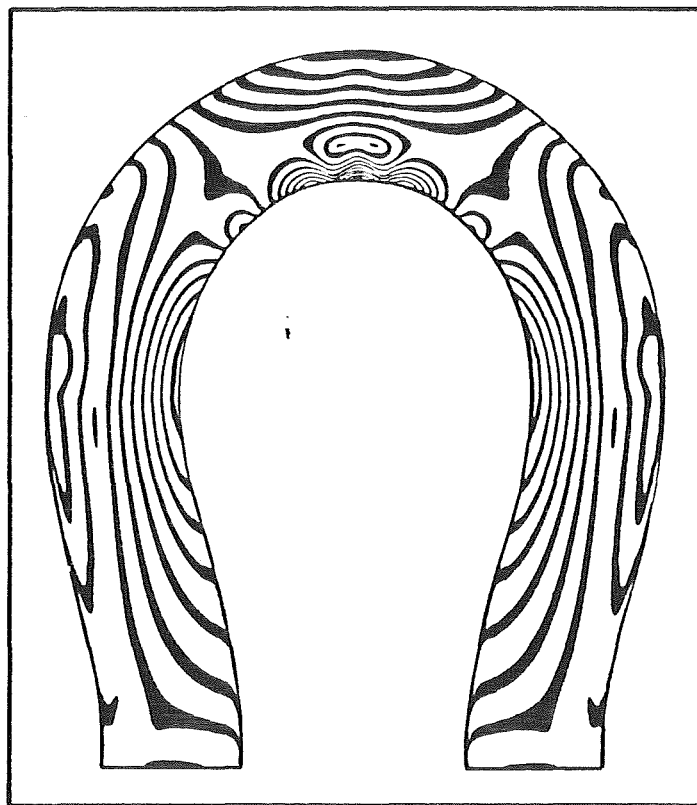
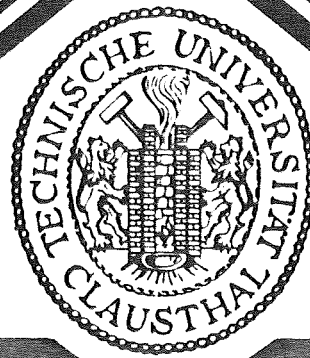


Institut für Maschinenwesen

Prof. Dr.-Ing. P. Dietz



MITTEILUNGEN NR. 11  
DEZEMBER 1984



Titelbild: Spannungsoptische Aufnahme eines Schäkels

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. Peter Dietz

Redaktion und  
Layout: Dipl.-Ing. Jürgen Blechschmidt  
          cand.-ing. Matthias Krüger  
          stud.-ing. Rüdiger Pfeil

Anschrift: Institut für Maschinenwesen  
          Technische Universität Clausthal  
          Robert-Koch-Straße 32  
          D-3392 Clausthal-Zellerfeld  
          Tel.: 05323/722270  
          Telex: tuclz d 953828



## VORWORT

Mit den vorliegenden Mitteilungen präsentiert sich das Institut für Maschinenwesen wieder mit einem Auszug aus wissenschaftlichen Überlegungen, aus internen Forschungsarbeiten und aus der Industrieforschung der vergangenen zwei Jahre. Wie in der Ausgabe Nr. 10 sind auch diesen Mitteilungen eine Anzahl von Veröffentlichungskopien beigelegt.

Die Arbeit des Instituts in den letzten beiden Jahren stand unter dem Druck stark gestiegener Studentenzahlen und dem damit verbundenen Mehraufwand für die Betreuung der Entwürfe in Maschinenzeichnen und Maschinenelemente. Neue Lehrverpflichtungen brachten neue Aktivitäten in Übungssälen, Labor und Werkstatt, schließlich ist die Betreuung von sechs Auszubildenden (vier Feinmechaniker und zwei Zeichner) eine nicht zu unterschätzende Aufgabe. Bedauerlicherweise werden diese Dienstaufgaben nach wie vor begleitet von dem Niedersächsischen "75%-Erlaß", als zusätzliche Erschwernis schafft die bundesweite Herabsetzung der Eingangsbesoldung Probleme bei der Anwerbung qualifizierter Mitarbeiter.

Mit der Ausrichtung seiner Lehr- und Forschungstätigkeiten konzentriert sich das Institut auf die Lösung konstruktiver Probleme bei der Auslegung und Gestaltung von Maschinen und Bauteilen mit Hilfe moderner Konstruktionsmethoden sowie mit theoretischen und experimentellen Methoden zur Optimierung von Bauteilen nach Beanspruchungsgesichtspunkten. Insbesondere unsere Forschungen auf dem Gebiet der dynamischen Spannungsermittlung und der elasto-plastischen Zustandsbetrachtung haben hier neue Möglichkeiten zur systematischen Bauteilgestaltung eröffnet. Im Bereich der Spannungsanalyse hat sich die Verwendung mehrerer Methoden - hochtrabend manchmal als "Hybridtechnik" bezeichnet - als ausgezeichnet erwiesen für die Erlangung verlässlicher Ergebnisse unter wirtschaftlich vertretbaren Gesichtspunkten. In diesem wie auch im letzten Bericht befinden sich vergleichende Betrachtungen zur kombinierten Anwendung von FEM und Spannungsoptik.

