojekt „Lärminderung an Mehrspindel-Drehautomaten“, das vom Bundesministerium für Forschung und Technologie (BMFT) gefördert und von der Pittler AG, Langen, unter Mitarbeit der Firma Müller BBM GmbH, München-Planegg, und des Instituts für Konstruktionslehre des Allgemeinen Maschinenbaus der RWTH Aachen, durchgeführt wurde

Professor Dr.-Ing. Peter Dietz ist Direktor des Fritz-Stüchtig-Instituts für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal, er war zur Zeit der Abfassung des Berichts Entwicklungsleiter der Pittler AG, Langen





Mehr Teile je Zeiteinheit

## Ladespindel und Pendelverfahren bei der Drehbearbeitung verringern die Fertigungskosten

Peter Dietz

Wirtschaftlichkeitsberechnungen ergeben, daß im Bereich der Mittel- und Großserienfertigung die Werkstückbeladung mittels Ladespindeln eine interessante und oft der Taktfertigung überlegene Alternative darstellt. Im Rahmen der technischen Anwendbarkeit stellt dieses Verfahren bei Maschinen mit ortsfesten Spindeln und Pendelschlitten sehr oft die wirtschaftlichste Lösung dar, im Gegensatz zum erheblichen Mehrpreis einer Spindeltrommel, der nur bei genügend großer Ladezeiteinsparung und nur im Bereich höherer Losgrößen seine Berechtigung findet.

Zum Erhöhen der Produktivität in der Drehfertigung verwendet man neben Handhabungssystemen mehr und mehr Ladespindelssysteme. Das Beladen der Drehmaschinen während der Bearbeitung verringert die Zeiten für den Werkstückwechsel erheblich. Die meisten konstruktiven Lösungen sehen ortsfeste oder in einer Schalttrommel gelagerte Spindeln vor. Die räumliche Anordnung dieser Spindeln kann eine Beladung von Hand erleichtern. Auch bei sehr kurzen Stückzeiten führt das Anwenden des Ladespindelprinzips meist zu einem höheren Teilausstoß [1].

Bild 1 zeigt die grundsätzliche Arbeitsweisen von Vierspindel-NC-Drehautomaten bei zwei Einspannungen [1]. Zu den bei konventionellen Steuerungen üblichen Verfahren der Simultanbearbeitung mit Zwischenstapeln (Bild 1a) und dem Drehen mit Wenden in zwei Einspannungen mit der Voraussetzung gleicher Stückzeit für erste und zweite Einspannung (Bild 1b) kommt ein drittes Verfahren: Die CNC-Technik mit abrufbaren Programmen und die mit allen erforderlichen Werkzeugen ausgerüsteten Werkzeugspeicher erlauben ein kombiniertes Abarbeiten von erster und zweiter Einspannung ohne Zwischenstapeln und ohne Rücksicht auf unterschiedliche Bearbeitungszeiten (Bild 1c). Diese Arbeitsweise zeigt, daß eine weitere Produktivitätssteigerung des Pendelverfahrens mit ortsfesten Spindeln durch eine Beschleunigung des Ladevorgangs erreicht werden kann. Bei diesem Maschinensystem ist die Trommelschaltung im allgemeinen schneller als vergleichbare Ladeeinrichtungen, die Verwen-

dung von kollisionsfrei arbeitenden Revolvern ist möglich.

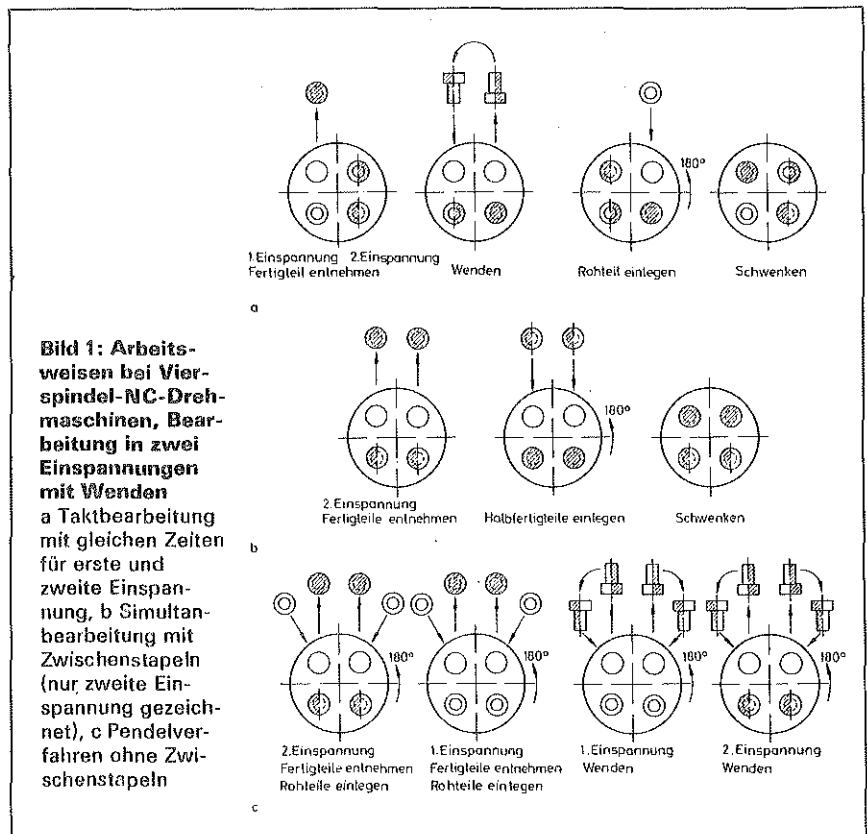
### Verkürzung der Ladezeiten

Eine von den vorhergehenden Lösungen abweichende Konstruktion ist, in ihrem prinzipiellen Aufbau in Bild 2 zu sehen. Als besonderes Zeichen dieser auf der Emo 1981 vorgestellten Maschine ist zu werten, daß zum erstenmal in der Geschichte der Drehmaschinenentwicklung die Maschine in erster Linie nach

den Erfordernissen einer automatischen Verkettung konstruiert wurde. Bei dem mit Bundesmitteln geförderten Entwicklungsprojekt steht die Aufgabenstellung im Vordergrund, bei grundsätzlicher Teilezuführung über Handhabungsgeräte autarke Fertigungszellen ebenso wie den modularen Aufbau flexibler Fertigungsstraßen zu verwirklichen.

Arbeits- und Ladespindel sind mit versetzten Achsen in einem Schwenkspindelstock untergebracht, der die Vorteile des Horizontaldrehens (Späneabfuhr) mit den Vorteilen des Senkrechtladens (Anlage im Futter unter Schwerkraft) verbindet. Aufgrund dieser räumlichen Anordnung kann der Beladevorgang außerhalb des Arbeitsraums vorgenommen werden; an dieser Stelle ist auch die Einbeziehung von Meß- und Kontrollfunktionen möglich. Bezüglich der Gestaltung der Spindelanordnung unter besonderer Berücksichtigung thermischer Verformung betritt man mit dieser Konstruktion Neuland.

Die gezeigten Konzepte von Ladespindeln bewirken eine ganz erhebliche Verkürzung der Ladezeiten. Die Konstruktionen machen aber deutlich, daß dieser Vorteil mit einem beträchtlichen Aufwand erkauft werden muß. Der zusätzliche Freiheitsgrad durch die Spindel-

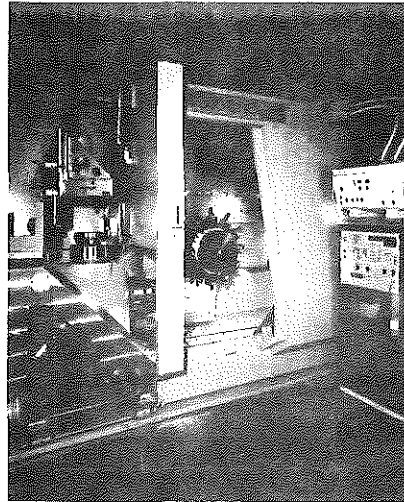


Prof. Dr.-Ing. Peter Dietz ist Direktor des Institutes für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal.

schaltung kann Probleme bezüglich der Drehgenauigkeit geben. Von wesentlichem Einfluß auf die Genauigkeit ist die Wiederhol-Teilungs-Genauigkeit der Schalttrommel, die man konstruktiv mit Dreiringplanverzahnungen erzeugt und die ohne Berücksichtigung thermischer und elastischer Verformungen mit ein bis zwei Winkelsekunden angegeben wird. Alle anderen, für eine Spindel spezifischen Abweichungen (beispielsweise Teilungs- oder Durchmesserabweichungen im Lochbild der Spindeltrommel) sind für jede Spindellage wiederkehrend und können mittels lagenbezogener Maßkorrekturen in der Steuerung berücksichtigt werden.

Weil das oberste Ziel jeder Automatisierungsbestrebung die Erhöhung der Produktivität bei Verringerung der Stückkosten ist, sollen Wirtschaftlichkeitsvergleiche Hinweise über den Anwendungsbereich verschiedener Verfahren geben. Diese Wirtschaftlichkeitsvergleiche erhält man üblicherweise mit der Ermittlung vergleichbarer Stückkosten für charakteristische Teile oder Teilegruppen in Abhängigkeit von Losgröße und Gesamtstückzahl. Diese Kosten enthalten neben den Beschaffungskosten der Maschinen die für jeden Anwender spezifischen Platzkosten, Energiekosten, Lohnkosten, Arbeitsvorbereitungskosten um nur einige zu nennen. Die Erfassung der Kostenanteile geschieht nach einem dem Betriebsabrechnungssystem angepaßten Erfassungsbogen. Die in Bild 3 gezeigte Summenformel dient der Auswertung dieser Daten zur Berechnung der Stückkosten, wobei sich ein grafisches Auftragen in Abhängigkeit von der zu fertigenden Stückzahl bewährt hat. Zum Vergleich zweier Fertigungsverfahren werden ihre Kostenkurven aufgetragen, der Schnittpunkt bedeutet Kostengleichheit beider Verfahren. Eine andere Auswertung ist in der unteren Hälfte von Bild 3 zu sehen. Indem man die Kosten für beide Verfahren gleichsetzt, erhält man eine Beziehung für die Grenzkurven der Anwendungsgebiete in Abhängigkeit von Losgröße und Gesamtstückzahl.

**Nicht nur der Maschinenpreis beeinflusst die Fertigungskosten**  
 Der wirtschaftlichste Vergleich bezüglich der hier betrachteten Systeme wird an zwei Beispielen vorgenommen: Die Drehbearbeitung eines Differentialgehäuses. Größe und Gewicht der Teile bedingen die Anwendung von Vertikal-drehmaschinen der Futtergröße 500 mm. Zur Auswahl standen eine Vier-spindel-NC-Maschine und eine entspre-



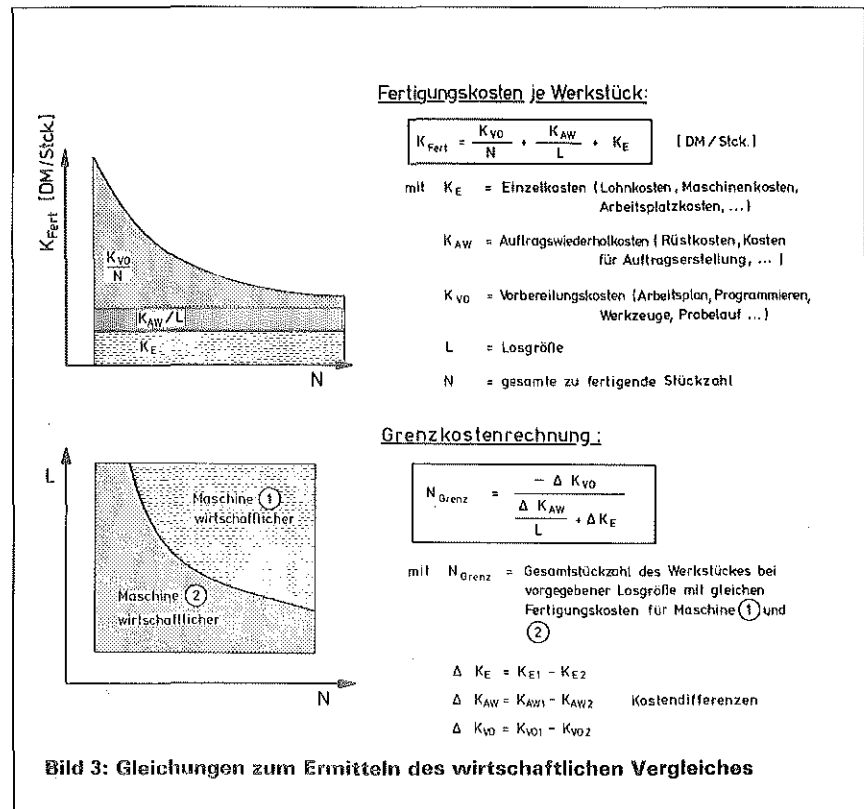
**Bild 2: Drehmaschinensystem mit 90° versetzter Ladespindel**

chende Einspindel-NC-Maschine des gleichen Herstellers [1]. Die Beladung geschieht an beiden Maschinen von Hand, bei der Einspindelmaschine ist Zwischenstapeln erforderlich. Bild 4 zeigt den Arbeitsplan des Teils. Die Fertigung eines Lagerflanschs aus einem hochfesten Schmiederohling. Das für die Kraftfahrzeug-Industrie bestimmte Teil wird in hohen Stückzahlen

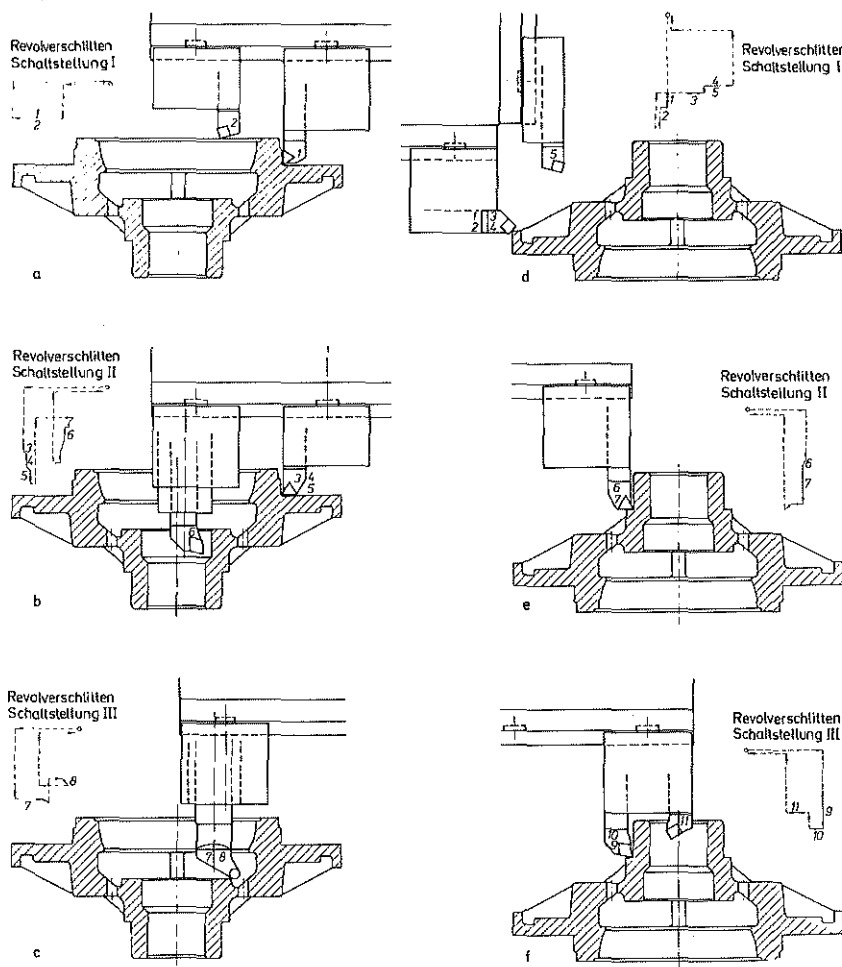
gefertigt, die untersuchte Losgröße entspricht etwa einer Dreitägesproduktion. Der wirtschaftliche Vergleich soll das Problem des Pendelverfahrens näher erläutern und Aussagen zur Rentabilität einer Spindeltrommel geben. Der Arbeitsplan in Verbindung mit einem Werkzeugaufbau nach dem Prinzip kleinster Eilgangwege ist in Bild 5 dargestellt.

Die Anwendung des Wirtschaftlichkeitsvergleichs für das Differentialgehäuse ist in Bild 6 für drei verschiedene Losgrößen gezeigt. Der mit dem Vier-spindelautomat erzielte enorme Stückzeitgewinn von 6,05 min auf 2,5 min macht sich wegen der hohen Einstandskosten dieser Maschine (variabler Arbeitsstundensatz RE 93,65 gegenüber RE 49,19) erst bei Losgrößen über 200 Stück wirtschaftlich bemerkbar. Bei einer Losgröße von 1000 Stück entstehen aber im Bereich hoher Stückzahlen rund 25% Fertigungs-Kostenunterschiede. Bild 7 gibt die wirtschaftlichen Einsatzbereiche an, die Wirtschaftlichkeit der Vier-spindelmaschine ist erst im Bereich größerer Losgrößen und Gesamtstückzahlen zu erwarten.

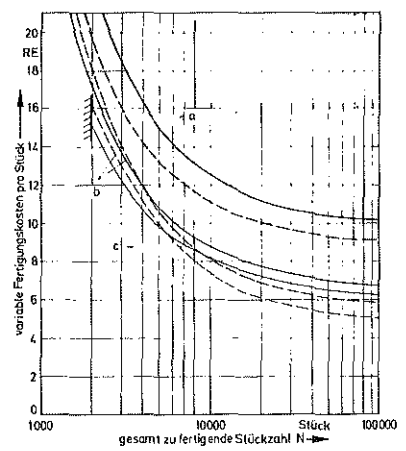
Für die Fertigung des Flanschs ergibt der Wirtschaftlichkeitsvergleich (Bild 8) selbst bei einer Losgröße von 5000 Stück bis zu etwa vier Losen eine eindeutige



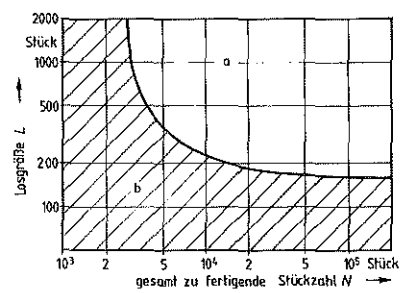
**Bild 3: Gleichungen zum Ermitteln des wirtschaftlichen Vergleiches**



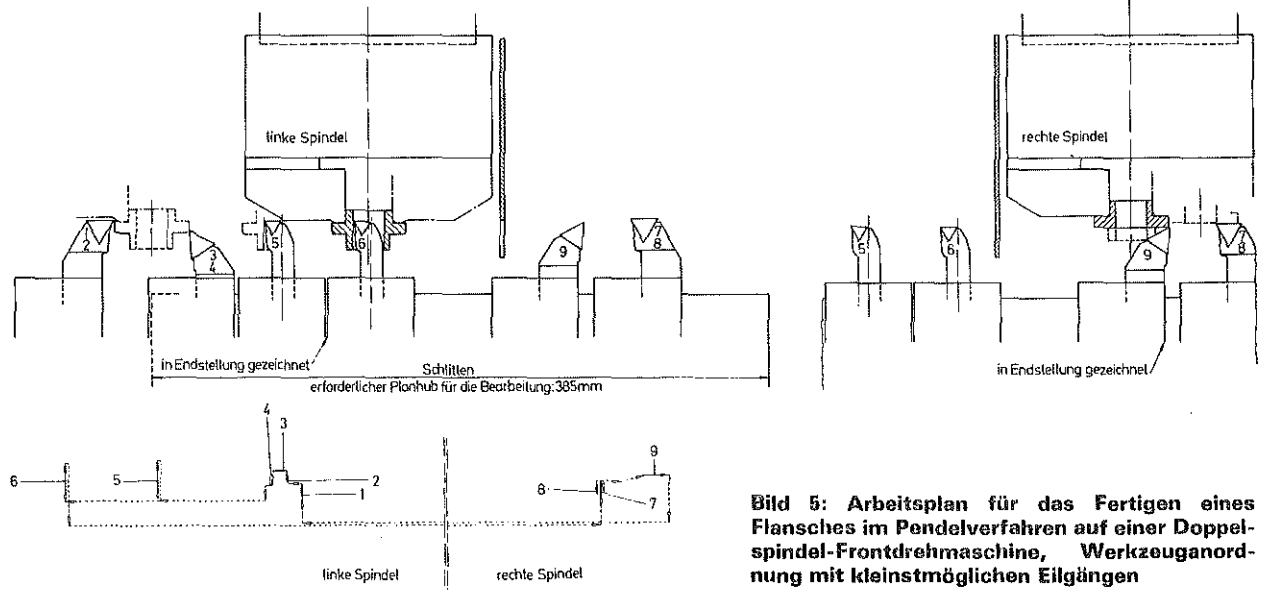
**Bild 4: Arbeitsplan für das Fertigen eines Differentialgehäuses auf einem Vierspindel-Senkrechtdrehautomat**  
a bis c linksseitige Einspannung, d bis f rechtsseitige Einspannung