Erfreuliches gibt es bezüglich der seit langem geplanten und immer wieder verschobenen Umbaumaßnahme zu berichten: Die dringend notwendigen Elektroarbeiten werden in Kürze beendet und damit eine Nutzung aller Laboratoriumsräume in der vorgesehenen Weise möglich sein. Damit ist auch die Einrichtung des maschinenakustischen Labors abgeschlossen und die laufenden Forschungsarbeiten können in den dem letzten Stand der Technik entsprechenden Laborräumen durchgeführt werden. Leider werden zum endgültigen Abschluß des Umbauvorhabens noch die Jahre 1985 und 1986 vergehen müssen, bis auch die Werkstatt mit neuesten Einrichtungen ausgestattet ist.

Wie in den vergangenen Jahren mögen die Darstellungen des Instituts auch dieses Mal neben dem Anreiz für die eigenen Mitarbeiter wieder eine Aufforderung zur Erhaltung des technisch-wissenschaftlichen sowie des persönlichen Kontaktes sein. Es würde mich freuen, wenn auch dieser Bericht seinen Beitrag zur Bereicherung von Lehre und Forschung des Instituts und zu Anregungen in der industriellen Arbeit leisten könnte.

Clausthal-Zellerfeld, im Dezember 1984





Dietz, P.	Gedanken zur Aufnahme schalltechnischer Gesichtspunkte in die Arbeit des Konstruktionsingenieurs	1
Villmer, F.-J.	Untersuchung zur Bestimmung des innerhalb von Zahnwellen und Zahnnaben herrschenden Beanspruchungszustandes	9
Zapf, R.	Festigkeits- und verformungsgerechte Optimierung einer Seiltrommelsonderkonstruktion	14
Dietz, P.	Optimierung eines Drehmaschinenbettes durch Verformungsrechnungen mit Hilfe der FE-Methode	17
Villmer, F.-J.	Auswertung spannungsoptischer Versuche mit Digital-Rechenanlagen unter Anwendung des Liebmann-Verfahrens	22
Weber, H.-J.	Formoptimierung mit Hilfe der Spannungsoptik am Beispiel eines Sperrgelenks und einer Doppelkopf-Abwickelhaspel	27
Blechschildt, J.	Das Gewindeprofil und sein Einfluß auf die Dauerhaltbarkeit von Schrauben - eine Übersicht zum technischen Stand	34
Barth, H.-J.	Schwingungsberechnung mit Berücksichtigung der endlichen Ausbreitungsgeschwindigkeiten von Spannungswellen	40
Siemieniec, A.	Druckverteilung und Spannungszustand in einer Bolzen-Verbindung	44

Auszug aus Fachpublikationen

Forschungsaktivitäten des Instituts

- Dietz, Peter Jahrgang 1939, studierte 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 Instituts für Maschinenwesen.
- Barth, Hans-Jörg Jahrgang 1940, studierte Maschinenbau an der TH München und TH Darmstadt, Projektionsingenieur 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, Projektingenieur in Fa. Lurgi, Frankfurt, seit 1974 wiss. Assistent und später Oberingenieur am Institut für Maschinenwesen, Habilitation 1978 für Pneumatik.
- Blechschiidt, 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.
- Siemieniec, Adam Jahrgang 1930, Professor für Mechanik und Direktor des Instituts für Grundlagen des Maschinenbaus der Bergakademie Krakau/Polen. War im Rahmen der Kooperation vom 09.10. bis 01.11.84 Gast des Instituts für Maschinenwesen.
- Villmer, Franz-Josef Jahrgang 1954, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.08.1980 wiss. Angestellter am Institut für Maschinenwesen, Promotion 1984 über den Mechanismus der Lastverteilung in Zahnwellenverbindungen.
- 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.
- Zapf, Rupprecht Jahrgang 1951, studierte allg. Maschinenbau an der TH Darmstadt, seit Nov. 1981 wiss. Angestellter am Institut für Maschinenwesen.



# GEDANKEN ZUR AUFNAHME SCHALLTECHNISCHER GESICHTSPUNKTE IN DIE ARBEIT DES KONSTRUKTIONSIINGENIEURS

Dietz, P.

## 1. Konstruktionsmethodik und Maschinenakustik

Die Arbeit des Konstrukteurs wurde lange Zeit - und z. T. noch heute - ausschließlich objektbezogen betrachtet. Entsprechend wird der Ausbildungsgang und das Berufsbild sehr stark durch die jeweilige Anwendung gekennzeichnet. Demgegenüber befaßt sich die Konstruktionswissenschaft und die mit ihr verbundene Lehre intensiv mit dem Ablauf des Konstruktionsprozesses, sie ist methodebezogen und nicht produktbezogen, ihre Anwendung ist allgemein und nicht nur produktspezifisch. Das Ziel einer Konstruktionslehre ist es, die allen technischen Entwicklungen gemeinsamen Vorgehensweisen zu erkennen und in allgemein gültige Leitlinien und Regeln zu fassen.

Bei beiden Betrachtungsarten schließt aber die Konstruktionsarbeit die Verwirklichung konstruktiver Lösungsideen unter Einschränkungen (Restriktionen) ein, wobei Randbedingungen aus den auf das Produkt bezogenen Gegebenheiten ebenso entstehen können wie aus dem meist durch Personalmangel und Terminnot gekennzeichneten Konstruktionsprozeß. Die "Kunst des Konstrukteurs" besteht nach /1/ insbesondere darin, die Bedeutung von Restriktionen richtig zu werten, geeignete Maßnahmen zu ihrer Berücksichtigung und damit eine für das Produkt insgesamt optimale Kompromißlösung zu finden. Diese Tätigkeit nimmt in der Konstruktionslehre einen großen Bedeutungsraum ein. Während in der Aufgabenklärung und der Konzeption von Maschinen eine möglichst abstrakte Formulierung des Problems und seiner Funktionen anzuwenden ist, führt die Beachtung der Restriktionen, die meist in der Gestaltungs- und Ausarbeitungsphase einer Konstruktion besonders stark auftreten, oft zu spezifischen Lösungen und zu einer Fülle von "Konstruktionsregeln" oder anderen Empfehlungen (z.B. gieß-, schweiß-, fertigungsgerichtetes Konstruieren). Hierzu gehört - und dies ist Themenstellung dieses Aufsatzes -, daß die Maschine ergonomiegerecht zu gestalten ist d.h. dem damit in Berührung kommenden Mensch angepaßt sein muß. Der hier behandelte Gesichtspunkt Lärmarmut ist nur eine von vielen Forderungen an eine Konstruktion, wobei jedes Objekt und jede Konstruktion aufgabe andere Forderungen und eine andere Gewichtung dieser Forderungen enthalten kann. Bild 1 zeigt, wie die Forderungen an die Funktion einer Maschine und die durch den Betrieb der Maschine bedingten Forderungen miteinander verknüpft sind und wie sie eine unterschiedliche Wichtung bei verschiedenen Aufgaben erhalten. Alle drei Maschinen des Bildes sollen kostenarm, wartungsarm und betriebssicher sein, für das Sicherheitsventil wird auf die Betriebssicherheit einen besonderen Wert gelegt. Die Geräuscharmheit ist in allen drei Fällen mit verschiedenem Gewicht zu bewerten. Aufgrund gesetzlicher Bestimmungen und infolge des hohen Geräuschpegels der Blechfertigung ist die Un-

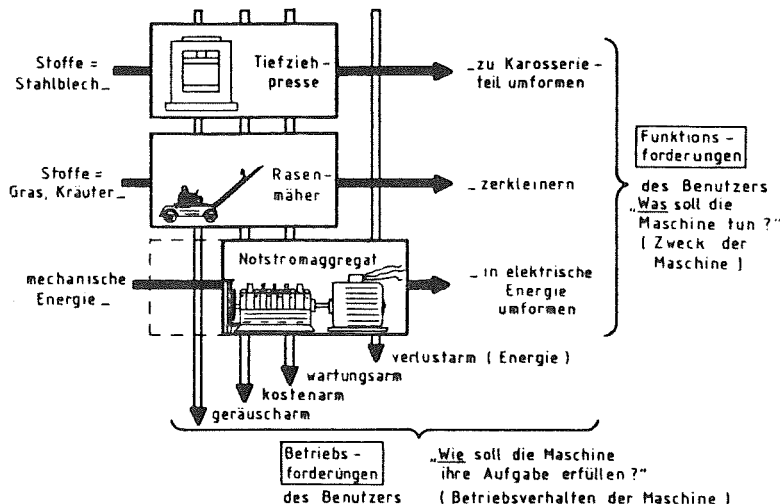


Bild 1: Einfluß von Funktionsforderungen und Betriebsforderungen auf verschiedene Konstruktionsaufgaben (nach /2/)

terschreitung einer Geräuschköchstgrenze bei der Tiefziehpresse eine unabdingbare Forderung. Auch bei dem Rasenmäher spielt das Geräusch im Rahmen des Nachbarschaftsschutzes eine wichtige Rolle, aufgrund fehlender gesetzlicher Vorschriften unterliegt aber die Einhaltung einer Geräuschköchstgrenze einer Kosten-Nutzen-Betrachtung des Anwenders. Beim Sicherheitsventil schließlich ist aufgrund des Einsatzfalles die Geräuschköchstgrenze nebensächlich, während die Betriebssicherheit hier an höchster Stelle steht. Eine der größten Schwierigkeiten für die Integration der Maschinenakustik in die Konstruktionstätigkeit ist, daß der in Kraft- und Leistungsflüssen denkende Konstrukteur kein "Gefühl" für den entstehenden Maschinenlärm und seine Beeinflussung durch konstruktive Maßnahmen hat. Die einschlägige Literatur beweist das Bemühen, durch Beispielsammlungen von Lärm-minderungsmaßnahmen zumindestens Hilfestellungen zu geben, aber selbst in solchen Beispielen findet der Konstrukteur meist nicht die für ihn anwendbare konstruktive Maßnahme mit Erfolgsgarantie. Allein das Verhältnis Lärmleistung zu Maschinenleistung - auch als "akustischer Wirkungsgrad" bezeichnet, durchbricht mit Größenordnungen von  $10^{-5}$  bis  $10^{-7}$  das übliche Vorstellungsvermögen des Maschinenkonstruktors. Dabei können Eigenschaften der Maschinenfunktion, des Arbeitsprozesses oder der Maschinenstruktur ebenso der Grund sein für zu hohen Lärm wie Fertigungstoleranzen und aus der Montage herrührende Einflüsse. Durch jeden einzelnen dieser Einflüsse kann der Maschinenlärm in weiten Bereichen bestimmt werden, die beiden letztgenannten führen außerdem oft zu nicht-reproduzierbaren Ergebnissen.