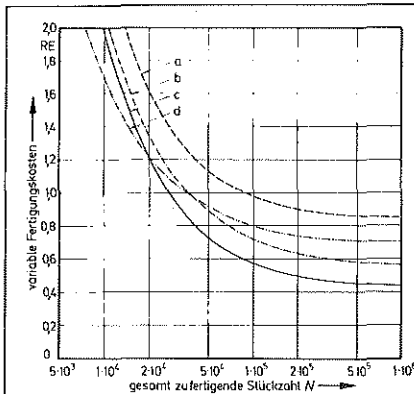
**Bild 6: Variabler Stückkostenvergleich für das Fertigen eines Differentialgehäuses auf Senkrechtdrehautomaten (Einspindler, Vierspindler)**  
a Losgröße 100 Stück, b Losgröße 500 Stück, c Losgröße 1000 Stück



**Bild 7: Wirtschaftliche Anwendungsgebiete von Senkrechtdrehautomaten zum Fertigen von Differentialgehäusen**  
a Vierspindler, b Einspindler

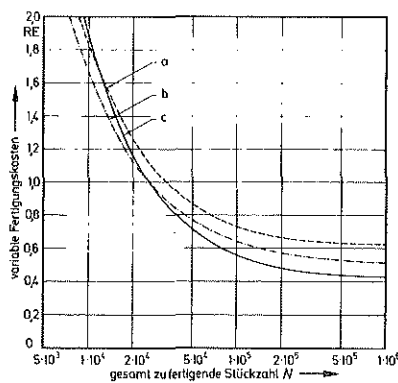


**Bild 5: Arbeitsplan für das Fertigen eines Flansches im Pendelverfahren auf einer Doppelspindel-Frontdrehmaschine, Werkzeuganordnung mit kleinstmöglichen Eilängen**



**Bild 8: Variabler Stückkostenvergleich für das Fertigen eines Flansches nach Bild 5, Losgröße 5000 Stück**

a Doppelspindler, taktgebunden und automatisch beladen, b Doppelspindler, taktgebunden und handbeladen, c Doppelspindler, Pendelverfahren und automatisch beladen, d Einspindler, handbeladen



**Bild 9: Variabler Stückkostenvergleich für das Fertigen eines Flansches nach Bild 5, Losgröße 5000 Stück**

a Vierspindler, mit Schwenktrommel, automatisch beladen und taktgebunden, b Vierspindler, mit Schwenktrommel, Pendelverfahren und automatisch beladen, c Doppelspindler, Pendelverfahren und automatisch beladen

Überlegenheit der Universal-Einspindelmaschine – im wesentlichen zurückzuführen auf den im Vergleich zu anderen Verfahren günstigeren Einstandspreis. Die handbeladene, taktgebundene Zweispindelmaschine erreicht einen wirtschaftlichen Schnittpunkt bei etwa sieben Losen. Die Frage nach einer weitergehenden Automatisierung der Maschine mit Werkstückzuführung ist bei einer Taktzeit von im Mittel 0,5 min mit ergonomischen Überlegungen zu lösen; allein aufgrund wirtschaftlicher Überlegungen ist die Automatisierung der taktgebundenen Zweispindelmaschine nicht rentabel.

#### Handhabungssysteme erhöhen Wirtschaftlichkeit

Erhebliche Vorteile in der Stückzeit (0,54 min gegenüber 1,09 min bei der Einspindelmaschine, gegenüber 0,8 min bei der Doppelspindel-Taktmaschine) ergeben sich bei Anwendung des Pendelverfahrens. Der Stückkostenvergleich zeigt weitere Pluspunkte auf, da die Pendelmaschine entsprechend ihrer Aufgabe nur mit einem (größeren) Schlitten und mit einer Steuerung ausgerüstet werden muß (Arbeitsplatzkosten RE 38,66 gegenüber RE 52,99 bei der Zweischlittenmaschine). Das Pendelverfahren stellt damit für die vorliegende Aufgabe die wirtschaftlichste Drehmethode dar. Wie Bild 9 beweist, ändern sich die Verhältnisse auch nicht bei dem Bemühen, eine weitere Stückzeitverkürzung mit Anwendung von Vierspindlern mit Spindeltrommel-

schaltung zu verwirklichen. Die Verkürzung der Stückzeit hebt im vorliegenden Fall die Investitions-Mehrkosten für die

Spindeltrommel nicht auf. Bei einem Vierspindel-NC-Drehautomat mit Spindeltrommel [1], auf dem das Bearbeiten in zwei Einspannungen mit Wenden im Pendelverfahren ohne Zwischenstapeln ausgeführt wird, bedingt die notwendige Verwendung von Revolvern sogar einen geringfügigen Anstieg der Nebenzeiten. Dabei hat nur in Bereichen unterhalb von vier Losen die Revolverarbeit aufgrund der schnelleren Umrüstbarkeit und bei geringeren Kosten für die Werkzeugeinrichtungen Vorteile gegenüber einer Werkzeuganordnung nach Bild 5. Obwohl die handbeladene Einspindel-drehmaschine bis weit in den Mittelseerienbereich ihre wirtschaftliche Überlegenheit aufweist, sind schon aus ergonomischen Überlegungen Handhabungssysteme in die Planung einzubeziehen. Das Pendelverfahren mit zwei Schlitten stellt bei höheren Stück- und Losgrößen die wirtschaftlichste Alternative dar, Taktverfahren mit Hand- oder automatischer Beladung sind in jedem Fall ungünstiger.

#### Schrifttum

- [1] Dietz, P.: Pendelbearbeitung beim Drehen: Ladenspindelssysteme erhöhen die Produktivität. Maschinenmarkt 88 (1982) 68, S. 1377 – 1380.

## Spannungsoptische Modelluntersuchungen elastoplastischer und plastischer Vorgänge mit Hilfe des Materials Silberchlorid. Verfahren, Vergleiche, Anwendungen

Von P. Dietz, A. Hirchenhain, Clausthal-Zellerfeld und O. A. Schmidt, Goslar

### 1. Einleitung

Die erfolgreiche Anwendung der Spannungsoptik zur Untersuchung elastischer Spannungszustände läßt es seit langem erstrebenswert erscheinen, dieses Verfahren auch für die Untersuchung elasto-plastischer Spannungszustände zum Einsatz zu bringen. Man spricht dann von Photoplastizität und versteht darunter die Erforschung von Spannungs- und Deformationszuständen mit den Methoden der Spannungsoptik, bei denen der Werkstoff plastisch verformt wird. Dabei benutzt man die Spannungsdoppelbrechung, die in durchsichtigen Stoffen auftritt, wenn sie mechanisch beansprucht werden, und analysiert diese Erscheinungen mit Hilfe von polarisiertem Licht.

Zur Modelluntersuchung von Materialien mit linearen Spannungs-Dehnungsgesetzen werden in der Spannungsoptik vorwiegend sehr spröde Modellwerkstoffe verwendet, da bei diesen Materialien eine gute Proportionalität zwischen optischen und elastischen Eigenschaften besteht. Hier haben Epoxidharze eine große Anwendungsbreite gefunden. Für die Untersuchung im elasto-plastischen Bereich muß die Forderung an das Verhalten des Modellwerkstoffes wesentlich verschärft werden: Er muß auch über den linear-elastischen Bereich hinaus dem Werkstoff der Hauptausführung nach einem definierbaren Ähnlichkeitsgesetz folgen. Er muß also beispielsweise eine ausgeprägte Fließgrenze aufweisen, bei Stauchversuchen im vollplastischen Bereich muß eine Ähnlichkeit in der Abhängigkeit Fließspannung  $k_f$  und Umformgrad  $\phi$  herrschen, die Abhängigkeit dieser Werte von der Temperatur muß übertragbar sein o.a.m.

Bei der Anwendung plastifizierbarer Kunststoffe für eine spannungsoptische Untersuchung im überelastischen Bereich zeigte sich jedoch bald, daß das plastische Verhalten der Kunststoffe jenem der Metalle nicht entspricht. Wegen der Verschiedenheit der rheologischen Eigenschaften von Modell- und Hauptwerkstoff können Analogieschlüsse nur unter großen Einschränkungen allenfalls im elasto-plastischen Bereich getroffen werden.

Auf der Suche nach "durchsichtigen Metallen mit spannungsoptischen Eigenschaften" berichten russische Forscher um 1955 über den Versuch, Metallhalogenide als Modellmaterialien für die Photoplastizität einzusetzen. Diese Stoffe besitzen alle Eigenschaften eines kristallinen bildsamen Metalls und sind durchsichtig, d.h. unter Belastung doppelbrechend. Durch den identischen Kristallgittertyp von Aluminiumlegierungen und Silberchlorid (AgCl) konnte man erwarten, daß

auch die mechanischen Eigenschaften ähnlich sind. Diese Versuche, von denen insbesondere die Bemühungen von Zitnikiv, Voroncov und Poluhin [1,2] genannt werden sollen, scheiterten jedoch an Problemen bei der Verarbeitung der Proben: Durch die starke Reaktionsfreudigkeit, die Lichtempfindlichkeit und die nicht sicher beherrschbare Korngröße in den Probekörpern fallierten die Versuche bislang für eine praktische Anwendung. Erst durch das hier vorgestellte, am Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal entwickelte Verfahren zur Herstellung der Probekörper sind die Vorbedingungen für ein gezieltes Weiterarbeiten auf diesem Gebiet gegeben.

### 2. Eigenschaften und Herstellung von AgCl

Die Darstellung von Silberchlorid erfolgt im allgemeinen durch Fällung von  $\text{AgNO}_3$  in verdünnter wässriger Lösung mit HCl- oder Chloridlösungen. Die Schmelztemperatur liegt bei  $455^\circ\text{C}$ .

Silberchlorid reagiert während des instabilen Zustandes der Schmelze heftig mit Sauerstoff zu Silberoxid und hat stark korrodierende Wirkung auf unedle Metalle, mit denen es in Kontakt kommt. Bei erhöhten Temperaturen werden Zink, Cadmium, Eisen, Messing, Aluminium und Kupfer angegriffen. Widerstandsfähiger dagegen sind rostfreier Stahl, Monel, Nichrom und Tantal. Silberchlorid ist nur bei geringsten Verunreinigungen so durchsichtig, daß es für spannungsoptische Zwecke verwendet werden kann. Störend wirkt sich ferner die hohe Lichtempfindlichkeit aus, da durch Lichteinwirkung eine Gitterdehnung infolge der Zunahme der Fehlernordnungen entsteht, die eine Art Mischkristallbildung zwischen Grundgitter und Fehlernordnungszentren zur Folge hat.

Das im Handel als Granulat erhältliche Silberchlorid muß geschmolzen und dabei gleichzeitig in die benötigte Probenform gebracht werden. Das Endprodukt sollte bei hoher Transparenz und sehr geringen Verunreinigungen ein Werkstoff sein, der in seinen mechanischen Eigenschaften den polykristallinen Metallwerkstoffen entspricht. Das im Rahmen der hier vorgestellten Forschungsarbeit entwickelte Verfahren beruht auf dem Prinzip der Züchtung von Kristallen durch Zonenschmelzen und liefert Proben von ausreichender Qualität [3]. Diese Proben sind Mono- oder Polykristalle mit wenigen großen Körnern, die zur Erreichung der mechanischen und optischen Eigenschaften durch geeignete Verfahren der mechanischen Umformung mit anschließender Wärmebehandlung in Polykristalle mit sehr kleinem Korn umgewandelt werden müssen.

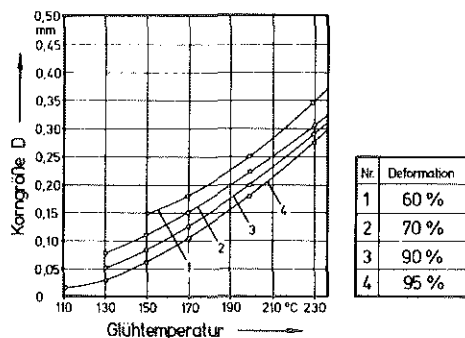


Bild 1. Abhängigkeit der Korngröße von Umformgrad und Glüh Temperatur

AgCl ist in seinem Verhalten mit den kubisch-flächenzentrierten Metallen zu vergleichen. Um spannungsoptisch isotrope Probekörper zu erhalten (AgCl-Kristalle sind spannungsoptisch anisotrop, d.h. die optische Empfindlichkeit ist auf die kristallographischen Hauptachsen bezogen unterschiedlich hoch), müssen die hergestellten Proben in eine polykristalline Form mit Korndurchmessern unter 50  $\mu\text{m}$  gebracht werden, was durch plastische Umformung der Proben und anschließende Rekristallisation erreicht werden kann. Zur Beherrschung dieser technologischen Voraussetzungen waren systematische Untersuchungen zur Bestimmung der Korngröße in Abhängigkeit vom Deformationsgrad und der Glüh Temperatur erforderlich. Bild 1 zeigt die dabei ermittelte Abhängigkeit der zu erwartenden Korngrößen bei Variation von Verformungsgrad und Glüh Temperatur, die Korngrößenbestimmung wurden an geätzten Proben anhand von Schlibfbildern vorgenommen (Bild 2).

Bei der Verformung von flachen polykristallinen AgCl-Streifen tritt bei geringen Belastungen eine im Polarisationsmikroskop sichtbare Erhellung der Korngrenzen oder der Grenzen von Korngruppen auf. Bei mittlerer Belastung wird eine extrem inhomogene Verteilung der gespannten Körner beobachtet. Höhere äußere Spannungen führen zu Doppelbrechungsbändern in den einzelnen Körnern, wahrscheinlich hervorgerufen durch Stellen mit Überspannungen. Die Richtungen dieser Bänder, sogar in Proben mit Kornorientierung, sind durch das Auftreten von Überspannungen an verschiedenen Stellen der einzelnen Körner erklärbar und ferner dadurch, daß die stärksten Kräfte in verschiedene Richtungen wirken. Auf diese Weise kann in den Körnern von polykristallinem AgCl eine Inhomogenität des gespannten Zustands beobachtet werden. Die Spannungen sind an den Korngrenzen konzentriert. Die Richtung der am stärksten wirksamen Kräfte bestimmt die Richtung der auftretenden Doppelbänder.

Hervorgerufen werden diese sichtbaren Erscheinungen durch die bei der Verformung auftretenden Veränderungen interkristalliner Art. So zeigt AgCl, wie auch die meisten Metalle, mechanische Zwillingsbildung, welche unter anderem von Verunreinigungen abhängt. Es muß aber darauf hingewiesen werden, daß auftretende Gleitlinien bei plastischer Verformung in keiner Beziehung zu den Doppelbrechungslinien stehen. Ebenso wie die meisten reinen Metalle zeigt auch AgCl die für

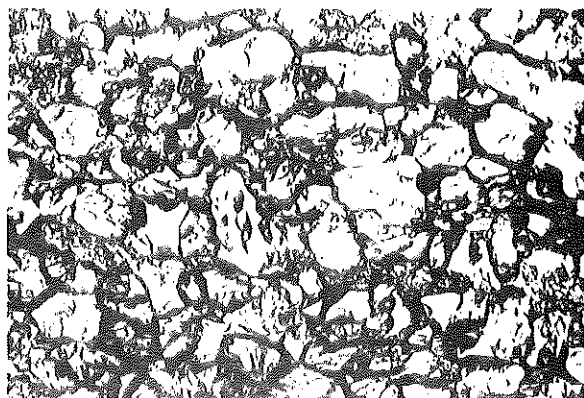


Bild 2. Mikrostruktur einer gestauchten Probe nach Glühen bei 110 °C. Umformgrad  $\varphi = 0,75$ , mittlere Korngröße  $D = 40 \mu\text{m}$  (Vergrößerung etwa 660-fach).

Primärgleitebenen charakteristische "plastische Gleitung". Wenn eine Scherspannung auf eine solche Gleitebene einwirkt, tritt oberhalb eines kritischen Spannungswertes ein gewisses Maß dieser Gleitung auf.

Zur Erarbeitung von Ähnlichkeitsgesetzen ist es notwendig, die so gewonnenen Proben einer systematischen Untersuchung ihrer mechanischen und spannungsoptischen Eigenschaften zu unterziehen. Diese Arbeiten werden im Rahmen einiger anwendungsbezogener Forschungsvorhaben am Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal durchgeführt, im Rahmen dieses Berichtes können bisher zwei abgeschlossene Ergebnisse vorgetragen werden:

- Vergleich spannungsoptisch ermittelter Werte im elasto-plastischen Bereich mit Rechenergebnissen an einem einfachen mechanischen Modellversuch (Biegebalken)
- Ähnlichkeitsgesetze bei hohen Umformgraden mit dem Zweck einer Modellbetrachtung bei Strangpreßvorgängen.

### 3. Elastoplastischer Biegeversuch mit Silberchlorid

Die Biegung eines polykristallinen Silberchloridstabes mit Rechteckquerschnitt über den elastischen bis hin in den teilplastischen Bereich gibt Aufschluß über die spannungsoptischen Eigenschaften unter Zug- und Druckbeanspruchung. Dabei lassen sich mit Hilfe der elasto-plastischen Biegetheorie die spannungsoptisch ermittelten Werte rechnerisch überprüfen. Hierbei ist zu vermuten, daß der spannungsoptische Versuch durch eine mögliche bessere Annäherung an die Werkstoffgesetze genauere Werte liefert als das in der theoretischen Berechnung verwendete elasto-plastische Modellgesetz.

Zur Ermittlung der mechanischen und spannungsoptischen Modellgesetze wurden zunächst Zugversuche an AgCl-Streifen durchgeführt, die Werte wurden mit metallischen Werkstoffen verglichen. Hierzu wurden glatte Stäbe aus AgCl mit Rechteckquerschnitt entsprechend DIN 50125 bzw. 50140 in einer Zerreißprüfmaschine gedehnt, wobei zur Eichung der spannungsoptischen Konstanten gleichzeitig die Isochromatenordnung aufgenommen wurden. Nach der spannungsoptischen Grundgleichung erhält man mit  $\sigma_2 = 0$  einen Wert

S = 32 N/mm. Bemerkenswert ist dabei, daß die spannungsoptische Konstante sowohl im elastischen als auch im plastischen Bereich den gleichen Wert besitzt. Vergleicht man die Spannungs-Dehnungskurve von Silberchlorid mit jener von Aluminium Al 99,5, so besteht eine Ähnlichkeit des Werkstoffverhaltens, wenn

$$x = \frac{\sigma_H(\epsilon)}{\sigma_M(\epsilon)} = \text{konstant} \quad (1)$$

oder

$$y = \frac{\frac{\Delta\sigma_H(\epsilon)}{\sigma_{OH}}}{\frac{\Delta\sigma_M(\epsilon)}{\sigma_{OM}}} \quad (2)$$

vorherrschend. Als Bezugsspannung  $\sigma_0$  wird die Fließgrenze angenommen, die in diesem Falle für Aluminium  $\sigma_{OH} = 28 \text{ N/mm}^2$  und für Silberchlorid  $\sigma_{OM} = 9 \text{ N/mm}^2$  beträgt. Die maßstabsgerechte Auftragung dieser Zugversuche in Bild 3 macht schon deutlich, daß eine gute Übereinstimmung der beiden Kurvenverläufe erzielt werden kann. Die Werte für die beiden Konstanten ergeben sich zu  $x = 2,98$  und  $y = 0,94$ . Die Überprüfung des Ähnlichkeitsgesetzes wies Abweichungen der beiden Kurvenverläufe vom Ähnlichkeitsgesetz von maximal 1,5 % aus.

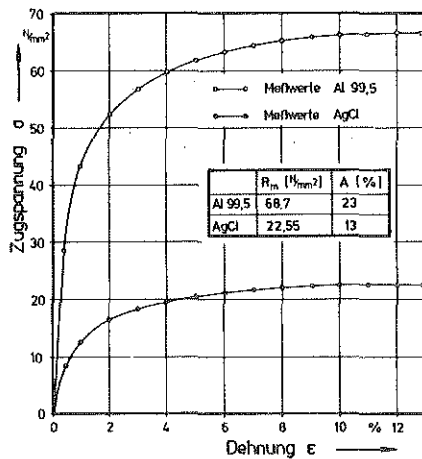


Bild 3. Spannungs-Dehnungs-Kurven beim Zugversuch von Al 99,5 und AgCl.

Zur Durchführung des Biegeversuches wurde der aus AgCl hergestellte Biegebalken mit einem querkräftfreien Moment belastet. Die Belastung wurde schrittweise erhöht und die dabei auftretenden Isochromatenordnungen fotografisch protokolliert (Bild 4). Nach jeder Belastung wurde der Silberchloridstab völlig entlastet. Dadurch konnten durch Überschreitung der Fließgrenze die nach der Entlastung verbleibenden Restspannungen fotografiert und ausgewertet werden. Bild 5 zeigt die Isochromaten der Restspannungen nach Aufbringen der beiden höchsten Belastungsstufen.