Die Aufgabe des "lärmarmen Konstruierens" besteht darin, optimale Lösungen für geräuscharme Maschinen am Reißbrett zu ermitteln. Dazu muß der Konstrukteur das Geräuschverhalten abschätzen können, wozu ihm sehr oft die schalltechnischen Grundlagen fehlen, und die ihn sehr oft dazu zwingen, sich der Erfahrung akustischer Berater zu bedienen. Diese Erfahrungen liegen einerseits mit Ergebnissen experimenteller Untersuchungen vor, andererseits mit Rechenmodellen zur Geräuscherzeugung und Ausbreitung. Es gibt hier im übrigen, gefördert von der verschiedensten Verbänden, eine Fülle von Literatur, die sich auf die Arbeit des Maschinenakustikers stützt und in einer von Abstraktionen und Berechnungen unbelasteten exemplarischen Darstellungsweise einfache und eingängige Methoden zur Schallminderung vermittelt. Der Komplexität anspruchsvoller Konstruktionen, die sich in einer Vielzahl von Geräuschmechanismen widerspiegelt, werden derartige Darstellungen jedoch nicht gerecht. Methodisches Vorgehen mit abstrahierenden Ordnungsprinzipien ist auch hier erforderlich um zu zielgerechten und wirtschaftlichen Lösungen zu gelangen.

Eine eingehende Analyse /3/ zeigt, daß der Berücksichtigung des Maschinenlärms in der Literatur des methodischen Konstruierens eine nur sehr untergeordnete Bedeutung zugemessen wird. Bis auf wenige Fälle, in denen die Lärminderung Mittelpunkt der Aufgabenstellung ist, soll sie als Restriktion außerhalb der Hauptfunktion die Lösungsfindung in der Kreativephase nicht beeinflussen, diesbezügliche Betrachtungen und Untersuchungen werden z.T. bewußt in die Gestaltungsphase verdrängt. Die VDI-Richtlinie 3720 "Lärmarm Konstruieren" stellt für den Konstrukteur insofern ein wichtiges Hilfsmittel dar, als sie ihm die Grundlagen zur Berücksichtigung des Maschinengeräusches beim Konstruieren in didaktisch hervorragender Weise an einer Reihe von Fallbeispielen näherbringt. Durch die eigentliche Zielsetzung dieser Fallbeispiele (Lärminderung an vorhandenen Maschinen) und durch die vorgeschlagenen Vorgehensweisen ergeben sich methodische Schwierigkeiten für die direkte Anwendung im Konstruktionsprozeß, wie er im Rahmen einer modernen Konstruktionslehre verstanden wird.

In einer zusammenfassenden Darstellung (Bild 2) werden die möglichen Anregungen und Beeinflussungen verschiedener Autoren auf eine Integration des Maschinengeräusches in den Konstruktionsvorgang dargestellt. Leitfaden für den Konstruktionsprozeß ist dabei die Vorgehensweise nach Pahl/Beitz /4/, da sie im wesentlichen nur den Konstruktionsvorgang selbst strukturiert und dabei die größte Offenheit für die Anwendung spezieller Methoden in einzelnen Phasen des Prozesses aufzeigt. Die Darstellung macht deutlich, daß Anregungen zur Integration lärmarmen Gesichtspunkte in den Konstruktionsprozeß in den verschiedensten Phasen und unter den verschiedensten Betrachtungsweisen der jeweiligen Verfasser möglich sind, daß die damit gegebenen Anregungen einer sorgfältigen Durchsicht und Neuordnung bedürfen, um als allgemeingültig in die Konstruktionslehre einzufließen.

## 2. Die Schallentstehungskette und ihre konstruktive Beeinflussung

Wenn die Schallerzeugung eines technischen Produktes

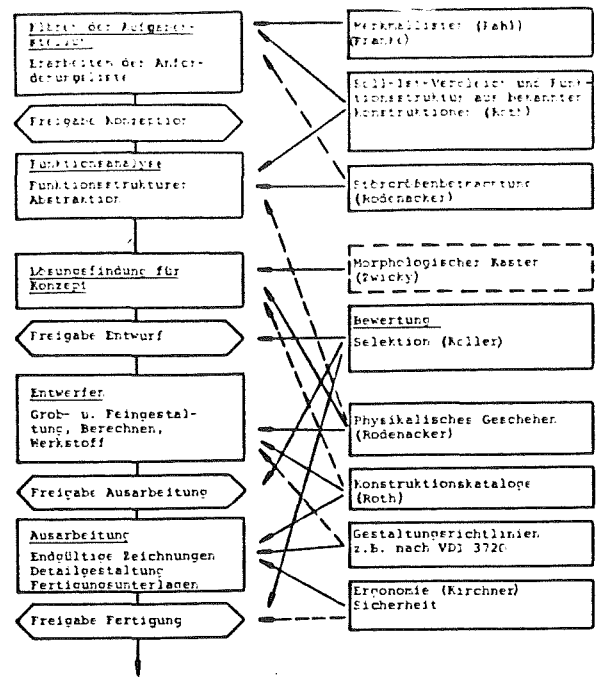
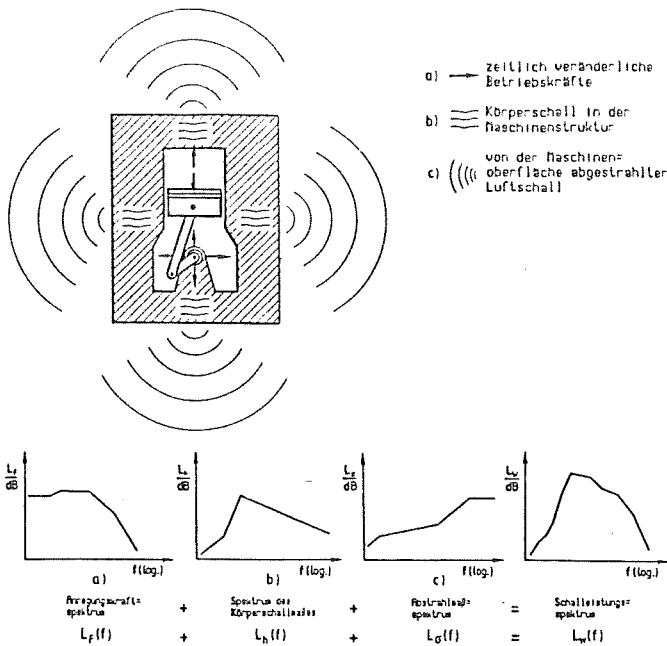


Bild 2: Anregungen zur Integration der Restriktion "Lärmarm" in den Konstruktionsprozeß

in der Konstruktionsphase berücksichtigt werden soll, muß der Konstrukteur die Grundbegriffe der Akustik kennen. Andererseits sollte es nicht das Ziel sein, den Konstrukteur zum perfekten Schallfachmann auszubilden, weil die Schalltechnik nur einen - wenn auch wichtigen - Teilaspekt seiner Aufgaben darstellt. Die Diskussionen um die Frage, wieviel Kenntnisse der technischen Akustik der in der Konstruktion tätige Ingenieur besitzen muß, sind bei weitem noch nicht abgeschlossen. Im folgenden soll eine zusammenfassende Darstellung der Entstehung, Weiterleitung und Abstrahlung des Schalles, die sogenannte "Schallentstehungskette", das Verständnis für die Einarbeitung schalltechnischer Gesichtspunkte in den allgemeinen Konstruktionsprozeß aufbereiten.

Der unser Ohr erreichende Schalldruck durchläuft eine Wirkkette, deren Verfolgung uns eine Möglichkeit zur systematischen Beurteilung der einzelnen Vorgänge gibt und uns hilft, den physikalischen Wirkprinzipien entsprechende Schallminderungsmaßnahmen zu ergreifen. Bild 3 (nach /5/) erläutert diesen Vorgang der Schallentstehung:

- Zeitlich veränderliche Betriebskräfte bewirken eine Anregung auf die Maschinenstruktur. Sie sind die Quelle des Schalls und enthalten das Anregungsspektrum.
- Diese betrieblich bedingten Anregungen werden von der Maschinenstruktur "angenommen", d.h. eine schwingfähige Struktur setzt der Anregung einen orts- und frequenzabhängigen Widerstand ("Eingangsimpedanz") entgegen.
- Die eingeleiteten und von der Struktur angenommenen Körperschallschwingungen werden von der Struktur auf andere Bereiche übertragen, wobei die Struktur dieser Übertragung einen Widerstand entgegengesetzt ("Übertragungsimpedanz").
- An den Strukturoberflächen findet der Übergang von Strukturschwingungen (Körperschall) in Schwingungen



**Bild 3:** Die Teilvorgänge bei der Schallentstehung, erläutert am Bild der Schallentstehungskette (nach /5/)

des Umgebungsmediums (Luftschall) statt. Diesen Vorgang nennt man Schallabstrahlung, auch er ist mit Verlusten verbunden und wird durch einen Widerstandswert (Abstrahlmaß) gekennzeichnet.

- Die als Luftschall bezeichnete Druckschwingung des umgebenden Mediums wird vom Abstrahlort bis zum Ohr oder Meßgerät fortgeleitet, wobei durch die Widerstandseigenschaften ("Kennimpedanz") des Mediums wiederum Verluste eintreten.

In der vereinfachten logarithmischen Schreibweise des Schalleistungspegels kann man diesen Vorgang ausdrücken durch

$$L_w(f) = L_F(f) + L_h(f) + L_G(f) + L_{Med}(f)$$

(Erläuterung zu den Bezeichnungen s. **Bild 3**)

Alle Beiträge sind frequenzabhängig und haben bezüglich ihrer Wirkung auf den Schalleistungspegel das gleiche Gewicht. Eine Verringerung eines dieser Pegelanteile um xdB in einem bestimmten Frequenzbereich bewirkt damit auch eine Verringerung des Gesamtpegels um xdB. Hieraus kann man schließen, daß es entlang dieser Wirkkette eine Reihe von Möglichkeiten zur Verminderung von Maschinengeräuschen gibt, die im folgenden einer Betrachtung unterzogen werden sollen.

Die Minderung der Geräuscherzeugung wird als "primäre Schallschutzmaßnahme" bezeichnet. Grundlage solcher Maßnahmen ist immer die Beeinflussung der prozeßbedingten Betriebskräfte, insbesondere die Vermeidung wechselnder Kräfte und hoher Beschleunigungen:

- Verringerung der Impulse (Verkleinerung des Kraft-Zeit-Integrals) ergibt geringere Amplitudenhöhen der Anregungsstärke.
- Längere Zeitdauer führt zur Verminderung der Amplituden in höheren Frequenzbereichen.
- Verringerung der "Steilheit" des Kraft-Zeit-Ver-

laufs sinkt die Amplitude in höheren Anregungsfrequenzen.