Während bei einer elastischen Biegung nach der Entlastung der Stab in den Ausgangszustand zurückfedert, kann bei elasto-plasti-

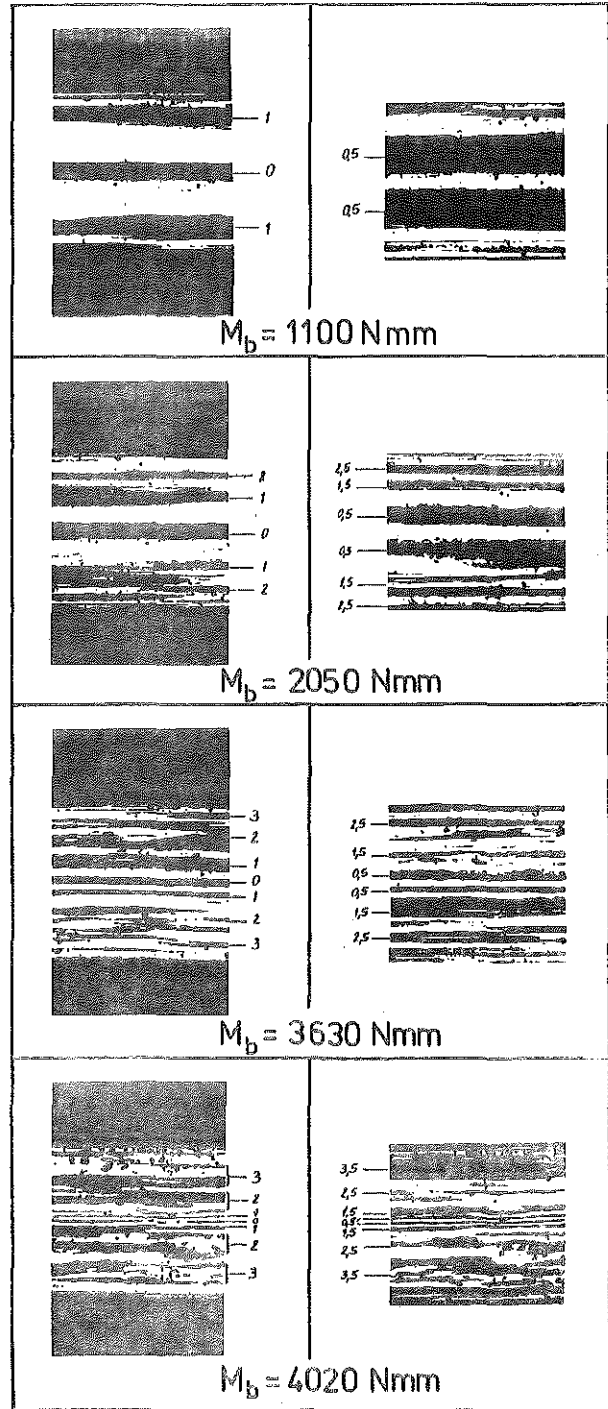
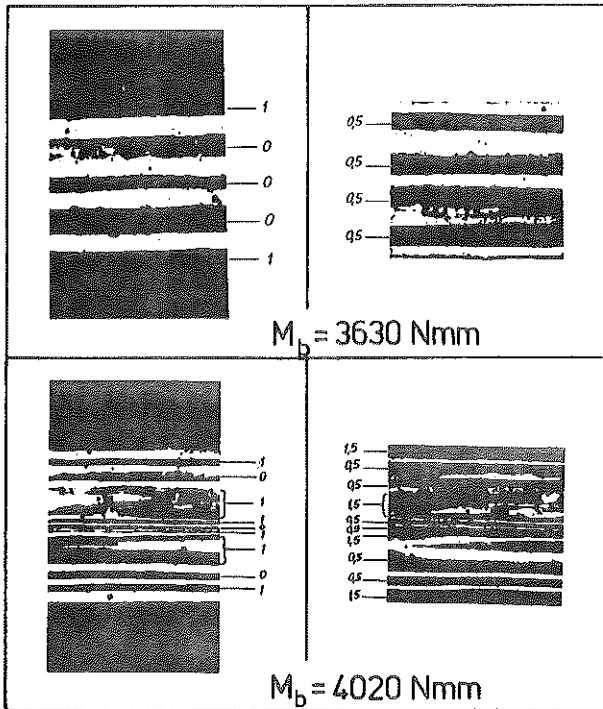


Bild 4. Isochromatenaufnahmen des Silberchlorid-Biegebalkens bei unterschiedlicher Belastung durch Biegemomente.

scher Verformung der plastisch verformte Teil nicht in seine ursprüngliche Form zurückkehren und wirkt infolgedessen auf seine benachbarten elastischen Bereiche dehnungsbehindernd. Dies führt zu Spannungen, die Restspannungen genannt werden. Über die Gleichgewichtsbedingungen am entlasteten Stab mit plastisch verformten Bereichen lassen sich die Restspannungen rechnerisch ermitteln.



Dieser mechanische Vorgang und der Vergleich von theoretischer Berechnung und dem spannungsoptischen Experiment zeigen die Bilder 6 - 8. In Bild 6 ist der Ausgangszustand nach erfolgter elasto-plastischer Biegung für die beiden höchsten Belastungsstufen des Versuchs dargestellt (theoretische Berechnung). Der Winkel  $\alpha$ , der Dehnungsgeraden ist dabei ein Maß für die Krümmung des Stabes. Wird diesem Zustand ein elastisches Biegemoment überlagert, das den elastischen Gleichgewichtszustand ohne äußere Belastung wiederherstellen soll, so erhält man die in Bild 7 gezeigte Spannungsverteilung, die dem entlasteten und somit elastisch zurückgefederten Stab entspricht. In Bild 8 sind die spannungsoptisch und theoretisch ermittelten Restspannungen über der Höhe des Stabes gegenübergestellt. Die Übereinstimmung der spannungsoptisch erzielten Ergebnisse mit den Rechenwerten kann als gut bezeichnet werden, insbesondere wenn man bedenkt, daß man mit dieser Methode der Restspannungsmessung nach erfolgter plastischer Verformung bei kleinsten absoluten Größen der Spannungen ein sehr empfindliches Verfahren gewählt hat.

Bild 5. Isochromatenaufnahmen der Restspannungen des Silberchlorid-Biegebalkens nach erfolgter Entlastung.

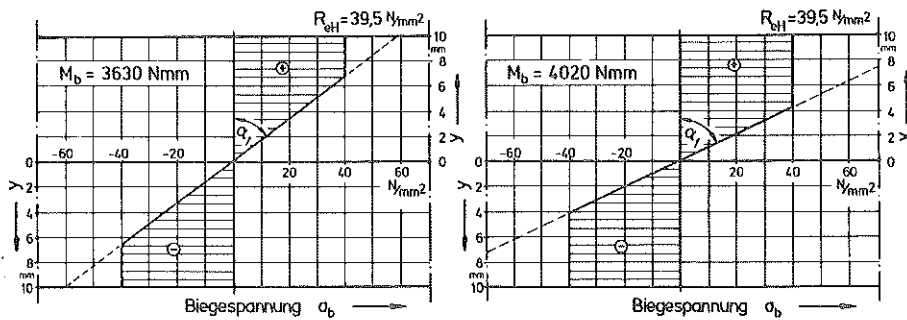


Bild 6. Berechnete Spannungsverteilung bei unterschiedlich aufgetragenen Biegemomenten.

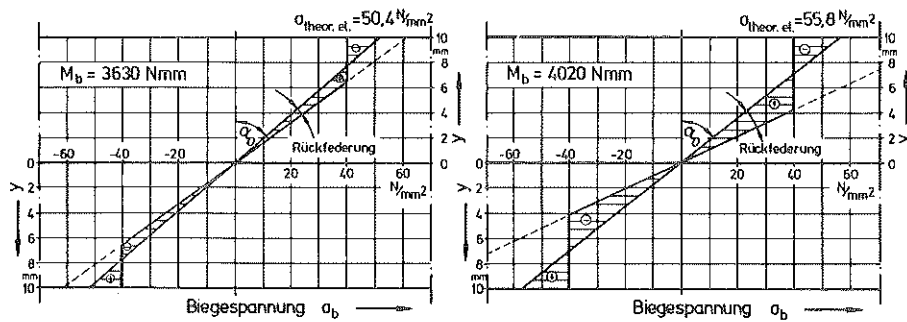


Bild 7. Restspannungsverteilung entlang der Dehnungsgeraden nach Belastung mit unterschiedlichen Biegemomenten.

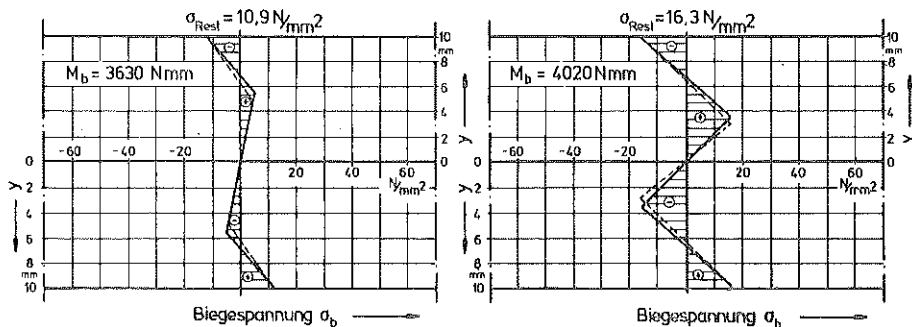


Bild 8. Restspannungsverteilung nach Belastung mit verschiedenen Biegemomenten. Vergleich Rechnung - Versuch.

--- theoretisch ermittelt  
 — spannungsoptisch ermittelt



Für die Zugversuche wie für den hier durchgeführten Biegeversuch hat sich erwiesen, daß der Wert der spannungsoptischen Konstanten sich auch für den plastischen Bereich nicht ändert. Damit ist der Nachweis erbracht, daß das spannungsoptische Ähnlichkeitsgesetz auch unverändert im Bereich plastischer Verformung gilt, spannungsoptische Untersuchungen mit Silberchlorid können zur Untersuchung allgemeiner Spannungszustände im elasto-plastischen Bereich herangezogen werden.

4. Anwendung des Modellwerkstoffes auf die Untersuchung von Strangpreßvorgängen

Zur Untersuchung von Umformvorgängen mit Hilfe eines Modellwerkstoffes müssen Ähnlichkeitsgesetze für Eigenschaften vorherrschen, die weit über die im Zugversuch ermittelbaren Werte hinausgehen. Zur Kennzeichnung des Umformverhaltens der Werkstoffe ist es notwendig, die inneren (Fließgrenze, thermische und zeitliche Effekte, Formänderungsfähigkeit) und äußeren (Reibung) Werkstoffeigenschaften in Form allgemeingültiger Kennwerte zu erfassen. Zur Charakterisierung des Verformungsverhaltens beim Fließpressen dient im allgemeinen der Zylinderstauchversuch. Für den Vergleichswerkstoff Al 99,5 liegen umfangreiche Ver-

suchsergebnisse aus der Literatur [4] vor, für den Modellwerkstoff wurden Fließkurven bei verschiedenen Temperaturen (25°C-175°C) und verschiedenen Formänderungsgeschwindigkeiten mit einem Plastometer in Verbindung mit einem Wärmebecher aufgenommen. Ergebnisse dieser Messungen und der Vergleich mit den entsprechenden Werten von Al 99,5 sind in Bild 9 dargestellt. Das Ähnlichkeitsgesetz ist in einem Bereich des Umformgrades  $\phi = 0,2 \div 1$  innerhalb einer Streuung von  $\pm 5\%$  in seiner Abhängigkeit vom Verformungsgrad gegeben.

Für die Temperaturähnlichkeit gelten - unabhängig vom Werkstoff - die gleichen Überlegungen (adiabatische Umwandlung der Umformarbeit, Reibung in Bolzen und Preßkanal), die Gültigkeit eines Ähnlichkeitsgesetzes setzt die gleichen Reibverhältnisse in Versuch und Hauptausführung voraus. Die Abhängigkeit von der Verformungsgeschwindigkeit wird bei metallischen Werkstoffen durch ein empirisches Potenzgesetz angegeben. Bild 10 zeigt, daß dieses Gesetz auch für den Modellwerkstoff AgCl gültig ist. Für den Gültigkeitsbereich der durchgeführten Versuche gilt ein Übertragungsmaßstab

$$\frac{k_{fH}(\phi, \dot{\phi}, T)}{k_{fM}(\phi, \dot{\phi}, T)} = \frac{k_{fOH}}{k_{fOM}} \cdot \dot{\phi}^{(m_H - m_M)} = 6,6 \cdot \dot{\phi}^{(m_H - m_M)}$$

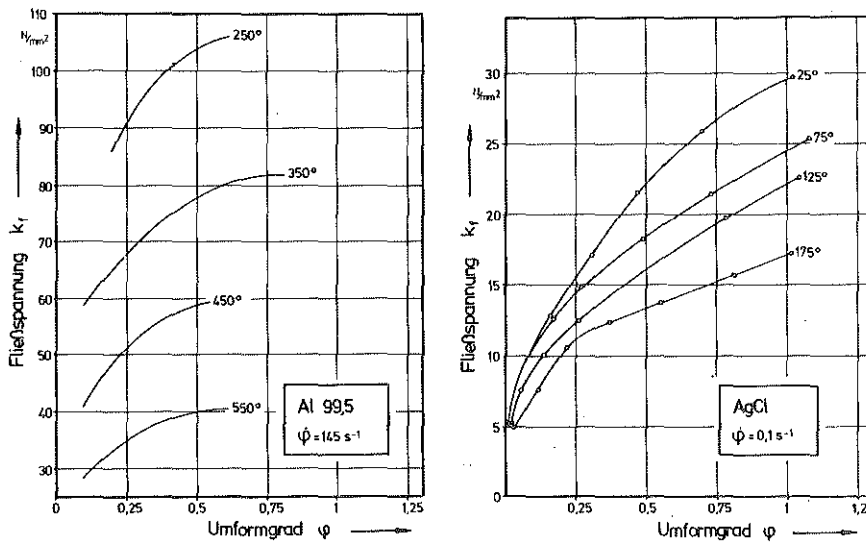


Bild 10. Einfluß der Formänderungsgeschwindigkeit  $\dot{\phi}$  auf die Formänderungsfestigkeit  $k_f$  für Al und AgCl.

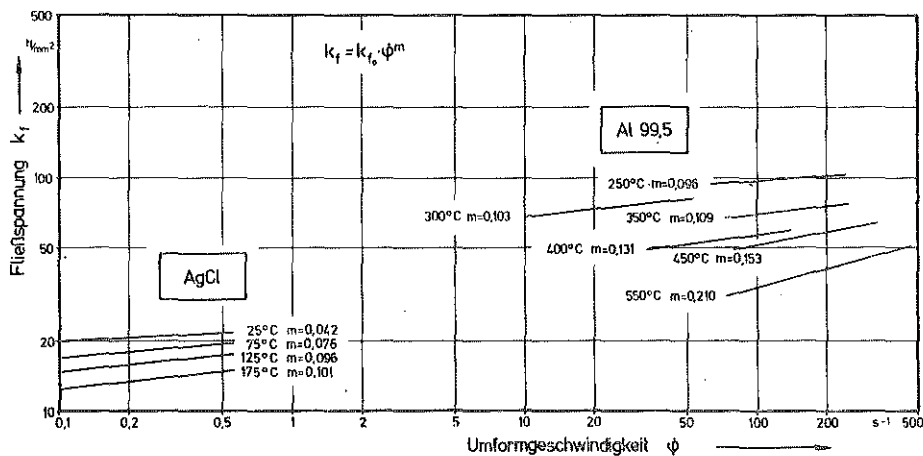


Bild 9. Abhängigkeit der Fließspannung  $k_f$  vom Umformgrad  $\phi$  im Zylinderstauchversuch für Al und AgCl.

Die oben gestellte Forderung nach gleichen Reibungsverhältnissen kann man bei Strangpreßvorgängen am besten durch das Fließverhalten beurteilen, ähnliche Gleitlinien und -ebenen bedeuten gleiches Reibverhalten zwischen Umformgut und Rezipient. Zahlreiche Versuche mit Aufnahmen von Fließbildern nach dem Rasterverfahren und durch Ätzen zeigten, daß durch Verwendung des Schmiermittels Silikonpaste die gleichen Reibverhältnisse wie in der Hauptausführung hergestellt werden können. Das gleiche Ergebnis lieferten Ringstauchversuche im Vergleich zwischen Aluminium und Silberchlorid.

Die Anwendung des Modellverfahrens wurde bei einem axialsymmetrischen Strangpreßvorgang vorgenommen. Zielsetzung einer solchen Untersuchung ist die Ermittlung der Spannungsverteilung während des Umformvorganges und damit unter anderem die Kenntnis der Werkzeugbeanspruchungen. Da mit Hilfe dieses Ver-

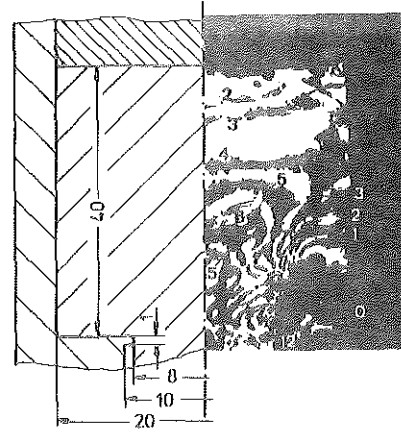


Bild 12. Isochromatenverteilung im Modellumformgut beim axialsymmetrischen Strangpreßvorgang.

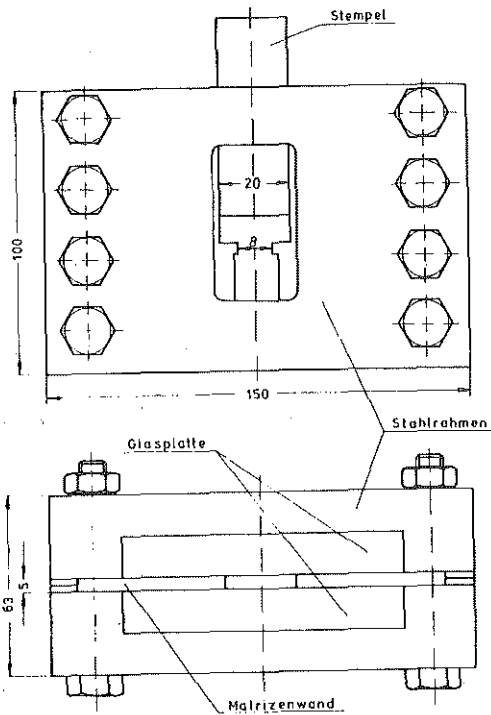


Bild 11. Aufbau des Modellwerkzeuges.

fahrens nur ebene Spannungszustände untersucht werden können, wurde ein ebenes Modellwerkzeug nach Bild 11 angefertigt. Es besteht im wesentlichen aus einer ebenen Matrizen- und Rezipientenwand, die einteilig ausgeführt ist. Die Beobachtung des Vorganges ist durch zwei Glasplatten in einem fensterartigen Durchbruch möglich. Bild 12 zeigt die während des Umformens fotografisch registrierte Isochromatenverteilung im Mo-

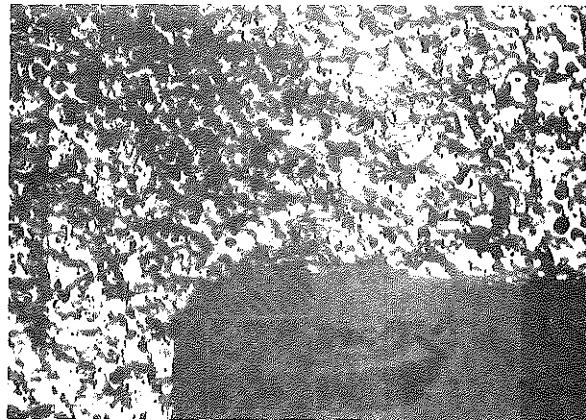


Bild 13. Fließbild von AgCl am Matrizeneinlauf (geätzte Probe).

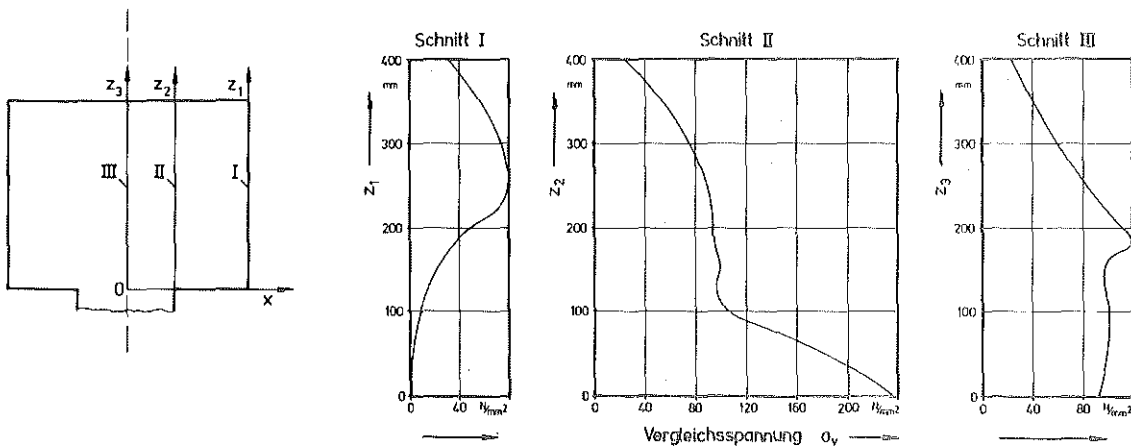


Bild 14. Spannungsverteilung in der Hauptausführung entlang unterschiedlicher Schnitte.

dellumformgut bei einem Umformgrad  $\varphi = 0,2$  und der Umformgeschwindigkeit  $\dot{\varphi} = 0,02 \text{ s}^{-1}$ . In Bild 13 ist das Schliffbild der stranggepreßten Probe aus Silberchlorid zu sehen, die Fließlinien zeigen eine eindeutige Vergleichbarkeit mit Strangpreßproben gleicher Form des Aluminiums.