- Bei luft- und flüssigkeitserregtem Schall muß die Entstehung von Wechselladungen in Amplitude und Frequenz verringert werden durch örtliche und zeitliche Vergleichmäßigungen der Strömungs- und Druckausgleichvorgänge.

Geräuschminderungen sind in erster Linie für höherfrequente Anteile des Körperschallspektrums vorzusehen, die von Maschinen besonders gut abgestrahlt werden. Das Anregungsspektrum wird häufig bestimmt von der ersten und zweiten Ableitung ihres zeitlichen Verlaufs, entsprechende Gestaltung der Maschinenelemente für Wirkbewegungen und Wirkkräfte erzielen eine Senkung des Neupegels.

An den Einleitungsstellen von Körperschall in eine Konstruktion können besondere Konstruktionselemente eingefügt werden, deren schallmindernde Wirkung als Einfügungsdämmmaß angegeben wird. Diese Konstruktionselemente können aus Zusatzmassen, Versteifungen oder elastischen Lagerungen bestehen. Um in ein System möglichst wenig Schalleistung einzuspeisen, muß sich die Eingangsimpedanz von der Quellimpedanz stark unterscheiden, hierzu sind grundsätzlich schwere Massen und weiche Federn geeignet.

Die zu Körperschall angeregte Struktur ist gekennzeichnet durch eine große Anzahl im Frequenzspektrum verteilte Eigenfrequenzen. Hierdurch wird neben der Eingangsimpedanz auch die Weiterleitung des Körperschalles bestimmt. Da bei den gedruckenen Strukturen des allgemeinen Maschinenbaus die Fortleitung des Schalls bis zur schallabstrahlenden Fläche nahezu ungehindert geschieht, wird meist nicht zwischen Eingangs- und Übertragungsimpedanz unterschieden, Maßnahmen zur Geräuschverringerung beziehen sich meist auf eine Veränderung der Eigenschaften der Gesamtstruktur.

Die senkrecht zur Körperoberfläche wirkenden Bewegungen erzeugen bei der Abstrahlung den Luftschall. Maßnahmen zur Schallminderung beziehen sich also auf die Verhinderung ihrer Bewegung oder auf Dämpfung, d.h. Umwandlung von Schwingungsenergie in Wärme.

Eine weitere Gruppe von Maßnahmen, die vorwiegend zur schalltechnischen Gestaltung dienen und kaum mit Hauptmerkmalen für Wirkzusammenhänge bei einer Maschine verknüpft sind, betrifft den Wechsel von Luft- und Festkörpern zur Dämmung der Schallausbreitung. Voraussetzung hierzu ist ein mehrfacher Übergang von Körperschall zu Luftschall bei Maschinen, die mit einer Kapsel umhüllt sind. Dabei darf zwischen Maschine und Kapselwand kein steifes Luftpolster vorhanden sein, was man beispielsweise durch Ausfüllen des Zwischenraumes mit schallabsorbierendem Material erreichen kann. Die Kapsel muß so vollständig wie möglich sein, Teilkapseln verschlechtern den Wirkungsgrad der Schallminderung.

### 3. Eingliederung maschinenakustischer Gesichtspunkte und Methoden in das Methodische Konstruieren

Die einem Leistungsflußbild ähnelnde Betrachtungsweise des Maschinengeräusches im vorhergehenden Abschnitt kann genutzt werden zu einer für den Konstrukteur verständlichen und in seine Arbeitsweise integrierbare

Einbeziehung maschinenakustischer Aufgabenstellungen in den Konstruktionsprozeß. Aus einer systemanalytischen Betrachtungsweise sei noch einmal herausgestellt:

- Der Konstruktionsprozeß ist ein Handlungssystem: Die systemtechnischen Schritte des Konstruierens beschreiben ausschließlich Handlungsweisen des Konstrukteurs. Bild 4 stellt hierzu einen Überblick über die heute angewendeten Methoden in der Konstruktionslehre dar.
- Die Maschinenakustik ist ein Sachsystem: Sie enthält das Fachwissen zur Beschreibung des akustischen Verhaltens von Maschinen und dient damit dem Konstrukteur zur Ermittlung der Vorgaben, zur Beurteilung der innerhalb der Konstruktionsphasen erreichten Ergebnisse und liefert die Grundlagen der gezielten Variation von Konzepten und Detailausführungen. Sie ist damit für den Konstrukteur eine Grunddisziplin wie die Technische Mechanik oder die Thermodynamik. Während diese Fachgebiete aber dem Konstrukteur die Sachinformationen zur Erfüllung der Hauptbedingungen geben, behandelt die Akustik "nur" das Wissen um die Erfüllung von Restriktionen. Für die Lösungsfindung, insbesondere in der Konzeptionsphase, spielt sie nur selten mehr als eine unbedeutende Rolle.

3.1 Entscheidung für primäre oder sekundäre Maßnahmen

Abgesehen von nachträglichen Maßnahmen an vorhandenen Maschinen erscheint die Möglichkeit, Schall oder Geräusch erst gar nicht oder nur in geringem Maße entstehen zu lassen, die zweifelsfrei wirkungsvollste Lösung. Schall entsteht in Maschinen und Geräten stets dadurch, daß ein Teil der in diesen Systemen notwendigerweise zu wandelnden oder zu leitenden Energien zu einem kleinen Teil ungewollt in Schallenergie umgesetzt wird. Diese Schallenergie ist umso größer, je größer der Energieumsatz und seine Schwankung in dem betreffenden System sind. Da gerade die konstruktive Lösung des Energieumsatzes zu den Aufgaben der Konzeptionsphase gehört, muß hier eine Entscheidung für eine Vielzahl in ihrem Zusammenwirken nicht leicht überschaubarer Einzelmaßnahmen an Geräuschquellen (primäre Maßnahmen) oder für die umfassende Planung einer schalldämmenden Kapsel (und begleitender sekundärer Maßnahmen) getroffen werden. Nach den bisherigen Grunderfahrungen herrscht die Regel, daß bei der Nachrüstung von Maschinen sekundärer Schallschutz einfacher und kostengünstiger ist als primäre Maßnahmen, aber Aufgaben der verbesserten Betriebssicherheit und Produktqualität im Zusammenhang mit Neukonstruktionen von Maschinen grundsätzlich nur durch Primärmaßnahmen an den Geräuschquellen erzielbar sind. Oft wählt der Konstrukteur den "bequemeren Weg" der Kapselung zur Abdämmung des gesamten Schalles. Gerade bei Entwicklungen muß aber diese Entscheidung sehr sorgfältig getroffen werden, da Kapseln nicht nur einen erheblichen Kostenfaktor darstellen, sondern auch Probleme der Zugänglichkeit, der Arbeitssicherheit, der Teilezuführung und der Entsorgung besonders gravierend sind.

3.2 Planung, Aufgabenklärung und Anforderungsliste

Geht der Aufgabenstellung für die Konstruktion eine

Produktplanung voraus, so werden meist in einer längerfristigen Untersuchung die produktbestimmenden Informationen aus Markt und Unternehmen koordiniert. Je nach Bedeutung des Geräuschs für die Marktgängigkeit eines Produktes liegen dabei teilweise ganz klare Anforderungen an die Konstruktion vor, in sehr vielen Fällen ist das Maschinengeräusch aber gar nicht oder nur in sehr vagen Wunschvorstellungen ausgedrückt. Der Konstrukteur hat jedoch die Pflicht, in einer Anforderungsliste die Beschreibung des zu entwickelnden Systems so exakt wie möglich vorzunehmen, er muß also anhand von Regelwerken, von Fachliteratur, aus einem Erfahrungswissen oder durch Verhandlungen mit dem Kunden eine Vorgabe für die Konstruktionsaufgabe schaffen. Die erarbeiteten Informationen und die daraus abzuleitenden Anforderungen sind in der Anforderungsliste klar festzulegen, wenn irgendmöglich durch numerische Vergleichswerte. Beispielsweise ist die Aussage "geräuscharm" völlig unzureichend für eine Definition in der Anforderungsliste. Die Berücksichtigung des Lärms bei der Entwicklung einer Werkzeugmaschine könnte in einem Auszug der Anforderungsliste wie folgt lauten (vgl. hierzu /4/, Kap. 4)

F	max. Geräuschpegel 85 dB(A), Abnahme nach DIN 45635, Beurteilung nach VDI 2058, Mittelung DIN 45641
W	max. Geräuschpegel 80 dB(A), dto.
F	kurzzeitige Geräuschspitzen nicht über 96 dB(A)
W	min. Körperschallübertragung auf das Fundament

In diesem Beispiel ist durch F(= Forderungen) und W (= Wunsch) der Stellenwert klar gekennzeichnet, ferner sind durch Zahlenwerte und Angabe der Abnahmebedingungen unmißverständliche Grenzwerte gezogen. Allgemeine Angaben wie bei der Körperschallübertragung sind - wenn möglich - zu vermeiden, hier geben sie aber mindestens einen Aspekt und ein Beurteilungskriterium an.

3.3 Funktionsanalyse und Konzeptionsphase

Dem Konzipieren geht gewöhnlich die Analyse der Anforderungsliste mit der Erarbeitung der Funktionen voraus. Dabei ist eine Konzentration auf die Haupt- oder Kernfunktionen notwendig, die aus den Restriktionen folgenden Funktionen werden bei diesem Schritt des Konstruktionsprozesses meist bewußt unterdrückt. Geräuschgesichtspunkte sind deshalb nur in Ausnahmefällen zur Ermittlung von Funktionsstrukturen herangezogen worden.

Der nachfolgende Schritt der Konzeptfindung liefert im allgemeinen mehrere alternative Prinziplösungen. Diese Lösungsbreite ermöglicht es neben der eigentlichen Zweckfunktion noch eine Vielzahl von Restriktionen und anderen zusätzlichen Bedingungen zu erfüllen. Da in der Konzeptphase die Suche nach Lösungen hauptsächlich auf die Erfüllung der Hauptfunktionen ausgerichtet ist, findet die Berücksichtigung des Geräuschaspektes erst im zweiten Teil dieser Phase, nämlich in der Beurteilung und Variation der ge-