Mit Hilfe des Fließkriteriums nach Tresca

$$k_f = \sigma_1 - \sigma_2 = 2\tau_{\max} \quad (3)$$

kann aus den Isochromatenordnungen die Vergleichs- bzw. Fließspannung angegeben werden, die mit Hilfe der Ähnlichkeitsgesetze auf den Hauptwerkstoff und die Hauptausführung dieses Fließvorganges umgerechnet wird.

Bild 14 zeigt die Auftragung dieser umgerechneten Werte für drei unterschiedlich ausgewertete Schnitte. Die Auswertung des Schnittes II zeigt deutlich die außerordentlich hohe Belastung der Matrize, in Schnitt I ist ein Maximum der Belastung auf die Rezipientenwand an der Stelle zu erkennen, bei der die toten Zonen beginnen.

Die Auswertung solcher Modellversuche mit dem Werkstoff Silberchlorid kann künftig Aussagen über die Formänderungen und Spannungen in Umformwerkzeugen ermöglichen und bietet somit einen Weg, den Umformvorgang zu optimieren. Eine systematische Variation konstruktiver Parameter kann den Weg zu einem günstigen Werkstofffluß und einer weitgehend homogenen Spannungsverteilung aufzeigen, was sowohl für die Qualität des Werkstückes als auch für die Lebensdauer des Werkzeuges entscheidend ist.

#### 5. Ausblick auf verschiedene Anwendungen

Das beschriebene Modellverfahren führt zur Kenntnis von Spannungen und Verformungen während und nach elasto-plastischen und plastischen Vorgängen. Für die praktische Anwendung kann also einerseits die Beanspruchung von Werkzeugen der Umformung untersucht werden, andererseits erhält man Auskunft über die in einem Bauteil herrschenden "Vorspannungen", die ihm während des Umformvorganges aufgeprägt werden.

Im Maschinenbau werden im zunehmenden Maße Umformverfahren zur Herstellung von Fertigteilen eingesetzt, wobei in den meisten Fällen das Umformen eine Erhöhung der Dauerfestigkeit hervorrufen kann. Als typisches Beispiel hierfür seien die Herstellung von Schrauben durch Gewinderollen genannt, bei denen gegenüber den geschnittenen Ausführungen erhebliche Festigkeitssteigerungen zu verzeichnen sind. Das gleiche gilt für die Herstellung von Zahn- und Keilwellenprofilen durch Walzen oder das Genauigkeitsschmieden von Zahnrädern. Hier kann das beschriebene Verfahren zu einer Optimierung der Bauteile bezüglich ihrer Festigkeit führen, die Optimierung des Werkstoffflusses bei der spannungslosen Herstellung bedeutet eine wesentliche Erniedrigung der Fertigungskosten.

Der zweite große Anwendungsbereich dieses Verfahrens liegt in der Erweiterung der Kerbwirkungslehre im elasto-plastischen Bereich, wobei hier dem spezifischen Verhalten verschiedener Werkstoffe über die Fließgrenze hinaus verstärkt Rechnung ge-

tragen werden kann. Die mechanischen Eigenschaften des Silberchlorids sind durch verschiedene Beimengungen (z.B. Natriumchlorid) beeinflussbar, so daß vermutlich das Werkstoffverhalten verschiedener Materialien durch Modellverfahren erfaßt werden kann. Auch hier ergeben sich direkte Bezüge zu Bauteilen des allgemeinen Maschinenbaus, z.B. zum Verhalten von Schrumpfverbindungen im überelastischen Bereich oder bei der Untersuchung von Schraubenverbindungen mit Teilplastizierung in einigen Gängen.

Am Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal werden z.Zt. anwendungsbezogene Probleme der Technik mit Hilfe des Materials Silberchlorid untersucht. Diese Forschungsarbeiten werden zum Teil von der Deutschen Forschungsgemeinschaft finanziell gefördert.

#### 6. Zusammenfassung

Silberchlorid, ein durchsichtiges Metallhalogenid, wurde auf seine Eignung als spannungsoptischer Modellwerkstoff im elastischen und plastischen Bereich untersucht. Dabei stellte sich u.a. heraus, daß der Beitrag der spannungsoptischen Konstanten für beide Bereiche gleich groß ist und damit eine wesentliche Voraussetzung für die optische Spannungsermittlung im elasto-plastischen Bereich erfüllt. Für ein- und zweiachsige Spannungsprobleme kann man die Spannungsverteilung im elastischen und plastischen Bereich bestimmen.

Die Untersuchung der mechanischen Eigenschaften ergab, daß Silberchlorid ähnliche Werkstoffeigenschaften wie Aluminium besitzt. Dies gilt für alle Eigenschaften, die für die Festigkeit und die Herstellung von Bauteilen durch Umformen wichtig sind. Mit Hilfe dieses Werkstoffes können Umformvorgänge im Modellversuch simuliert werden.

Die Anwendung dieses spannungsoptischen Verfahrens wurde an zwei Beispielen erläutert. Die Untersuchung eines Biegeversuches ergab Aufschluß über die nach der plastischen Verformung herrschenden Restspannungen, sie wurden mit theoretisch ermittelten Werten verglichen. Bei der Durchführung eines Modellversuches für axialsymmetrisches Strangpressen ergaben sich Informationen über die Beanspruchung der Werkzeuge und somit Hinweise auf eine beanspruchungsgerechte Gestaltung.

#### LITERATUR

- [1] Z I T N I K I V, R.A.: Zurn. Techn. Fis. 28 (1958) 9; (engl. Übers.: Soviet Phys. Techn. Phys. 3 (1958) 9, S.1846/54.
- [2] V O R O N C O V, V.K. u. P O L U H I N, P.I.: Fotoplastichnost. Primenenie metoda k issledovaniju processov obrabotki metallov davelniem (Photoplastizität, Anwendung der Methode zur Erforschung von Umformprozessen der Metalle). Moskau 1969.
- [3] S C H M I D T, O.A.: Beitrag zur Untersuchung von Umformvorgängen beim Strangpressen von Metallen mit Hilfe spannungsoptischer Methoden. Diss. TU Clausthal 1981.
- [4] L A U E, K. u. S T E N G E R, H.: Strangpressen. Aluminium Verlag GmbH, Düsseldorf 1976.



# Drehklang und Strömung als Schallquellen von Druckluft-Lamellenmotoren

H.-J. Barth

Den zahlreichen Vorteilen der Druckluftmotoren steht als hauptsächlichster Nachteil das relativ starke Auslaßgeräusch gegenüber. Im folgenden werden für Druckluft-Lamellenmotoren die Hauptschallquellen untersucht, um mit diesen Erkenntnissen durch geeignete Schalldämpfer und konstruktive Maßnahmen eine wirksame Schallreduzierung zu erzielen.

Redaktion

## 1. Einführung

Handgeführte Druckluftwerkzeuge werden heute im großem Umfang in der Fertigung und Montage eingesetzt. Angetrieben werden sie fast ausschließlich durch Lamellenmotoren. Lamellenmotoren finden ferner als An- oder Einbaumotoren für verschiedene Antriebsaufgaben Verwendung. Die früher für solche Antriebe typische störende Schallentwicklung kann heute mit Hilfe moderner Schalldämpferbauarten weitgehend gemindert werden. Für Antriebe mit konstanten Betriebsdrehzahlen verwendet man Reflexions-Schalldämpfer mit meist niedrigem Druckverlust. Wenn sich die Drehzahl im Betrieb stark ändert, wie zum Beispiel bei Schraubern und bei Bohrmaschinen, müssen Absorptions-Schalldämpfer eingesetzt werden, die wirkungsvoll den Schall, leider aber wegen hoher Druckverluste auch die Leistung mindern. Man kann dies in einfacher Weise prüfen, indem man die Leerlaufdrehzahl eines Motors mit und ohne Dämpfer ermittelt; ohne Dämpfer ergibt sich im allgemeinen eine erheblich höhere Leerlaufdrehzahl.

Der Schall in Druckluft-Drehkolbenmotoren wird im wesentlichen durch die impulsartigen Druckausgleichsvorgänge beim Auslaß und durch den in die Umgebung austretenden Luftstrahl (Strömungsgeräusch) verursacht. Lagergeräusche sind meist von geringerer Bedeutung und sollen hier nicht näher untersucht werden.

Um den Einfluß der Betriebsparameter auf die Schallentstehung und -dämpfung untersuchen zu können, müssen die Motoren in einen Bremsprüfstand eingebaut werden. Der Prüfstand beeinflusst das Schallfeld um den Motor. Die Messungen, aus denen im folgenden einige Ergebnisse wiedergegeben werden, wur-

Dr.-Ing. Hans-Jörg Barth ist Oberingenieur am Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal, 3392 Clausthal-Zellerfeld

### Verwendete Größen

#### Formelzeichen

- $I$  Schallintensität
- $L$  Schallpegel
- $\dot{V}$  Volumenstrom
- $p$  Druck, Schalldruck
- $r$  Mikrofonabstand
- $t$  Zeit
- $x$  Anteil an der Gesamt-Schallintensität
- $\rho$  Dichte der Umgebungsluft

#### Indices

- 0 Umgebungszustand, Referenzschalldruck
- 1 Zustand im Druckluftnetz
- 2 nach Einlaßdrosselung
- 3 Expansionsende
- 4 vor dem Schalldämpfer
- Dr Drehklang
- ges gesamt
- Str Strömung

den deshalb so ausgeführt, daß der nach einer ersten vollständigen Messung des Schallfeldes gewählte Aufstellungs-ort des Mikrophons und die Lage der untersuchten Motoren hierzu bei allen Messungen unverändert blieben. Die Meßergebnisse sind daher vor allem zum Vergleich untereinander geeignet.

## 2. Drehklang

Als Drehklang bezeichnet man den Auspuffschall, der periodisch durch die instationären Strömungsvorgänge beim Öffnen der Arbeitskammern entsteht. Bild 1a zeigt schematisch die Vorgänge in einem Druckluft-Lamellenmotor: Die vom Netz mit dem Druck  $p_1$  zuströmende Luft wird im Motoreinlaß auf den Druck  $p_2$  gedrosselt. Bei diesem Druck wird die Arbeitskammer gefüllt bis zum Volumen bei Einlaßschluß  $V_2$ . Beim Weiterdrehen nimmt das Kammervolumen zu. Die darin enthaltene Druckluft expandiert und verrichtet dabei Expansionsarbeit, bis der Auslaß (Volumen  $V_3$ ) erreicht wird. Der Expansionsenddruck  $p_3$ , der abhängig von der Geometrie des Motors, in einem festen Verhältnis zum Fülldruck  $p_2$  steht („eingebautes Druckverhältnis“),

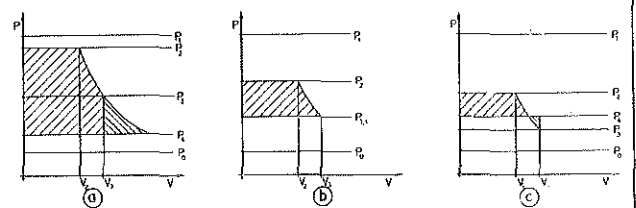
ist normalerweise höher als der Druck  $p_4$  vor dem Schalldämpfer. Bei Auslaßbeginn erfolgt schlagartig die Entlüftung bis zum vollständigen Druckausgleich, wo-bei ein knallartiger Ton entsteht. Für den Schalldruck eines solchen Tones gilt [1]:

$$p = \frac{\rho_0}{4\pi r} \frac{d\dot{V}}{dt} \quad (1)$$

Er ist demnach direkt proportional zur Änderung des Volumenstroms. Die Abströmung aus der Arbeitskammer erfolgt nicht unendlich rasch: die Strömung kann bekanntlich höchstens Schallgeschwindigkeit erreichen, und zwar dann, wenn das Druckverhältnis  $p_4/p_3$  kleiner als das Lavaldruckverhältnis  $p_0/p = 0,528$  ist. Schallgeschwindigkeit kann nur bei Öffnungsbeginn erreicht werden, weil beim Ausströmen der Kammerdruck sinkt. Dann nimmt auch die Strömungsgeschwindigkeit stetig ab. Gleichzeitig wird beim Weiterdrehen der Lamelle der Auslaßquerschnitt größer. Der entstehende Schalldruck bis zur vollständigen Kammerentleerung ist nicht konstant und hat seinen Größtwert unmittelbar bei Öffnungsbeginn. Wird beim Öffnen Schallgeschwindigkeit erreicht, so ist die Änderung des Volumenstroms annähernd linear proportional zur Drehzahl, d. h. der Schalldruck steigt etwa linear mit zunehmender Drehzahl an.

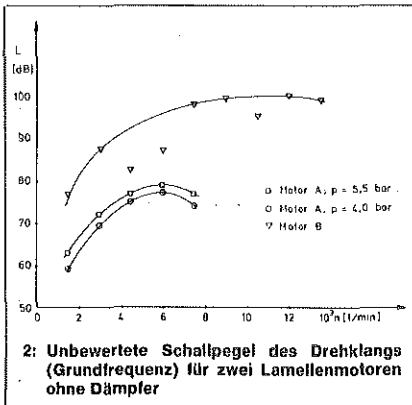
Steigt die Drehzahl, so sinkt als Folge der zunehmenden Einlaßdrosselung der Expansionsenddruck  $p_3$  und steigt der Druckverlust im Schalldämpfer und damit  $p_4$ . Steigt dabei das Druckverhältnis  $p_4/p_3$  über das Lavaldruckverhältnis an, so strömt die Luft vom Öffnungsbeginn an mit kleinerer als Schallgeschwindigkeit, d. h. der Schalldruck steigt nur noch degressiv mit der Drehzahl und kann schließlich bei weiter erhöhter Drehzahl sogar abnehmen. Bild 1b zeigt den Grenzfall, bei dem die Drücke  $p_3$  und  $p_4$  gleich werden, das in der Kammer enthaltene Volumen also bei konstantem Druck ausgeschoben wird. Es entsteht dann ein Schalldruck, der nur proportional zur Änderung des Kammervolumens ist. Dynamische Messungen an ausgeführten Motoren zeigen, daß der Gegen-druck  $p_4$  in Wirklichkeit nicht konstant ist,

1: Einfluß der Druckverhältnisse im Motor auf die Drehklang-Erzeugung bei a) niedriger, b) mittlerer und c) bei Leerlaufdrehzahl



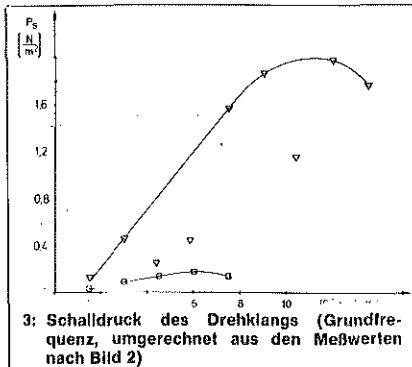
# PNEUMATISCHE ANTRIEBE

sondern im Takt der Kammeröffnungen schwankt, wobei der Kleinstwert im Öffnungszeitpunkt erreicht wird. Bei Annäherung an die Leerlaufdrehzahl wird schließlich der in Bild 1c dargestellte Zustand erreicht, bei dem der Expansionsenddruck  $p_3$  niedriger als der Gegen-  
 druck  $p_4$  ist. Hier wird die Arbeitskammer beim Öffnen zunächst aus dem Abströmkanal bis zum Druckausgleich gefüllt, d. h. es setzt eine Rückströmung ein. Der Schalldruck steigt wieder gegenüber dem in Bild 1b dargestellten Grenzfall an. Bild 2 zeigt die Abhängigkeit des Schallpegels für den Auslaßimpuls von der Drehzahl für zwei unterschiedliche Motoren ohne Schalldämpfer. Wenn der Motor ohne Schalldämpfer betrieben wird,



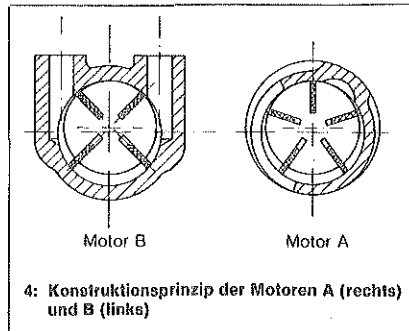
dann erfolgt die Ausströmung aus den Arbeitsräumen unmittelbar in die Umgebung ( $p_4 = p_0$ ). Für beide Motoren ergibt sich ein stetiger Zusammenhang, gekennzeichnet durch einen Anstieg bis zu einem Höchstpegel und eine anschließende Pegelabnahme. Bei weiterer Drehzahlsteigerung steigt der Schallpegel wieder und erreicht im Leerlauf etwa den Wert des hier dargestellten Maximums.

Bild 3 zeigt die Abhängigkeit des Schalldrucks, der beim Auslaß entsteht, von der Drehzahl. Der Schalldruck wurde hierbei aus den gemessenen Schallpegeln nach Bild 2 berechnet. Man sieht, daß tatsächlich an beiden Motoren bei niedrigen Drehzahlen der Schalldruck linear ansteigt. Auffallend ist der große Unterschied zwischen den erreichten Schalldrücken: der Maximalwert für Motor B ist etwa zehnmal so groß wie der für Motor A, was einer Pegeldifferenz von



etwa 20 dB (vgl. Bild 2) entspricht. Das Maximum wird bei Motor B bei einer wesentlich höheren Drehzahl als bei Motor A erreicht. Der Grund hierfür ist in der Motorkonstruktion zu suchen.

Bild 4 zeigt schematisch den Aufbau der beiden Motoren, für die hier Meßergebnisse angegeben werden. Motor A ist ein Einbaumotor, der eine Schleifmaschine antreibt. Die Druckluft strömt durch das Einschaltventil zu einer achsparallelen Bohrung im Statorgehäuse und von dort durch Radialbohrungen in den Arbeitsraum. Auf dem Weg vom Schlauchanschluß zum Arbeitsraum entstehen merkliche Drosselverluste, der Fülldruck der Arbeitsräume ist deutlich geringer als der Netzdruck. Als Auslaßöffnungen dienen parallele Schlitze konstanter Breite. Motor B ist ein Anbaumotor, bei dem Füllen und Entlüften über zwei zur Motorachse senkrechte Bohrungen mit großem Querschnitt erfolgen. Es entstehen nur geringe Drosselverluste im Ein- und Auslaß. Das Expansionsverhältnis ist kleiner als bei Motor A. Beldes führt zu höheren Expansionsenddrücken als bei Motor A und ist der Grund dafür, daß erst bei wesentlich höheren Drehzahlen das Pegelmaximum erreicht wird. Der Entlüftungsquerschnitt ist hier die Verschneidungsfläche zwischen der Auslaßbohrung und der Statorbohrung. Diese Fläche nimmt vom Auslaßbeginn an rasch zu und erlaubt eine sehr schnelle Entlüf-



lung, die nach Gleichung (1) hohe Schalldrücke verursacht.

In Bild 2 sind für den Motor B drei Meßpunkte zu erkennen, deren Pegel deutlich unterhalb der Kurve liegen. Diese Pegelminderungen werden durch Reflexionen verursacht. Ferner können in Teilabschnitten des Abluftweges Oberschwingungen ausgelöst werden, deren Pegel zum Teil höher als die der Grundfrequenz sein können. So hat Gloeckner [2] an einem Druckluft-Lamellenmotor Oberschwingungen bis zur 8. Harmonischen gefunden und festgestellt, daß auch die ungeradzahlig Harmonischen kräftige Einzelpegel liefern können. Der Begriff „Drehklang“ beschreibt anschaulich diese Eigenschaft des Auslaßgeräuschs, neben dem Auslaßimpuls als Einzelton in der Grundfrequenz mehr oder minder starke Obertöne zu besitzen.

Mit Reflexionen im Motor und als deren Folge mit teilweisen Auslöschungen bzw. Pegelüberhöhungen muß stets gerech-

net werden. Vermeiden lassen sich Reflexionen nur für eine bestimmte Anregungsfrequenz durch sorgfältige Abstimmung der jeweils zu Schwingungen angeregten Kanalabschnitte. Dies ist nur dann sinnvoll, wenn der Motor bei etwa konstanter Drehzahl betrieben wird, wie z. B. bei Schleifmaschinen mit Regler.

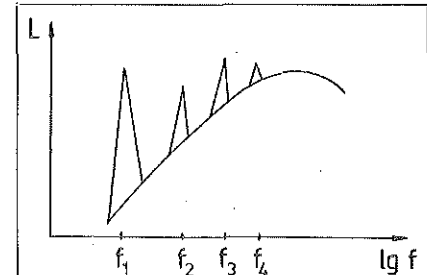
Zum Schluß eine Bemerkung zur Druckabhängigkeit der Drehklang-Schall-Pegel: Im Bereich der üblichen Betriebsdrücke ändern sich die Drehklangscharakteristika nur unwesentlich. Merklich niedriger wird der Schallpegel erst bei Netzdrücken von 3 bar und weniger.

Zusammenfassend gilt: der erzeugte Schalldruck des Auspuffvorgangs hängt von der zeitlichen Änderung des Volumenstroms bzw. der Ausströmgeschwindigkeit ab. Je gleichmäßiger die Ausströmung erfolgt, desto weniger Schall entsteht. Einen schallarmen Auspuff erzielt man durch allmähliche statt sprunghafte Öffnung des Auslaßquerschnitts. Resonanzen sind vermeidbar, wenn der Schalldämpfer unmittelbar am Auspuff angebracht wird.

## 3. Strömungsgeräusch

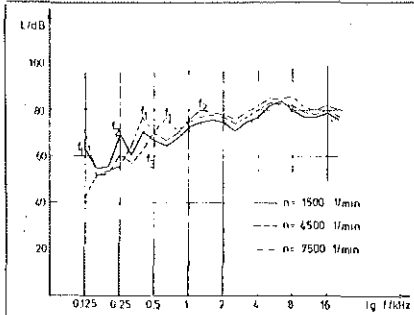
Die zweite wesentliche Schallquelle bei Druckluft-Motoren ist das Strömungsgeräusch. Es entsteht durch Wirbelbildung infolge der Turbulenz der Strömung, ferner an un stetigen Änderungen der Geometrie des Strömungskanals (Umlenkungen, Erweiterungen, Verengungen), vor allem aber durch Wirbelbildung beim Abströmen der Luft in die Umgebung („Freistrahlergeräusche“). Der austretende Luftstrahl reißt Luft aus der Umgebung mit, die unter Impulsaustausch verwirbelt wird. Das dabei erzeugte Geräusch ist breitbandig und erscheint im Schallspektrum als Hügel mit meist deutlich ausgeprägtem Maximum. Es sei darauf hingewiesen, daß das Strömungsgeräusch auch beim Ausströmen einer vollkommen geräuschlos ankommenden Strömung entsteht, wenn die Strömungsgeschwindigkeit ausreichend groß ist.

Dies gilt auch, wenn ein Absorptions-Schalldämpfer in die Auslaßöffnung eingeschraubt wird. Das Schallspektrum für einen Lamellenmotor hat demnach schematisch das in Bild 5 dargestellte Aussehen: das Strömungsgeräusch bildet einen Hügel, über dem sich die Drehklang-

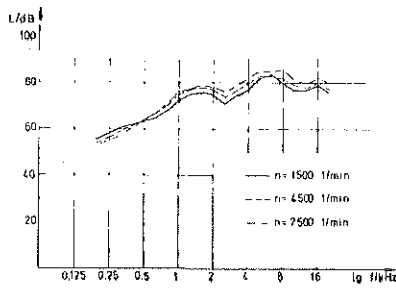


5: Schematisches Schallspektrum eines Lamellenmotors: Hügel des Strömungsgeräuschs mit aufgesetzten Drehklang-Pegelspitzen

# PNEUMATISCHE ANTRIEBE



6a: Terzspektrum des Motors A ohne Dämpfer bei verschiedenen Drehzahlen und konstantem Netzdruck. Die jeweils zu beobachtenden Drehklangpegel der Grundfrequenz  $f_0$  und der Obertöne  $f_1, f_2$  sind angegeben



6b: Terzspektrum für die Strömungshügel, ermittelt aus Bild 6a

pegel als Einzelgipfel erheben. Das Strömungsgeräusch läßt sich getrennt vom Drehklang messen, wenn man die Lamellen entfernt und dann das Schallspektrum bestimmt [2]. Das Strömungsgeräusch läßt sich aber auch in den Schallspektren kompletter Motoren vom Drehklang trennen (Bild 6a und b). Während sich bei der Ausströmung durch glatte Düsen im Schallspektrum stetige Hügel wie in Bild 5 ergeben, beobachtet man bei Druckluftmotoren meist unabhängig von der Drehzahl Zwischentäler bei bestimmten Frequenzen (Bild 6b). Auch beim Einsatz von Dämpfern treten häufig bei den gleichen Frequenzen Pegelminderungen auf. Offensichtlich wird demnach auch das Strömungsgeräusch durch Reflexionen beeinflusst.

Von praktischem Interesse ist die Frage, welchen Anteil das Strömungsgeräusch am Gesamtgeräusch hat. Dazu muß der resultierende Pegel des Strömungsgeräusches ermittelt werden. Hierzu müßten die Einzelpegel des Strömungsgeräusches in jedem Terzberich bestimmt und aufaddiert werden. Dieses Verfahren ist allerdings aufwendig und etwas unsicher. Einfacher ist es, für den Drehklang die Grund- und Oberfrequenzen aus der Drehzahl zu errechnen und die zugehörigen Pegelspitzen für die Grundfrequenz und – soweit sie auftreten – für die Oberschwingungen zu ermitteln. Die Addition dieser Einzelpegel liefert den resultierenden Drehklangpegel. In gleicher Weise lassen sich etwa vorhandene Lagergeräusche bewerten. Der Strömungsgeräuschpegel ergibt sich dann als Differenz des Gesamtpegels und des Pegels von Drehklang und Lagergeräusch. Für die Addition von Schallpegeln gilt bekanntlich:

$$L_{res} = 10 \lg \frac{\sum p_n^2}{p_0^2} = 10 \lg \sum \frac{L_n}{10} \quad (2)$$

$$p_n = p_0 \cdot 10^{\frac{L_n - L_0}{20}} \quad (3)$$

Man kann also den Schalldruck  $p_n$  aus dem gemessenen Schallpegel  $L_n$  errechnen, falls man nicht die direkte Messung von Schalldrücken vorzieht. Der Drehklangpegel ergibt sich somit als Summe der Drehklang-Schalldrücke, deren Pegel als Spitzen im Terzspektrum erscheinen:

$$L_{Dr} = 10 \lg \sum_n \frac{L_{Dr,n}}{10} \quad (4)$$

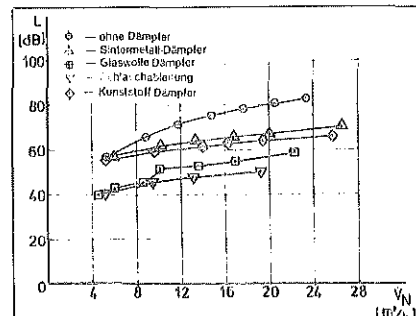
Für den resultierenden Strömungsgeräuschpegel folgt:

$$L_{Str} = 10 \lg (10^{\frac{L_{ges}}{10}} - 10^{\frac{L_{Dr}}{10}}) \quad (5)$$

Dabei ist der Gesamtpegel  $L_{ges}$  um etwa vorhandene Lagergeräuschanteile zu vermindern. Beim Ausblasen aus Düsen gilt, daß der Schalldruck des Strömungsgeräusches außer bei niedrigen Vordrücken linear mit dem Massenstrom der Luft anwächst. Bei den hier untersuchten kleinen Motoren mit den für sie typischen großen Leckvolumenströmen ändert sich der Massenstrom im Bereich der untersuchten Drehzahlen nicht sehr stark. Es wurden deshalb für die untersuchten Motoren ohne Dämpfer recht stetige, aber wesentlich geringere Pegelanstiege als für den Drehklang festgestellt. Die absolute Höhe des Strömungsgeräuschpegels wird im wesentlichen von der Strömungsgeschwindigkeit in der Auslaßöffnung bestimmt. Konstruktive Maßnahmen zur Minderung des Strömungsgeräusches sollten daher vor allem darauf zielen, den Auslaßquerschnitt zu vergrößern.

## 4. Dämpfung

Druckluft-Motoren sind ohne Schalldämpfer so laut, daß ihr Geräusch für praktische Einsatzfälle gedämpft werden muß. Dazu werden vor allem Absorptionsdämpfer verwendet. Diese Dämpfer bestehen aus einem porösen Material (Sintermetall oder -keramik, Stahlwolle- oder Gewebepackungen u. ä.). In ihnen

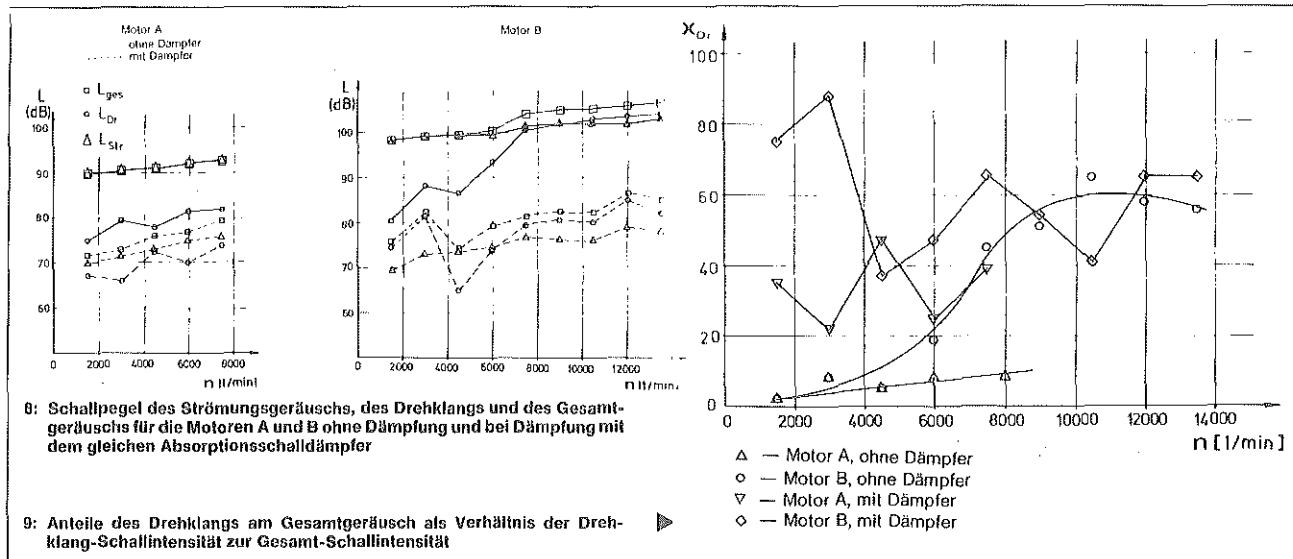


7: Gesamtschallpegel (unbewertet) bei reiner Ausströmung aus einem Rohr mit und ohne Dämpfer

wird die ankommende Luft auf viele Strömungskanäle mit engem, häufig vielfach gekrümmtem Verlauf aufgeteilt und dabei die Schallenergie durch Drosselung gemindert. Andererseits entsteht an der Oberfläche der Dämpfer, wie erwähnt, ein neues Strömungsgeräusch, wenn die Luft durch viele kleine Öffnungen in die Umgebung austritt. Um dies zu demonstrieren, wurden Schallmessungen für reine Ausströmung aus einem Rohr mit großem Querschnitt und entsprechend niedriger Strömungsgeschwindigkeit durchgeführt. In den Deckel, mit dem das Rohrende verschlossen war, konnten Schalldämpfer eingeschraubt werden. Bild 7 zeigt die an dieser Anordnung gemessenen Schallpegel für verschiedene Durchsätze. Man sieht, daß das an der Dämpferoberfläche entstehende Geräusch recht laut sein kann. Das Geräusch bei der Ausströmung ohne Dämpfer liefert (außer bei kleinen Volumenströmen) höhere Schallpegel als bei der Ausströmung mit Dämpfer, weil hier, wie beschrieben, ein gerichteter Freistrahle mit lebhafter Wirbelbildung entsteht. Die Pegeldifferenzen nach Bild 7 kennzeichnen demnach keine Dämpfung, sondern die Unterschiede in der Schallerzeugung: an der Oberfläche von Schalldämpfern entstehen viele kleine energiearme Teilstrahlen, die weniger Schall erzeugen als ein gerichteter Freistrahle.

Schalldämpfer verursachen beträchtliche Druckverluste, wodurch besonders die Drehklang-Entstehung gemindert wird. Auch das Strömungsgeräusch vor dem Dämpfer wird geringer, weil die Strömungsgeschwindigkeit im Abluftkanal wegen der höheren Dichte abnimmt. Die allgemein übliche Ermittlung von Dämpfungswerten als Differenz der Pegel des Motors ohne und mit Schalldämpfer für eine bestimmte Drehzahl ist nicht voll befriedigend, weil nur der Massenstrom durch den Motor vom Schalldämpfer unbeeinflusst bleibt, die Leistung, das Moment und die spezifische Leistung aber merklich abnehmen. Trotzdem soll auch hier die Dämpfung als Funktion der Drehzahl betrachtet werden.

Wie im vorherigen Abschnitt beschrieben, wurden für eine Fülle von Schallspektren die jeweiligen Schallpegel des Drehklangs und des Strömungsgeräusches und ihr Anteil am Gesamtgeräusch als Quotient der Schallintensitäten ermittelt. Aus diesen Auswertungen wurden als Beispiel die Pegel für die ungedämpften Motoren A und B und die entsprechenden Werte für die mit gleichem Dämpfer bestückten Motoren bei jeweils ungeändertem Netzdruck in Bild 8a und b dargestellt. Das Strömungsgeräusch beider Motoren ändert sich mit und ohne Dämpfer recht stetig. Mit dem verwendeten Schalldämpfer werden für das Strömungsgeräusch an beiden Motoren (innerhalb der Auswertegenauigkeit) die gleichen Schallpegel erreicht. Nach den gesamten Auswertungen muß



der Schluß gezogen werden, daß das Rest-Strömungsgeräusch vollständig an der Dämpferoberfläche entsteht. Der Drehklangschallpegel hängt, wie beschrieben, stark von der Motor konstruktion ab und wird durch Reflexionen im Motor beeinflusst. Mit und ohne Dämpfer ändert sich der Pegel wesentlich weniger stetig als der Strömungsgeräuschpegel. Bild 8 zeigt in Übereinstimmung mit anderen Ergebnissen, daß zwar zum Teil erhebliche Dämpfungen von 20 dB und mehr erzielt werden, daß aber bei manchen Drehzahlen die Dämpfung erheblich schlechter werden kann, und zwar vermutlich wieder aufgrund von Reflexionen.

Die Geometrie der Dämpfer, z. B. die der häufig gebrauchten Einschraub-Schalldämpfer, kann mehrere neue Reflexionsstellen liefern. Die Dämpfung des Drehklangs erscheint schwieriger als die des Strömungsgeräusches. Eine gewünschte Dämpfung wird demnach um so sicherer erzielt, je geringer der Anteil des Drehklangs am Gesamtgeräusch des ungedämpften Motors ist. Dann wird nämlich das Gesamtgeräusch im wesentlichen von dem einfacher zu dämpfenden Strömungsgeräusch bestimmt. Bild 9 zeigt die Drehklanganteile für beide Motoren mit und ohne Dämpfer. Entsprechend der Definition:

$$X_{Dr} = \frac{I_{Dr}}{I_{ges}} \quad (6)$$

entspricht dabei ein Anteil von 50 % einer Pegeldifferenz  $L_{ges} - L_{DK}$  von 3 dB, ein Anteil von 10 % einer Pegeldifferenz von 10 dB.

Bei den ungedämpften Motoren ändert sich der Drehklanganteil recht stetig mit der Drehzahl. Die Anteile für das gedämpfte Geräusch ändern sich un stetig und sind z. T. beträchtlich höher als beim ungedämpften Motor, was wiederum zeigt, daß die Dämpfung des Drehklangs schwieriger als die des Strömungsgeräusches ist. Wichtig ist schließlich die Erkenntnis, daß die Dämpfungswirkung eines Absorptionsschalldämpfers nicht gleich-

mäßig ist. Vielmehr werden hohe Schallpegel offensichtlich stärker als niedrige gedämpft. Gelegentlich wird angegeben, daß die Dämpfung in Absorptionsschalldämpfern mit zunehmender Frequenz besser wird. Dieser Effekt, der bei wachsenden Drehzahlen eine zunehmende Dämpfung des Drehklangs bewirken müßte, konnte in diesen Messungen nicht bestätigt werden. Mit Sicherheit aber wird die Dämpfung bzw. die Geräuschenstehung an der Dämpferoberfläche von den dort herrschenden Austrittsgeschwindigkeiten beeinflusst. Die Schalldämpferoberflächen sollten deshalb möglichst groß ausgeführt werden. Günstig sind ferner große Porositäten des Filtermaterials (günstiges Verhältnis von Abströmquerschnitten zu Gesamtoberfläche) bei möglichst kleiner Porengröße. Kleine Poren bewirken gute Absorption, niedrige Reynoldszahlen und damit eine laminare, wirbelarme Abströmung.

## 5. Körperschall

Der wesentliche Anteil der entstehenden Geräusche tritt mit dem Abluftstrahl in die Umgebung aus. Ein Teil des Geräusches wird aber sicherlich als Körperschall durch das Motorgehäuse direkt abgestrahlt. Bei der üblichen Mikrofonmessung läßt sich der Körperschallanteil nicht von den übrigen Geräuschen trennen. Seine Wirkung läßt sich aber beurteilen, wenn das Motorgehäuse mit Schalldämmschichten verkleidet wird und man die dann gemessenen Schallspektren mit denen des unverkleideten Motors vergleicht. Solche Messungen sollen demnächst durchgeführt werden. Um einen Eindruck von der Wirkung des Körperschalls zu gewinnen, wurden Messungen durchgeführt, bei denen die Motoren mit einem Abluftschlauch versehen waren. Der Abluftschlauch wurde so aus dem Meßraum herausgeführt, daß das an seinem Ende entstehende Geräusch nicht in den Meßraum dringen konnte. Es zeigte sich, daß dieses Ver-

fahren nicht zur Beurteilung des Körperschalls geeignet ist, weil auch über die Schlauchoberfläche eine merkliche Schallabstrahlung erfolgt.

## 6. Einfluß der A-Bewertung

Sämtliche Messungen wurden unbewertet durchgeführt, weil die Mechanismen der Schallerzeugung und -dämpfung zweckmäßig mit Hilfe des unverzerrten Meßsignals untersucht werden. Nach der A-Bewertung werden bekanntlich Frequenzanteile unterhalb 1000 Hz und oberhalb etwa 6000 Hz geringer bewertet, als dem Schalldruck entspricht. Erniedrigt werden besonders die Drehklangschallpegel in der Grundfrequenz bei niedrigen Drehzahlen. Allgemein erscheint bei der A-Bewertung der Anteil des Strömungsgeräusches am Gesamtgeräusch bis zu Drehzahlen von 15 000  $\text{min}^{-1}$  stärker als in unbewerteten Meßergebnissen.

## 7. Zusammenfassung

Drehklang und Strömungsgeräusch sind die Hauptschallquellen von Druckluft-Lamellenmotoren. Die Untersuchung der Schallerzeugung zeigt, daß die Erzeugung von Drehklängen konstruktiv beeinflusst werden kann. Dies ist zum einen möglich durch Maßnahmen, die den Drucksprung zwischen den Arbeitskammern und dem Raum vor dem Schalldämpfer verringern (Einlaßdrosselung, möglichst weite Expansion, hoher Dämpferdruckverlust), zum anderen durch zweckmäßige Gestaltung von Form und Größe der Auslaßöffnungen zwischen den Arbeitskammern und dem Auslaß. Die erzielte Drehklangminderung wird dabei zum Teil durch Leistungsminierungen erkauft.

Es wird beschrieben, wie die Anteile des Drehklangs und des Strömungsgeräusches am Gesamtgeräusch bestimmt werden können. Am ungedämpften Motor überwiegt meist das Strömungsgeräusch, das vom Massenstrom durch



# PNEUMATISCHE ANTRIEBE

den Motor und seiner Geschwindigkeit abhängt. Beim gedämpften Motor wird das Strömungsgeräusch von der Schallentwicklung an der Dämpferoberfläche durch die austretende Luft geprägt. Dabei ergeben sich meist ausreichend niedrige Schallpegel. Der Dämpfer mindert durch seinen Druckverlust die Drehklang-Erzeugung und dämpft außerdem den Drehklang durch Absorption. Die Drehklang-Erzeugung wird in erheblichem Umfang durch Reflexionen beeinflusst, die Dämpfung ist ungleichmäßig und deshalb schwierig. Bei an sich lei-

stungsstarken Motoren mit hohen Drehklanganteilen am Gesamtgeräusch müssen deshalb Dämpfer mit hohen Druckverlusten eingesetzt werden.

Die künftige Entwicklung sollte darauf zielen, die Drehklang-Erzeugung so zu beeinflussen, daß ein vernünftiger Kompromiß zwischen Schall- und Leistungsminderung erreicht wird. Dann müßten Dämpfer mit kleineren Druckverlusten für eine befriedigende Schallminderung ausreichen, wobei auch andere als die heute üblichen Dämpferwerkstoffe denkbar sind. Da die Dämpferdruckverluste

erhebliche Leistungseinbußen bewirken, werden Fortschritte bei der Schallminderung zu Leistungssteigerungen an Druckluft-Lamellenmotoren führen.

## Literaturhinweise

- [1] Heckl, M. und H. A. Müller: Taschenbuch der Technischen Akustik. Springer Verlag Berlin, Heidelberg, New York, 1975
- [2] Gloeckner, M. H.: Beiträge zur Minderung des Abluftlärms von Druckluftwerkzeugen. Bergb.-Wiss. 11 (1964) 21/22

Bildnachweis: Verfasser



# Über den Einfluß der Formgebung auf die Spannungskonzentration an Kerben

Von Dr.-Ing. A. Hirchenhain, Clausthal-Zellerfeld und Dr.-Ing. J. Remmel, Schwerte/Ruhr

## 1. Einleitung

Aufgrund der zunehmenden Rohstoffverknappung besteht die dringende Notwendigkeit des werkstoff- und festigkeitsgerechten Konstruierens, um Schäden und voluminöse Überdimensionierungen von Maschinenkonstruktionen und ihren Bauteilen zu vermeiden. Die rechnerische Ermittlung von Spannungen an komplex geformten Bauteilen stößt bei Verwendung von Computern leicht an die Grenze der kostenmäßigen Vertretbarkeit, zumal durch vereinfacht zu treffende Annahmen häufig nur Näherungslösungen erwartet werden können. Zur optimalen Ausnutzung der Werkstoffe sind deshalb genauere Untersuchungsmethoden zur Spannungsanalyse notwendig, wodurch Investitionskosten erheblich gesenkt werden können. Hier bietet sich vor allem die Spannungsoptik [1] als ein experimentelles Verfahren der Festigkeitsermittlung an. Spannungsoptische Untersuchungen haben gegenüber den konventionellen Berechnungsmethoden den entscheidenden Vorteil, daß der vollständige Spannungszustand, auch im Inneren eines Bauteils, direkt erfaßt werden kann. Nach Ähnlichkeitsgesetzen [2] lassen sich die spannungsoptischen Versuchsergebnisse auf zum Beispiel metallische Werkstoffe übertragen. Die im folgenden beschriebenen Maschinenbauteile und -anlagen wurden überwiegend auf spannungsoptischem Wege im Durchlichtverfahren untersucht. Die spannungsoptischen Untersuchungen wurden am Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal durchgeführt.

## 2. Spannungskonzentration an Kerben

Unter Spannungskonzentration oder Kerbwirkung [3] versteht man in der Elastizitätslehre das Auftreten örtlicher Spannungspitzen in gekerbten Bauteilen, die mechanisch beansprucht werden. Der Sammelbegriff „Kerbe“ beschreibt dabei ganz allgemein die Abweichung des Bauteils von der glatten Form, z. B. Kerben am Außenrand, Lö-

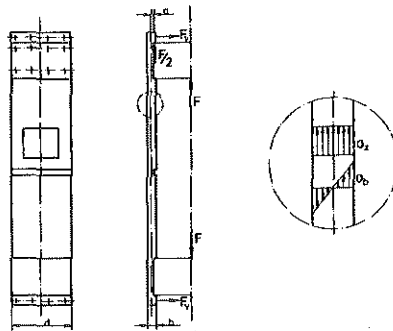


Bild 1: Zugholm einer 4000-kN-Pressen (Innenkerben), abgesetzte Stäbe und Wellen und immer an „schrögen Querschnittsübergängen“. Die Kerbwirkung an einer Kerbe wird gekennzeichnet durch den Kerbfaktor oder die Formzahl oder den Faktor der Spannungsüberhöhung:

$$\alpha_K = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_n} \quad (1)$$

der das Verhältnis der wirklich auftretenden größten Spannung  $\sigma_{\max}$  (Spannungsspitze) zur Nennspannung  $\sigma_n$  angibt. Als Nennspannung wird eine geeignete Spannungsgröße definiert, im allgemeinen die Spannung, die ohne Vorhandensein der Kerbe auftreten würde. Die Störung des gleichmäßigen Spannungsverlaufes beschränkt sich in besonderem Maße auf den kernnahen Bereich (Abklinggesetz). Ordnet man mehrere Kerben so an, daß sich ihre Störbereiche überschneiden, so beeinflussen sie sich gegenseitig und es stellt sich je nach Anordnung eine im Vergleich zur Einzelkerbe erhöhte (Überlastungskerbe) oder verminderte (Entlastungskerbe) Spannungskonzentration ein [4].

## 3. Konstruktive Gestaltung von Pressenzugholmen

Zur Übertragung der Kräfte in Pressen vom Querhaupt zum Grundgestell werden im allgemeinen entweder runde Zuganker oder Zugholme, gefertigt aus Blechen, eingesetzt.

Mit Hilfe der Spannungsoptik lassen sich Optimierungsprobleme an Maschinenteilen und -anlagen in relativ einfacher Weise lösen. Die Anwendbarkeit beschränkt sich nicht nur auf ebene scheibenförmige Bauteile, die Einfriermethode gestattet die Untersuchung allgemeiner dreidimensionaler Spannungszustände unter komplizierten Beanspruchungsverhältnissen. Die Untersuchungen lassen sich in verhältnismäßig kurzer Zeit durchführen und die Kosten für derartige Untersuchungen sind erheblich geringer als z. B. der Preis für die alleinige Rechenzeit bei Anwendung der Finite-Elemente-Methode auf entsprechende Probleme.

Beispiele aus dem Schwermaschinen-, Apparate- und Behälterbau sowie aus der Verbindungstechnik geben Aufschluß über die Anwendungsmöglichkeiten der Spannungsoptik.

Die Krafteinleitung bei Zugholmen stellt ein besonderes Problem dar, da sich eine Biegebelastung häufig nicht vermeiden läßt (Bild 1). Die dargestellte Konstruktion zeichnet sich durch einfache und somit preisgünstige Fertigung aus; andererseits ist das Verhältnis der Biegespannung  $\sigma_b$  zur Zugspannung  $\sigma_z$ :

$$\sigma_b/\sigma_z = 6 a/b \quad (2)$$

Falls sich also der Krafteinleitungspunkt um  $1/6$  der Zugholmdicke außermittig befindet, verdoppelt sich die Maximalspannung. Im Bereich der Kerbe tritt, da sich diese an der Innenseite der Presse befindet, eine weitere Spannungserhöhung auf. Dabei war zu erwarten, daß im Bereich der baulichen Schwächung (Querbohrungen und Fensterausschnitt) Spannungskonzentrationen auftreten, die für den Pressenzugholm bruchgefährdend werden können. Dazu wurden ebene Modelle aus dem spannungsoptisch aktiven Material Araldit B im Maßstab 1:10 hergestellt und entsprechend der Beanspruchung in der Hauptausführung belastet.

Die Auswertung der spannungsoptischen Bilder 2 und 3 lieferte, wie erwartet, für den geschwächten kritischen Bereich zu hohe Spannungen. Allein die unsymmetrische Krafteinleitung ergab bei der untersuchten Konstruktion eine dreifache Spannungsüberhöhung. Eine Formoptimierung war deshalb unumgänglich.

Zunächst wurde die Kontur des Fensterausschnitts variiert, indem verschiedenartige Kerbformen als Seitenbegrenzung näher untersucht wurden. Dabei stellte sich heraus, daß trotz größerer Kerbradien die Spannungen höher waren als beim Ausgangsmodell. Dieser Umstand konnte eindeutig auf die Anordnung der unter dem Fensterausschnitt befindlichen Bohrungen zurückgeführt werden. Eine Verlagerung der oberen Querbohrungen zur Mitte hin

Bild 2: Isochromatenaufnahme des Pressenzugholms bei reiner Zugbeanspruchung (Ausschnitt)

Laststufe	1	2	endgültiger Wert von $\alpha_K$	
$\alpha_{1-4}$	1,344	1,363	1,36	
Spannungsüberhöhungsfaktoren $\alpha_K$	$\alpha_{5-8}$	1,276	1,286	1,29
	$\alpha_{9-12}$	1,258	1,275	1,28

Tabelle 1: Spannungsüberhöhungsfaktoren für Dehnungstransformator

brachte in Verbindung mit einer optimierten Ellipsenform als Seitenbegrenzung für den Fensterausschnitt eine gewünschte Reduzierung der Spannung um ca. 35%. Für den beigebeanspruchten Pressenholm konnte die Spannungsspitze sogar um fast 40% durch Wahl eines entsprechend größeren Radius abgebaut werden.

4. Dehnungstransformator zur Walzkraftmessung

Dehnungstransformatoren stellen den mechanischen Teil einer Walzkraftmeßanlage dar. Sie werden mit Bolzen am Walzenständer befestigt. Die Dehnung der Walzenständer wird dadurch auf die Dehnungstransformatoren übertragen. An den Dehnungstransformatoren wird die örtliche Biegung in den Längsstege mittels der eingezeichneten DMS (Bild 4) gemessen.

Ziel der spannungsoptischen Untersuchung sollte sein,

- Querschnitte höchster Beanspruchung zu ermitteln und
- einen Übertragungsfaktor zwischen den Beanspruchungen im Meßquerschnitt und den höchstbeanspruchten Querschnitten anzugeben.

Da im interessierenden mittleren Teil des Dehnungstransformators ein ebener Spannungszustand vorliegt, konnte die Untersuchung am ebenen Modell (Maßstab 2:1) erfolgen. Aus dem Isochromatenverlauf läßt sich zunächst nur die Differenz der Hauptnormalspannung bestimmen, die bis auf den Faktor 2 identisch ist mit der Hauptschubspannung. Da im vorliegenden Fall alle interessierenden Berandungen lastfrei sind, sind die Orte höchster Beanspruchung identisch mit den Orten maximaler Isochromatenordnungen. Die Spannungsüberhöhungsfaktoren sind aus dem Verhältnis von Maximalspannung zu Nennspannung zu berechnen, wobei als Nennquerschnitt die DMS-Anbringungsorte (A-D) definiert wurden. Die Stellen 1-4 sind am stärksten gefährdet, da hier die dem Betrag nach höchsten Spannungen auftreten (Bild 5), die zudem positives Vorzeichen haben. Von nahezu gleichem Betrag sind die Spannungen an den Stellen 5-8 im Vergleich zu 9-12. Um den Spannungsüberhöhungsfaktor (Tabelle 1) möglichst genau zu bestimmen, wurden die Randisochromatenordnungen mit dem Kompensationsverfahren nach Sénarmont [5] bestimmt.

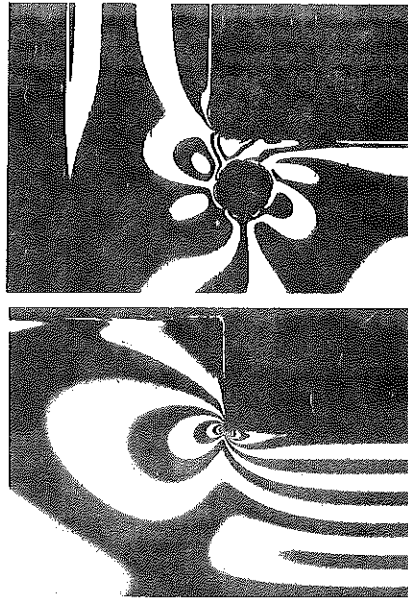


Bild 3: Isochromatenaufnahme des biegebeanspruchten Pressenzugholms (Ausschnitt)

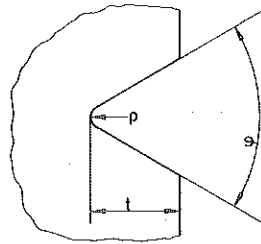


Bild 6: Einflußparameter auf den Kerbfaktor

5. Optimierung von Gewindegeometrien

In der industriellen Praxis zeigt sich immer wieder, daß bei hochbeanspruchten Maschinenteilen häufig die Schrauben-Mutter-Verbindung trotz scheinbar rechnerischer Perfektion versagt und die Zerstörung kompletter Maschinen zur Folge hat. Da die Schraubenverbindung im Gesamtbereich des Maschinenbaus das Maschinenelement mit der höchsten Kerbwirkung darstellt, setzt die Beurteilung ihrer Haltbarkeit die genaue Kenntnis des für den Bruch verantwortlichen Spannungszustandes voraus. Als kritischer Bereich wird allgemein das Gebiet um den Gewindegrundbereich verstanden, wo die relativ ungünstige Lastverteilung, die durch Kräfteinleitung bedingte Spannungs-konzentration und die aus Querschnittsveränderung resultierende Spannungserhöhung zu einem Spannungsmaximum führen, das für den Bolzen bruchgefährdend ist.

Die Spannungs-konzentration in der Umgebung einer Kerbe ist im wesentlichen abhängig von Krümmungsradius, Kerbtiefe und Öffnungswinkel (Flankenwinkel) der Kerbe [3] (Bild 6). Diese Gesetzmäßigkeiten der Kerbspannungslehre sind bisher nur in beschränktem Maße auf Schraubenverbindungen angewendet worden. Lediglich das „Niemann-Gewinde“ [6] berücksich-

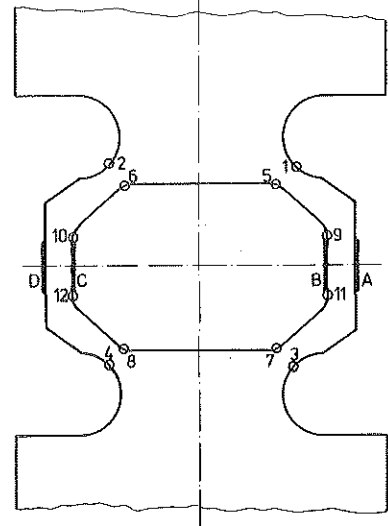


Bild 4: Lage der Stellen höchster Beanspruchung sowie DMS-Anbringungsorte am Dehnungstransformator

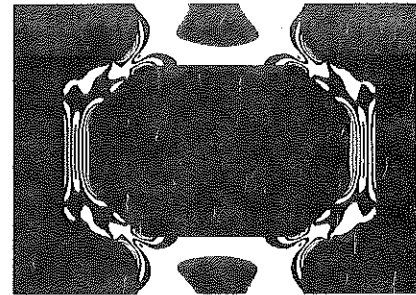


Bild 5: Isochromatenaufnahme des Dehnungstransformators (Ausschnitt)

sichtigt den Zusammenhang zwischen Kerbfaktor und Krümmungsradius

$$\alpha_K \sim \frac{1}{\sqrt{\rho}} \tag{3}$$

Durch eine systematische Untersuchung des Flankenwinkleinflusses bei Schrauben-Mutter-Verbindungen [7] unter Anwendung des spannungsoptischen Einfrierverfahrens, konnten aufgetretene Schadensfälle an Gewindestangen von mechanischen Expanderkolben vermieden werden [8].

Die Auswertung der spannungsoptischen Versuchsergebnisse (Bilder 7-9) zeigte, daß mit größerem Flankenwinkel (> 60°) eine erhebliche Abnahme der Spannungsspitze im ersten tragenden Gewindegang erreicht werden konnte. Die günstigsten Beanspruchungsverhältnisse ergaben sich bei einem Flankenwinkel von 90° (Bild 10). Die Reduzierung des Kerbfaktors durch geeignete konstruktive Formgebung der Verbindung betrug ca. 30%.

6. Bauteile unter Innendruck

Steht ein Hohlzylinder unter gleichmäßiger Belastung durch z.B. Innendruck, so ist die eintretende Verformung in bezug auf die Zylinderachse symmetrisch. Der Spannungszustand (Bild 11) ist durch das alleinige Vorhandensein der Spannungen  $\sigma_\phi$ ,  $\sigma_r$  und  $\sigma_z$  gekennzeichnet [9].

Bild 7: Isochromatenaufnahme 60°-Gewindemodell



Beschränkt man sich auf den mittleren Teil eines langen Kreiszylinders, so geben die bekannten Formeln für die Berechnung dickwandiger Rohre ( $D_a/D_i > 1,2$ ) einen hinreichend genauen Überblick über den Verlauf der Spannungen. Der Spannungszustand wird jedoch erheblich gestört, wenn die Wand durch Ausschnitte, Öffnungen oder parallel verlaufende Bohrungen geschwächt wird [10].

Zylinderbohrungen in Zylinderblöcken werden teilweise mit Hochdruck beaufschlagt, wobei eine Zylinderbohrung, die mit Hochdruck beaufschlagt ist, periodisch wiederkehrend eine mit Hochdruck oder Niederdruck beaufschlagte Nachbarzylinderbohrung hat. Dabei sind die Stege zwischen zwei hochdruckbeaufschlagten Bohrungen besonders gefährdet.

Zur Untersuchung solcher dreidimensionalen Spannungszustände liefert das spannungsoptische Einfrierverfahren Ergebnisse hoher Genauigkeit. In Bild 12 ist dargestellt, auf welchen Bohrungen der Zylinderblock mit Innendruck ( $p_M = 0,6$  bar) belastet wurde. Nach Durchführung der Einfrierversuche wurden aus den Modellen entsprechend Bild 13 mehrere planparallele Schnitte entnommen und spannungsoptisch ausgewertet. Die höchste auftretende Isochromatenordnung wurde im Schnitt 1 (Bild 14) festgestellt. Die Umrechnung der im Modellversuch ermittelten Spannungswerte in die Spannungen, die in der Hauptausführung auftreten, lieferte nach dem Ähnlichkeitsgesetz

$$\sigma_H / \sigma_M = p_H / p_M \quad (4)$$

Index H = Hauptausführung

Index M = Modellausführung

für den Höchstdruck  $p_H = 500$  bar Spannungen oberhalb der Dauerwechselfestigkeit des verwendeten Vergütungsstahls. Wesentlich günstigere Beanspruchungsverhältnisse weit unterhalb der zulässigen Festigkeitsgrenze ergaben sich bei der in Schnitt C-D (Bild 12) angegebenen Nierenform, wie der Isochromatenaufnahme Bild 15 zu entnehmen ist. Bild 16 zeigt deutlich, daß sich die Spannungskonzentration im Zylinderblock nach dem Übergang von der Nieren- in die zylindrische Form noch weiter abgebaut hat.

7. Kernlöcher in Gußkonstruktionen

An den meisten Maschinenbauteilen sind konstruktiv bedingte Kerben vorhanden, an denen unter Belastung Spannungskonzentrationen auftreten, die Festigkeit und Lebensdauer stark vermindern. Gerade im Maschinenbau sind Schäden an schweren Maschinenteilen, wie z. B. Gesenkschmiede- und Schmiedepressen mit erheblichen Kosten (Produktionsausfall) verbunden, wenn Reparaturmaßnahmen nicht rechtzeitig vorgenommen werden. An Kernlöchern im Unterholm einer sol-

Bild 8: Isochromatenaufnahme 75°-Gewindemodell

Bild 9: Isochromatenaufnahme 90°-Gewindemodell

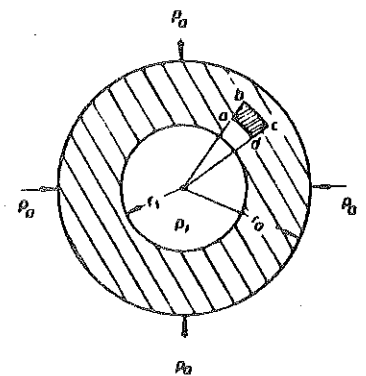
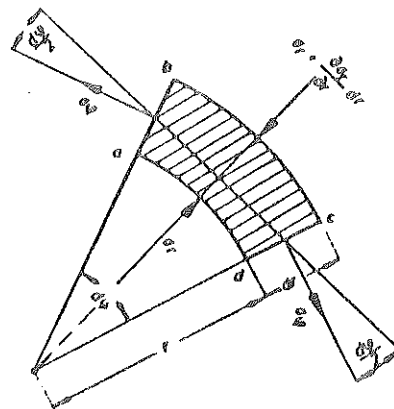


Bild 11: Spannungszustand im dickwandigen Behälter

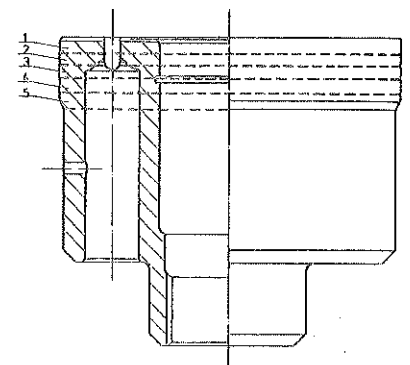
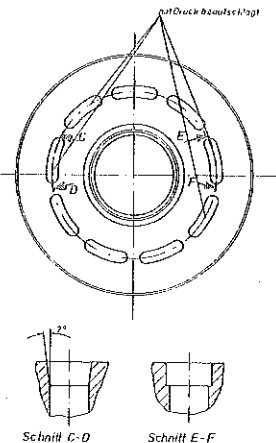


Bild 12: Anordnung der druckbeaufschlagten Bohrungen des Zylinderblocks

Bild 13: Lage der entnommenen Schnitte

chen Schmiedepresse waren Risse aufgetreten, deren Ursache mit Hilfe spannungsoptischer Modelluntersuchungen geklärt werden sollte [16]. Die spannungsoptische Untersuchung (Modellmaßstab 1 : 20) lieferte im kritischen Bereich (Lochrand) eine Spannungsüberhöhung, die gegenüber der im ungestörten Bereich ermittelten Nennspannung den mehrfachen Betrag annahm (Bild 17). Damit wurde die ertragbare Festigkeitsgrenze des Gußwerkstoffes erheblich überschritten. Es besteht jedoch die Möglichkeit, die Spannungskonzentration an einer Kerbe zu vermindern, ohne ihre Form oder die Beanspruchungsart des Bauteils zu verändern. Bringt man nämlich in Bereichen niedriger Spannungen weitere Kerben an, die in

Bereiche höherer Spannungen vorstoßen, so erzeugen diese Kerben wiederum, angesichts einer an ihnen auftretenden Spannungsspitze, Bereiche niedriger Spannungen. Bei geringem Abstand zwischen den Kerben findet so eine Überlagerung der Störbereiche statt, die zu einer gegenseitigen Verminderung der Spannungskonzentration führt (Bild 18). Diese Maßnahme, die eine Reduzierung der Spannungsüberhöhung auf 80% bringen kann, konnte aus konstruktiven Gründen nicht durchgeführt werden. Es mußte daher nach weiteren Möglichkeiten gesucht werden. Spannungskonzentrationen an Bohrungen können vermindert werden, wenn im Bereich des stärksten Spannungsgefälles geeignete Verstärkungen (z.B. durch

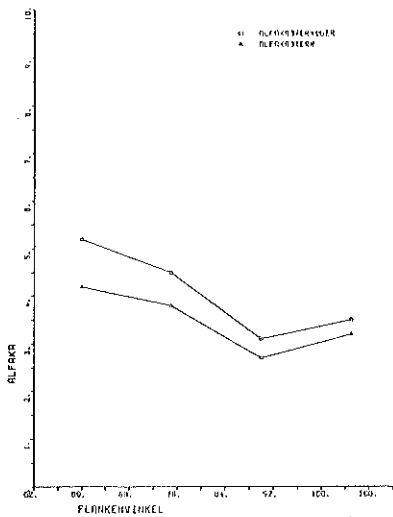


Bild 10: Kerbfaktoren für räumliche Gewindemodelle nach Erstarrungsverfahren



Bild 14: Isochromatenaufnahme Radialschnitt 1 (Nierenform E-F)



Bild 15: Isochromatenaufnahme Radialschnitt 1 (Nierenform C-D)

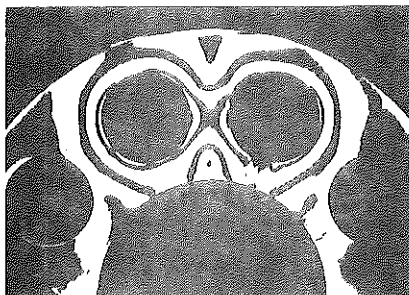


Bild 16: Isochromatenaufnahme Radialschnitt 5

aufgeschweißte Ringe) angebracht werden. Dabei ist die Reduzierung des Kerbfaktors, wie Bild 19 zu entnehmen ist, entscheidend von der geometrischen Formgebung der Verstärkungsringe abhängig. Für die spannungsoptischen Modelluntersuchungen wurden an den Stellen höchster Beanspruchung Verstärkungsringe mittels kaltaushärtender Klebung (Araldit B) angebracht. Dabei waren die Abmessungen der Ringe durch die Art der Unterholmkonstruktion praktisch vorgegeben. Durch diese konstruktive Maßnahme konnte die Spannungsspitze um fast 30% gesenkt werden, womit die erforderliche Reduzierung des Kerbfaktors um mindestens 10% problemlos erreicht werden konnte.

### 8. Kerbspannungsanalyse an einem Walzenständer

Bei der Planung und beim Betrieb moderner Hüttenwerksanlagen werden zuverlässige Zahlen über die Belastbarkeit und die zu erwartende Lebensdauer der Maschinen und ihrer Teile gefordert. Wenn Neukonstruktionen von den älteren, über die Erfahrungen und Berechnungsgrundlagen vorliegen, wesentlich abweichen, bedient man sich zur Vorbestimmung der zu erwartenden Spannungen häufig der experimentellen Festigkeitsanalyse mittels Spannungsoptik. An einem solchen Walzenständer wurden zur Aufnahme einer Kraftmeßdose Ausnehmungen im Fußbett vorgenommen. Im Betrieb zeigten sich nun Risse, die von den Ecken der Ausnehmungen bis in die Querbohrungen durchliefen. Spannungsoptisch sollte deshalb ermittelt werden, wie hoch die max. auftretenden Spannungen bei unterschiedlicher Geometrie des Fußbettes im angegebenen kritischen Bereich sind. Zu untersuchen waren drei verschiedene Formen (Bild 20). Die Spannungen wurden an ebenen Modellen im Modellmaßstab 1:16 bezüglich Höhe und Breite sowie 1:147 bezüglich der Dicke unter Berücksichtigung der vier Querbohrungen ermittelt. Sämtliche anderen Bohrungen, Vorsprünge, Augen usw. konnten bei der Modellausführung vernachlässigt werden, da sie nach dem Prinzip von *de St. Venant* [12] keinen Einfluß auf den interessierenden Bereich haben. Diese allgemeingültige Gesetzmäßigkeit findet bei spannungsoptischen Untersuchungen häufig Anwendung und vereinfacht die Herstellung komplizierter Modelle zum Teil erheblich. Zur Simulation der Walzkraft wurde in den Ständer eine für alle Modelle konstante Streckenlast eingeleitet, um einen direkten Vergleich untereinander vornehmen zu können.

Die Auswertung der spannungsoptischen Aufnahmen (Bild 21) ergab eindeutig, daß die entstandenen Risse nicht auf die konstruktive Änderung für die Ausnehmung der Kraftmeßdose zurückzuführen sind. Die Übertragung der Modellergebnisse auf die Hauptausführung nach der Beziehung

$$\sigma_H = \sigma_M \cdot \frac{F_H}{F_M} \cdot \frac{l_M}{l_H} \cdot \frac{d_M}{d_H} \quad (5)$$

Index M = Modellausführung

Index H = Hauptausführung

lieferte max. Kerbspannungen, die sehr viel kleiner sind als die Zugfestigkeit

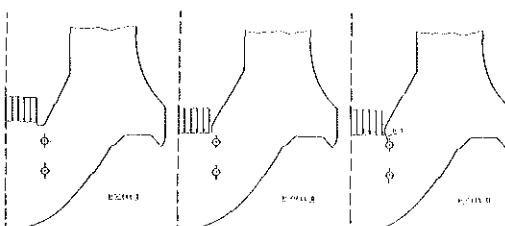
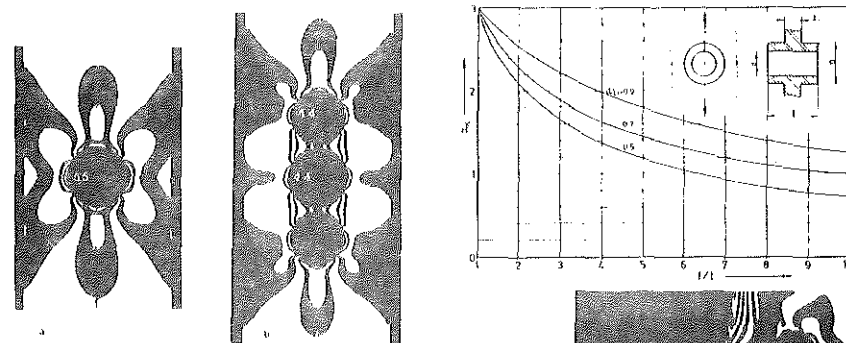
**Bild 18:** Isochromatenaufnahme zweier Modelle bei gleicher Belastung, a ohne und b mit Entlastungsbohrungen

**Bild 19:** Kerbfaktoren für Zugstab mit verstärktem Lochrand

des verwendeten Werkstoffs. Nicht einmal die Dauerfestigkeitsgrenze gemäß *Smith-Diagramm* [14] wird annähernd erreicht, muß man doch bei einem Walzenständer von einer dynamischen Beanspruchung ausgehen. Deshalb liegt die Vermutung nahe, daß der aufgetretene Schadensfall auf andere Ursachen, z. B. Korrosion oder Mikrorisse, zurückzuführen ist. Gerade feinste Bauteilanrisse [13] durch z. B. Herstellungs- oder Fertigungsfehler bewirken häufig Spannungskonzentrationen, die im Betrieb schnell zum Bruch des Bauteils und damit zum Ausfall der gesamten Anlage führen können.

**9. Zusammenfassung**

Die genannten Beispiele aus dem Schwermaschinenbau, dem Apparatebau und Behälterbau sowie aus dem Bereich der Verbindungstechnik sollten Aufschluß darüber geben, daß sowohl aufgetretene Schadensfälle als auch Neu- und Variantenkonstruktionen mit spannungsoptischen Untersuchungen experimentell analysiert werden können. Gerade Optimierungsprobleme an Maschinenteilen und -anlagen lassen sich mit Hilfe der Spannungsoptik in relativ einfacher Weise lösen. Dabei ist die Anwendbarkeit nicht nur auf ebene scheibenförmige Bauteile begrenzt. Gerade das räumliche Erstarrungsverfahren [15], auch als Einfriermethode bekannt, gestattet die Untersuchung allgemeiner dreidimensionaler Spannungszustände unter kompliziertesten Beanspruchungsverhältnissen. Die Spannungen im Modell werden exakt bestimmt, da die Doppelbrechungseffekte den Spannungen genau entsprechen. Die Übertragbarkeit der Modellergebnisse auf das Original ist immer dann gegeben, wenn geometrische Ähnlichkeit der Form und der Lastaufbringung vorliegt. Die experimentellen Untersuchungen lassen sich in verhältnismäßig kurzer Zeit durchführen. Dabei liegt der wesentliche Zeitaufwand in der Modellherstellung, obwohl diese in der Regel in verkleinerten Maßstäben angefertigt werden. Ferner sind die Kosten für solche Untersuchungen erheblich geringer als beispielsweise der Preis für die alleinige Rechenzeit bei der Anwendung der Finite-Elemente-Methode auf o.a. Probleme.



**Bild 20:** Spannungsoptische Untersuchung am Walzenständer  
 Modell I: Ursprungsform  
 Modell II: Form mit Ausnehmung für Kraftmeßdose  
 Modell III: Form wie Modell II, jedoch mit durchlaufendem RiB



**Bild 17:** Isochromatenverlauf an Kernlöchern einer Gußkonstruktion (Ausschnitt)



**Bild 21:** Isochromatenverteilung im interessierenden Bereich des Walzenständers (links Modell I, Mitte Modell II, rechts Modell III)

**Literatur:**

[1] Kuske, A. und G. Roberison, Photoelastic Stress Analysis, John Wiley & Sons, London, 1974  
 [2] Kuske, A., Taschenbuch der Spannungsoptik, Wissenschaftliche Verlagsgesellschaft Stuttgart, 1971  
 [3] Neuber, H., Kerbspannungstheorie, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 1958  
 [4] Judt, O., Spannungsoptische Untersuchung und Optimierung von Entlastungskerben, Diss. TU Clausthal, 1973  
 [5] Heywood, R.B., Photoelasticity for Designers, Pergamon Press, London, 1969  
 [6] Niemann, G., Maschinenelemente Band 1, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 1975  
 [7] Hirschenhain, A., Spannungsoptische Untersuchungen an Schrauben-Mutter-Verbindungen, verbindungstechnik 10/1981  
 [8] Hirschenhain, A. und J. Remmel, Die experimentelle Ermittlung des Kerbfaktors von verschiedenen Schrauben-Mutter-Verbindungen mit Hilfe spannungsoptischer Modelluntersuchungen, Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal, Nr. 8, 1978  
 [9] Klupp, E., Festigkeit im Apparate- und Anlagenbau, Werner-Verlag, 1970  
 [10] TÜV-Hannover, Vd TÜV-Forschungsvorhaben 143, Technischer Überwachungsverein Hannover  
 [11] Peterson, R.E., Stress Concentration Design Factors, John Wiley & Sons, London, 1966  
 [12] Wolf, H., Spannungsoptik, Band 1, Grundlagen, Springer Verlag, Berlin und Heidelberg, 1976  
 [13] Hirschenhain, A., und J. Remmel, Spannungswellen in Rundstahlketten und ihre Darstellung durch spannungsoptische Modelluntersuchungen, Bergbau, 3/1982  
 [14] Wöhlerlinien-Katalog, Institut für Leichtbau, Dresden, 1969  
 [15] Kuske, A., Das Kunstharz Phenolformaldehyd in der Spannungsoptik, Forsch. Ing. Wes. 9 (1938)  
 [16] Weisser, G., Stahl und Eisen, demnächst





# Aus der Hochschule – Für die Hochschule

**6. GESA-Symposium**  
**Experimentelle Spannungsanalyse**

Institut für Maschinenwesen  
besuchte die KAMAX-Werke

**Prof. Dietz nahm am S.E.S.A.-Kongress  
in Edinburgh teil**  
160 Wissenschaftler aus aller Welt diskutierten Fragen  
der experimentellen Spannungsanalyse

25 Jahre Okertalsperre:  
**Spannungsoptische Modelluntersuchungen der Okertalsperre**  
Experimentelle Untersuchungen lieferten genaue Kenntnis über komplizierte Beanspruchungsverhältnisse in der Staumauer

**Erfolgreiche Messebeteiligung der TU Clausthal**  
Präsentation praxisnaher Forschungsergebnisse

**8th Congress in Material Testing**  
Institut für Maschinenwesen mit zwei Vorträgen in Budapest vertreten

**Maschinenwesen — Lehre, Forschung, Praxis**  
Hochschule und Industrie veranstalten jährliches Kontaktseminar

Maschinentechnisches Kolloquium:  
**„AUTO 2000 – Tendenzen und Entwicklungen“**  
Dr.-Ing. U. Seifert, VW Wolfsburg, referierte über Forschungsarbeiten für das Auto der Zukunft

**Prof. Pestel: Enorme technische Aufgaben**  
Podiumsdiskussion über Ingenieurbedarf und -nachwuchs an der TU Clausthal

Wissenschaftler der US-Army besuchte Institut für Maschinenwesen

**Antrittsvorlesungen im Fachbereich  
Maschinen- und Verfahrenstechnik an der TU Clausthal**  
Neu berufene Hochschullehrer offiziell eingeführt

**Fachbereich Maschinen- und Verfahrenstechnik**  
**ehrte emeritierte Hochschullehrer**  
Festveranstaltung im großen Bergmännischen Hörsaal der TU

# Fachbereich Maschinen- und Verfahrenstechnik

## ehrte emeritierte Hochschullehrer

Festveranstaltung im großen Bergmännischen Hörsaal der TU

Mit dem Wandel der Bergakademie Clausthal zur Technischen Hochschule Clausthal Mitte der 60er Jahre wurden zahlreiche Lehrstühle und Institute neu eingerichtet. Bergbau und Hüttenwesen bilden seit dieser Zeit nicht mehr die Basis der Hochschule; eine wesentliche Erweiterung durch technische und naturwissenschaftliche Fächer erfolgte. Die Einführung des Studiums des Maschinenbaus und der Verfahrenstechnik und das seit 1968 aufgenommene Fachstudium in den Studienrichtungen Allgemeiner Maschinenbau, Thermische und Mechanische Verfahrenstechnik, Apparatebau, Wärmetechnik, Antriebs-, Meß- und Regeltechnik u. ä. brachte für die TU Clausthal eine Reihe neuer Hochschullehrer: Institut für Mechanik: Prof. Schäfer, Lehrstuhl für Regeltechnik und Elektronik: Prof. Lamberts, Institut für Maschinenwesen: Prof. Kuske und Institut für Hüttenmaschinen: Prof. Griese. Diesen verdienten Hochschullehrern, die zum Teil 20 Jahre lang die Aufgaben in Forschung und Lehre auf ihren Fachgebieten an der TU Clausthal wahrgenommen und sich um die Hochschule sehr verdient gemacht haben, galt die Feierstunde am Freitag der vergangenen Woche. Nach einleitenden Worten durch den Rektor, Professor Jeschur, der den Emeriti im Namen der Hochschule für ihre jahrelange Tätigkeit dankte, galten seine Worte vor allem der Witwe und den Angehörigen von Prof. Kuske, der kürzlich verstorben ist und dem diese Feierstunde gelten sollte.

In der Laudatio für Prof. Kuske zeigte sein Nachfolger am Institut für Maschinenwesen, Prof. Dietz, nochmal die wesentlichen Stationen seines Lebens auf, 1913 in Samter bei Posen geboren, studierte er in München Maschinenbau und promovierte bereits 10 Monate nach seiner Diplomprüfung mit einer Arbeit, die den Schwerpunkt seines Lebenswerks bestimmte: es handelte sich um entscheidende Grundlagen in der räumlichen Spannungsoptik. Über ein eigenes Ingenieurbüro führte sein Weg nach kriegsbedingter Unterbrechung an die TH Aachen, die Daimler Benz AG und an die TH Stuttgart, wo er sich 1958 auf dem Gebiet der Elastizitätslehre habilitierte und 1965 zum apl. Professor ernannt wurde. Zum Sommersemester 1967 erhielt er einen Ruf nach Clausthal und mit der Ernennung zum ordentlichen Professor übernahm er hier die Leitung des Instituts für Maschinenwesen, die er bis zu seiner Emeritierung im Herbst 1978 inne hatte.

Prof. Lamberts, 1911 geboren in Mönchengladbach, studierte in München und Braunschweig Elektrotechnik, war dort anschließend als Assistent tätig und promovierte hier 1939 über Absorptionsmodulation. An der gleichen Hochschule habilitierte er sich kurz vor Kriegsende über „Modulation in der elektrischen Nachrichtentechnik“ und erhielt 1947 rückwirkend für

das Jahr 1942 die Ernennung zum Privatdozenten. Neben einem Aufenthalt in Southampton erfolgte 1951 in Braunschweig die Ernennung zum apl. Professor. Nach Lehr- und Forschungstätigkeiten in Braunschweig und Hannover folgte er 1965 einem Ruf an den neu gegründeten Lehrstuhl für Regeltechnik und Elektronik an die damalige Bergakademie Clausthal. Einer der wesentlichen Schritte im gemeinsamen Bemühen, die Nahtstelle zwischen Maschinenbauern und Elektrotechnikern zu schließen, war, so die Redner Prof. Brethauer und Prof. Mühlendorf, die Einführung des Studienmodells Antriebs-, Meß- und Regeltechnik (später Elektrotechnik im Maschinenwesen). Sogar noch über den Zeitpunkt seiner Emeritierung im Jahr 1979 hat Prof. Lamberts diese Lehrstätigkeit fortgesetzt. Ein Nachfolger ist zur Zeit noch nicht berufen, der Lehrstuhl wird derzeit von einem Fachkollegen kommissarisch verwaltet.

Prof. Jischa, seit knapp einem Semester Leiter des Instituts für Mechanik, begann seine Laudatio für Prof. Schäfer mit einem Rückblick auf die neuere Entwicklung der Mechanik und insbesondere der Strömungsmechanik. Gerade die Göttinger Epoche, wo Prof. Schäfer lange Jahre tätig war, war für die Entwicklung der Strömungsmechanik von entscheidender Bedeutung. Nach dem Studium der Mathematik, Physik und der Versicherungsmathematik beschäftigte sich Prof. Schäfer mit der Zeitgleichung und dem Keplerschen Problem, das er 1938 als Dissertation vorlegte. Neben einer Assistententätigkeit bei Tollmien, einem Prandtl-Schüler, war er bei der Heeresversuchsanstalt Peenemünde tätig, jene Institution, die durch die legendäre V1 und V2 sowie Wernher von Braun berühmt wurde. In den Nachkriegsjahren führte sein Weg schnell zurück zur Hochschule. 1951 habilitierte er sich in Göttingen für das Fach „Angewandte Mechanik“, wurde zum apl. Professor ernannt und erhielt 1959 zusätzlich die *venia legendi* für „Angewandte Mechanik“. Rufe 1957 sowie 1959 an die TH Dresden sowie im gleichen Jahr an die Universität Detroit lehnte Prof. Schäfer ab, folgte jedoch 1962 einem Ruf an die Bergakademie Clausthal und übernahm hier die Leitung des damaligen Instituts für Technische Mechanik, die er bis zu seiner Emeritierung fast 20 Jahre inne hatte. Während seiner Tätigkeit in Clausthal hat sich Prof. Schäfer mit dem gesamten Spektrum der Mechanik beschäftigt, ist jedoch auch nach seinen „Entpflichtungen“ seiner Liebhabertätigkeit, der Gasdynamik, treu geblieben.

Das Institut für Hüttenmaschinen (seit einigen Jahren mit dem Zusatz „und Maschinelle Anlagentechnik“), steht seit seiner Gründung im Jahr 1967 unter Leitung von Prof. Griese. Geboren 1914 in Oberbrügge (Kreis Altena) studierte er nach dem Besuch der Oberrealschule in Gummersbach von 1934 bis 1938 all-

gemeinen Maschinenbau an der TH Hannover. Anschließend folgte eine sechsjährige Tätigkeit in Fertigung und Planung in Berlin als Betriebsleiter. Diese Tätigkeit konnte er 1943 zur Promotion an der Technischen Hochschule Aachen über die Herstellung geschweißter Rohre nutzen. Nach einer kurzen Unterbrechung der beruflichen Tätigkeit durch Kriegsdienst und Gefangenschaft führte sein Berufsweg zur DEMAG nach Duisburg. In seiner Laudatio hob Prof. Torke besonders die Verdienste von Professor Griese bei der Förderung der konstruktiven Entwicklung auf dem Gebiet der Schweißtechnik hervor, die 1953 zur Verleihung des Ehrenrings des Vereins Deutscher Ingenieure und ein Jahr später zur Verleihung des Ehrenrings des Deutschen Verbandes für Schweißtechnik führte. Von 1952 bis 1963 betreute er als Mitglied der Geschäftsführung des Vereins Deutscher Eisenhüttenleute (VDEh) den überbetrieblichen Erfahrungsaustausch auf dem Gebiet der Anlagentechnik. Hierbei baute er die Maschinenstelle (zentrale Betriebsforschungsstelle) des VDEh auf. Im Jahr 1963 kehrte er wieder in die Praxis zurück und ging als Betriebsdirektor der Maschinenbetriebe zu den Röhringen Eisen- und Stahlwerken nach Völklingen, wo er den Ruf an das Institut für Hüttenmaschinen der TU Clausthal erhielt. Seit dieser Zeit lehrte er hier die tragenden Gesichtspunkte des modernen konstruktiven Maschinenbaus und übt diese Tätigkeit trotz seiner Emeritierung bis zur Berufung eines Nachfolgers auch weiterhin aktiv aus.

Die Schlussworte dieser Feierstunde sprach der Dekan, Prof. Vogelwohl. Sein Dank an die Emeriti war verbunden mit den besten Wünschen des Fachbereichs MVT für die weitere Zukunft. HIR

## Antrittsvorlesungen im Fachbereich Maschinen- und Verfahrenstechnik an der TU Clausthal

Neu berufene Hochschullehrer offiziell eingeführt

Der Fachbereich Maschinen- und Verfahrenstechnik der TU Clausthal griff zu Beginn des neuen Semesters eine alte Tradition auf, neue berufene Hochschullehrer durch sogenannte Antrittsvorlesungen in den Kreis der Hochschule offiziell aufzunehmen. Die Veranstaltung, die kürzlich im festlich geschmückten und bis auf den letzten Platz besetzten Horst-Luther-Hörsaal stattfand (erschienen waren neben offiziellen Vertretern der TU Clausthal auch zahlreiche Gäste aus der Industrie), wurde vom Dekan der Fachabteilung, Prof. Vogelwohl, eröffnet. Seine Worte galten vor allem den neu berufenen Hochschullehrern, Prof. Dietz (Institut für Maschinenwesen) und Prof. Jischa (Institut für Technische Mechanik), die mittlerweile schon seit ein paar Jahren an der TU Clausthal in Lehre und Forschung tätig sind.

Nach einem kurzen Abriss über den beruflichen Werdegang beider Hochschullehrer übergab Prof. Vogelwohl das Wort an Prof. Dietz, der in seiner Antrittsvorlesung über „Aufgabenstellung und Arbeitsmethoden in der Konstruktion unter dem Einfluß des technologischen Fortschritts“ referierte. Dabei zeigte er am Beispiel des Werkzeugmaschinenbaus die sich ständig ändernden Aufgabenstellungen bei der Weiterentwicklung solcher Maschinen und deren Elementen auf, was praktisch stellvertretend für alle Bereiche des Maschinenbaus und der Verfahrenstechnik Gültigkeit besitzt. Allein der Übergang von Schnellarbeitsstählen auf Hartmetall bis hin zur Anwendung von Schneidkeramik und Bornitrid bedeutete eine Steigerung der Schnittgeschwindigkeiten um den Faktor 25. Damit wurde der Konstrukteur plötzlich mit

Problemen konfrontiert, die ihm bis dahin unbekannt waren und die es zu lösen galt. Als Stichworte seien nun genannt: Erhöhung der Produktivität, Reduzierung der Stückzeiten, automatische Beladung der Maschine, automatischer Werkstückrücktransport, Einhaltung von Sicherheitsbestimmungen u. a. m. Daß eine solche komplex geartete Aufgabenstellung nur durch die Einführung neuer Technologien erfüllt werden kann und nur durch eine methodische Vorgehensweise in der Konstruktionssystematik zu lösen ist, wurde im Vortrag klar herausgestellt. Neben der Förderung eines breiten Grundlagenwissens sieht Prof. Dietz als wesentliches Ziel seiner Lehraufgaben an der TU Clausthal an, die Studenten möglichst früh an eine systematische Methodik zur Bewältigung ingenieurmäßiger Aufgaben unabhängig vom speziellen Fachgebiet heranzuführen. Gerade an der TU Clausthal, so Prof. Dietz abschließend, seien durch die Struktur und Zusammensetzung des Fachbereichs hier besonders gute Voraussetzungen gegeben.

Prof. Jischa, seit etwa zwei Semestern als Nachfolger von Prof. Schäfer am Institut für Technische Mechanik tätig, ging in seiner Antrittsvorlesung auf „Die Mechanik in der Geschichte“ ein.

Das Wort Mechanik hat seinen Ursprung im Griechischen und bedeutet dort soviel wie Werkzeug oder Werkzeugkunde. Das war den Menschen der Urzeit allerdings nicht so recht bewußt, da man zur damaligen Zeit in allen Naturvorgängen das Wirken von Göttern und Dämonen sah und diese „unberechenbaren übernatür-

lichen Mächte“ durch Opfer, Gebete, Beschwörungen und sonstige kultische Handlungen freundlich zu stimmen suchte. Diese „Entzauberung der Natur“ fand durch den Übergang zur physikalischen Weltbetrachtung etwa ab 600 v. Chr. statt. Eine zentrale Rolle, so Prof. Jischa, spielt hierbei die Mechanik, deren Entwicklung in die antike, die klassische und moderne Periode zu unterteilen ist.

Die antike Technik beschränkte sich im wesentlichen auf „mechanische Spielereien“. Erst im Zeitalter der Renaissance und des Humanismus vollzieht sich der Übergang von der antiken Naturphilosophie zur Naturwissenschaft. Bedeutende Leistungen im Sinne der heutigen Mechanik lieferten da Vinci, Galilei, Kopernikus, Kepler u. v. a. m. Hier seien nur die Gesetze des freien Falls, des schiefen Wurfs oder die Untersuchungen über die Tragfähigkeit eines Balkens als Vorläufer der heutigen Festigkeitslehre genannt.

Der Ausbau der klassischen Mechanik bis zum Beginn unseres Jahrhunderts erfolgte dann in einem atemberaubenden Tempo. Hooke, Newton, die Gebrüder Bernoulli, Euler, Couchy, Maxwell bis hin zu Boltzmann lieferten Arbeiten, die die heutige Tätigkeit im weiten Feld der Ingenieursdisziplinen überhaupt erst möglich machten.

Zum Trost der anwesenden Studenten schloß Prof. Jischa seine Ausführungen mit einem Zitat von Galilei, dem Begründer der Naturwissenschaften: „Die ertle Anmaßung, alles verstehen zu wollen, entspringt nur dem gänzlichen Mangel an irgendwelcher Erkenntnis.“ HIR.

# Erfolgreiche Messebeteiligung der TU Clausthal

## Präsentation praxisnaher Forschungsergebnisse

Im Umfeld der Hannover-Messe gewinnt die Fachmesse „Forschung und Technologie“ durch steigende Aussteller- und Besucherzahlen von Jahr zu Jahr immer mehr an Bedeutung. Auch in diesem Jahr nutzten die Aussteller wie Hochschulen, Großforschungs- und Entwicklungsabteilungen, Industrieunternehmen, Innovations- und Technologie-Beratungsstellen die zirka 7 500 qm Standfläche der Halle 7 bis auf den letzten Quadratmeter aus. Jeder vierte Fachbesucher der Hannover-Messe — das sind rund 120 000 Personen — interessiert sich für den Innovationsmarkt „Forschung und Technologie“.

Unter dem Motto „Hochschulen in Niedersachsen — Partner der Wirtschaft“ präsentierten auch Institute der Technischen Universitäten Braunschweig und Clausthal, der Universitäten Göttingen und Hannover sowie der Fachhochschule Hannover ihre neuesten Forschungsergebnisse. Der gemeinsame Messestand niedersächsischer Hochschulen hat sich — obwohl erst im dritten Jahr veranstaltet — bereits zu einer festen Institution entwickelt. „Mit der Finanzierung des Hochschul-Messestandes im Rahmen des finanziell Machbaren“, so der Niedersächsische Minister für Wissenschaft und Kunst, Dr. Johann-Tönjes Cassens, während des Presseempfangs auf dem Gemeinschaftsstand, „verfolgt die Niedersächsische Landesregierung das Ziel, Kontakte zwischen der Wissenschaft, die Forschung „anbietet“, und der Wirtschaft, die Forschung „nachfragt“, herzustellen und zu vertiefen und insbesondere Bedeutung für kleinere und mittlere Unternehmen hat, da diese wegen ihrer nicht ausreichenden Kapitalkraft in der Regel keine oder nicht genügend Eigenforschung betreiben können.“ „Weiterhin“, so Cassens, „verspreche ich mir von der Darstellung der Forschungsarbeit in den Hochschulen auf dieser Messe die Anregung für viele vor dem Studium stehende junge Messebesucher, die Ingenieur- oder Naturwissenschaften mit in ihre Entscheidung über die Wahl ihres zukünftigen Studiengangs einfließen zu lassen.“

Von den insgesamt 25 am Gemeinschaftsstand beteiligten Instituten in zentraler Lage der Halle 7 war die Technische Universität mit insgesamt acht Instituten durch Exponate und Graphiktafeln vertreten.

Das Institut für Maschinenwesen war in diesem Jahr bereits zum dritten Mal als Aussteller auf der Hannover-Messe vertreten. Die Darstellung der Anwendbarkeit der Spannungsoptik auf Festigkeitsprobleme der heutigen Konstruktionspraxis (Neu- und Variantenkonstruktionen, Analyse von aufgetretener Schadensfälle) würde in diesem Jahr ergänzt durch ein numerisches-Verfahren der Festigkeitsbeurteilung, das als sogenannte „Finite-Element-Methode“ bezeichnet wird und durch die fortschreitende Entwicklung der Computertechnik immer häufiger Anwendung findet.

Daß es sich bei der TU Clausthal um einen Hochschulort mit hohem Freizeitwert außerhalb der sonst üblichen Ballungsgebiete einer Großstadt handelt, wurde auf Grafiktafeln der Bergstadt und des Landkreises Goslar, der in diesem Jahr sich erstmals am Informationsstand der

TU beteiligte, eindrucksvoll illustriert. Besonderen Anklang bei den Messebesuchern fand auch ein Informationsfilm, der am Beispiel einiger Studenten das Studium im Fachbereich Maschinen- und Verfahrenstechnik an unserer Hochschule aufzeigte.

Es bleibt zu hoffen, daß sich die zahlreichen auf der Messe geführten Kontaktgespräche mit Interessierten „Partnern aus der Wirtschaft“ sowie vielen „technikfreundlich eingestellten“ Jugendlichen auch dieses Jahr wieder positiv für die TU Clausthal auswirken. Denn wie sagte Minister Cassens zum Abschluß seiner Rede, als er ein von der Universität Göttingen gezeigtes Mini-Schwein der Presse vorstellte:

Daß die Forschung bringt was ein,  
steht man hier an diesem Schwein.  
Ein jeder sieht wie klein es ist,  
drum macht es auch nicht sehr viel Mist.  
Für Forschungszweck' ist's dennoch gut.

und macht uns allen neuen Mut zu sein, daß Größe nicht allein das Ziel der Forschung muß stets sein. Als Beispiel dient es nicht dem Bund, der finanziell jetzt auf dem Hund.“ Wer glaubt, er hält' was zu verschicken kann dann nur noch auf 'Sparschwein' denken.

Und auch das quiekvergnügte Borstenvieh war erst einigemal zufrieden, als es, stellvertretend für alle Hochschulen, von Minister Cassens durch einen tiefen Griff in den arg „gebeutelten Futternapf“ unterstützt wurde.

HR

## Standdienst — Aus der Sicht eines Betroffenen

Abfahrt 7 Uhr c.t. Mit fünf Personen im Dienstkleid (es muß ja gespart werden) bewegen wir uns in Richtung Hannover-Messe-gelände. Zwischendurch faustdicke Nebel. Hoffentlich schaffen wir es noch rechtzeitig, denke ich. Bei Hildesheim wird es wieder besser. Die Blechlawine in Richtung „Schaufenster der Welt“ hat noch nicht ihren Höhepunkt erreicht. Um 8.45 Uhr steuern wir die als Parkplatz umfunktionierte Wiese an. Vier Mark Parkgebühr darf ich erstmal hinblättern, obwohl ich ja Aussteller bin. Gut 33 Prozent mehr als im letzten Jahr. Aber es wird halt alles teurer. Dann Marsch Richtung Halle 7. Wir sind pünktlich. Bereits große Hektik auf dem Gemeinschaftsstand. Erste „Kunden“ betrachten interessiert Exponate und Grafiktafeln. Alles wird noch ein wenig ins rechte Licht gerückt, Staub gewischt, Polarisationsfilter richtig einstellen, Modell belassen, erste erklärende Worte. Um 10 Uhr Pressekonferenz mit hohem Besuch aus der Landeshauptstadt. Auch die Rektoren der beteiligten Hochschulen sind zugegen. Dann im Gefolge des Ministers eine Traube von Menschen. Zum Teil Mitarbeiter, viele Journalisten, Fernsehen, Rundfunk. Hände werden geschüttelt, Blitzlichtgewirr, Motordrive, ein paar Exklusivfotos, dann die Rede. Anschließend werden Gläser gereicht. Sekt pur oder mit Orangensaft. Ich ziehe gemischt vor, denn ich muß ja noch bis 18 Uhr durchhalten. Dann läßt sich der Minister die Exponate erklären. Nach der Begutachtung des Mini-Schweins bei den Göttinger Kollegen jetzt Rundgang bei der Technischen Universität Clausthal-Zellerfeld (oh, sorry Herr Minister!), Texturgoniometer, Abwasserreaktor, dann Spannungsoptik. Auf die Frage des Ministers, ob sich mit diesem Verfahren auch „politische Spannungen“ lösen lassen die „fachliche“ Antwort, daß es sich um einen „Modellversuch“ handelt. Gelächter beim Minister und seinen Begleitern. — Gegen 11.30 Uhr dann die dritte oder vierte

Tasse Kaffee. Ein kurzes Pauschen im Sitzen, dann wieder neue Kunden. Die zukünftigen „Partner der Wirtschaft“ tragen ihre Probleme vor. Elastische Lagerung von Maschinen steht zur Diskussion. Visitenkarten werden getauscht. Ernste Kontakte bahnen sich an. Ich lade die Herren zum Drink ein. Zwei Bier, für mich einen weiteren Kaffee, alles aus eigener Tasche. Aber dafür stehen mir ja heute auch 27 DM laut BRKG zu. Während der Mittagszeit läuf's etwas ruhiger. Für uns schnell ein Bockwurst mit Kartoffelsalat aus der Gemeinschaftsstandskantine, dann Schlips zurechtrücken und wieder zurück an die „Front“. Interessierte Schüler lade ich zum Videofilm ein. Erklärende Worte zum Maschinenbaustudium, Informationsmaterial für zu Hause. Vielleicht hab' ich sie für Clausthal begeistern können, denke ich. Die Zahlen im nächsten Wintersemester werden es zeigen. Der permanente Lärm drückt langsam auf die Ohren. Auch die Beine werden vom „vorstehen“ langsam müde. Durchhalten lautet die Devise, auch wenn die Füße brennen und das Deo langsam versagt. Noch gut eineinhalb Stunden, dann ist Schluss für heute. Nach einer Frischtherapie für 50 Pfennig in die bereitgestellte Unterlage gehts mir etwas besser. Neue Kunden interessieren sich für das dreidimensionale Verfahren. Der zigte Kaffee und wieder Alkohol für die Gäste. Neue Visitenkarten wechseln den Besitzer. Diesmal sogar ein Dr.-Ing. einer „französischen Tochter“. Vielleicht eine Dienstreise nach Frankfurt? Mal sehen. Dann bewegt sich der Zeiger langsam Richtung 18 Uhr. Die große Sirene kündigt den heutigen Messeschluß an. Exponate werden verstaubt, Lichtkasten und Motor ausgeschaltet, Modelle abgedeckt. Dann wieder Richtung Oberharz. Der NDR-Messefunk meldet stop and go. Wir schwimmen im Rückreiseverkehr mit, gut zwei Stunden, dann Clausthal-Zellerfeld in Sicht. Studieren auf hoher Ebene — 600 m ü.N.N.

HR.

# Maschinenwesen — Lehre, Forschung, Praxis

## Hochschule und Industrie veranstalten jährliches Kontaktseminar

Zu einer ständigen Ehrlichung ist mittlerweile schon das Treffen ehemaliger und jetziger Mitarbeiter des Instituts für Maschinenwesen der TU Clausthal geworden. Diese zweltägige Veranstaltung, die von dem ehemaligen Direktor dieses Institutes, Prof. Dr.-Ing. Albrecht Kuske, angeregt wurde und heute schon zur Tradition geworden ist, hat zum Ziel, Erfahrungen aus dem Bereich des industriellen Ingenieuralltags in eine praxisorientierte Ingenieurausbildung an der TU Clausthal einfließen zu lassen.

Nach der Begrüßung der Teilnehmer durch den jetzigen Leiter des Instituts, Prof. Dr.-Ing. P. Dietz, und einer Laudatio auf seinen im Januar verstorbenen Amtsvorgänger Prof. Kuske gab Dr.-Ing. Barth einen Rückblick auf die Entwicklung des Fritz-Sückling-Institutes für Maschinenwesen.

Zusätzlich zu den Massenfächern Technisches Zeichnen und Maschinenelemente vor dem Vorkurs wurden die Lehr- und Forschungsschwerpunkte nach dem Vorkurs durch den Wechsel in der Institutsteilung vor zwei Jahren weiter ausgebaut. Die theoretische und experimentelle Spannungs- und Dehnungsanalyse sowie die Pneumatik und pneumatische Schal-

lungstechnik, die bis dahin schon immer am Institut für Maschinenwesen heimisch waren, wurden durch Gebiete der Konstruktionslehre und Konstruktionsmethodik, die Maschinenakustik sowie Werkzeugmaschinen und Produktionstechnik ergänzt. Dadurch konnte das Lehrangebot an der TU Clausthal im Bereich der Ingenieurausbildung nach dem Vorkurs weiter auf die heutigen Anforderungen seitens der Industrie zugeschnitten werden. Das Institut für Maschinenwesen wird den Studenten in Kürze ein fertigungstechnisches Praktikum an einer numerisch gesteuerten Drehmaschine (übrigens die einzige an der TU Clausthal) anbieten können. Dies wurde durch eine großzügige Industriespende möglich.

Das wissenschaftliche Vortragsprogramm am Vormittag bestritten die derzeitigen Mitarbeiter des Instituts. Dabei wurde über Arbeiten auf den Gebieten der Finite-Element-Rechnung, der dynamischen Spannungsoptik sowie der Anwendbarkeit spannungsoptischer Methoden im Bereich elasto-plastischer Spannungszustände berichtet. Es schloß sich ein weiterer Vortrag zur Auswahl von Werkstoffen für Schalldämpfer von Druckluftantrieben an.

Nach einem gemeinsamen Mittagessen wurde das Vortragsprogramm am Nachmittag im wesentlichen von den ehemaligen wissenschaftlichen Mitarbeitern des Instituts gestaltet. Dabei war vor allem interessant zu hören, in welchen Industriezweigen die Ehemaligen heute tätig sind und mit welchen Aufgaben sie sich heute befassen müssen. Die Palette der Vorträge erstreckte sich von den Aufgaben der Qualitätssicherung in einem großen Industrieunternehmen der Konstruktion und Entwicklung schwerer Antriebskomponenten mit Hilfe modernster Computeranlagen über neue Entwicklungen auf dem Gebiet der dynamischen Spannungsanalyse bis hin zur Optimierung von Maschinenelementen an schweren Kettenfahrzeugen. Besonders interessant war auch ein Referat über die Ingenieurausbildung und die Forschungsmöglichkeiten an Fachhochschulen am Beispiel des Landes Nordrhein-Westfalen.

Ein gemeinsames Beisammensein aller ehemaligen und derzeitigen Mitarbeiter am Freitagabend bei Bier und Gegrilltem in der Maschinenhalle des Instituts sowie einer ausgiebigen Harzwanderung am Samstag gaben ausreichend Gelegenheit zum Erfahrungsaustausch und zum „Klonen“.

HR