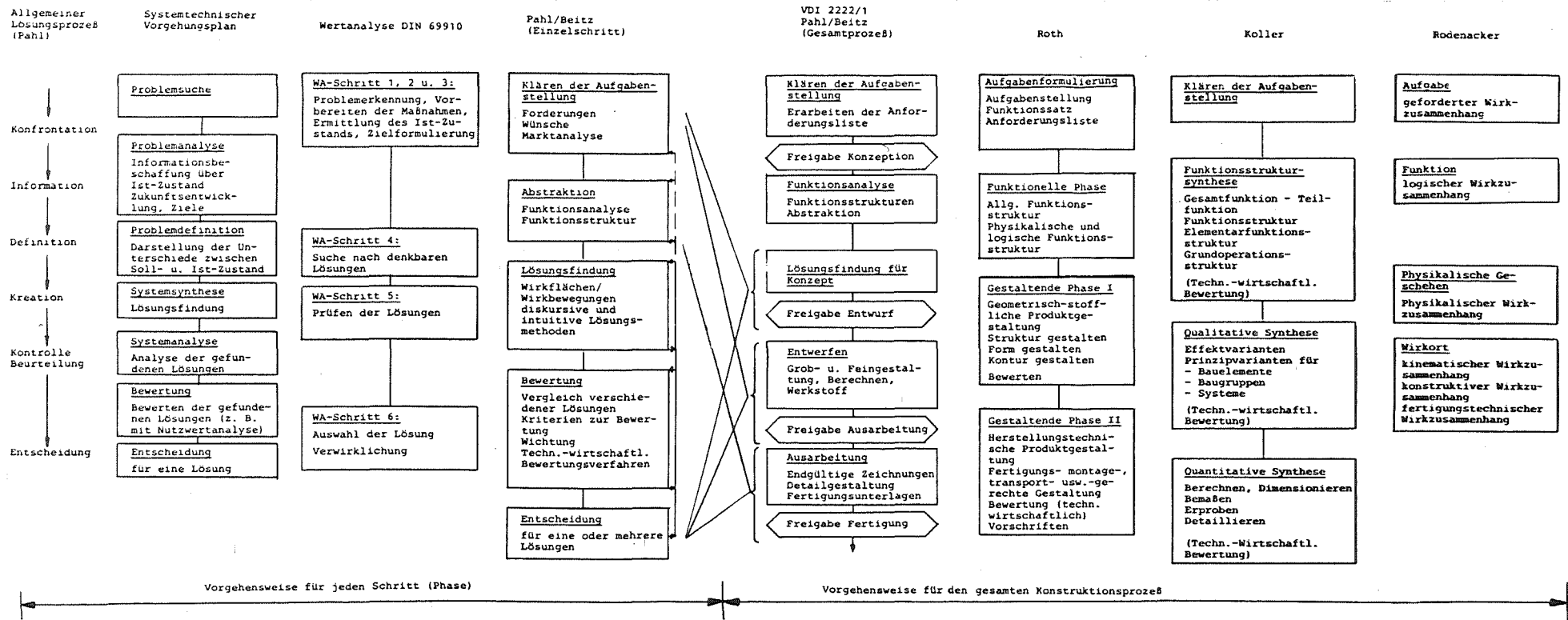


Bild 4: Vorgehensweisen beim Methodischen Konstruieren

fundenen Alternativen unter besonderen Gesichtspunkten statt.

Die Möglichkeit, durch Wahl des "richtigen" Konzeptes Schall garnicht oder nur in geringem Maße entstehen zu lassen, ist aber die wirkungsvollste Lösung dieses Problems, so daß zumindest die drei folgenden Hinweise die Konzeptionsphase beeinflussen sollten:

1. Zur Lösung einer technischen Aufgabe gibt es immer mehrere physikalische Effekte, die sich u.a. auch in der Eigenschaft hinsichtlich Schallentstehung unterscheiden. Durch Wahl der Effekte mit dem kleinsten und möglichst kontinuierlichen Energiefluß findet man mit hoher Wahrscheinlichkeit die schalltechnisch günstigste Lösung.
2. Bei festgelegter Prinziplösung ist die Wahl von Wirkkörpern und ihrer Materialien mit günstigen schalldämpfenden Eigenschaften ein weiteres Mittel zur Reduzierung der Geräuschemission in technischen Systemen.
3. Jeder Gestaltungsparameter (Form, Lage, Zahl, Abmessung, Verbindungsstruktur und Verbindungsart) ist geeignet, die Geräuschemission technischer Systeme zu verändern. Die Festlegung der Gestaltungsparameter ist von der jeweiligen speziellen Aufgabe abhängig, Zielkriterien sind hier jeweils die Minderung von Leistungen bzw. Kräften, Geschwindigkeiten, zu bewegenden Massen usw..

Die Konzeptionsphase wird gegen die nachfolgenden Phasen durch eine Bewertung und Auswahl abgegrenzt, bei der das zu erwartende Maschinengeräusch bereits eine Rolle spielen kann.

### 3.4 Entwurfs- und Gestaltungsphase

Die Konstruktionsphase des Entwerfens und Gestaltens ist gekennzeichnet von Optimierungsgesichtspunkten unter Beachtung aller Restriktionen, hier kann also dem Maschinengeräusch volle Aufmerksamkeit gewidmet werden. Durch die schon weiter fortgeschrittene Konstruktion mit Vorlage von Zeichnungen und Berechnungen sind in dieser Phase auch die Methoden der technischen Akustik mit den darin enthaltenen analytischen Verfahren anwendbar. Hier gelten auch die aus zahlreichen Veröffentlichungen abzuleitenden Grundregeln, Gestaltungsprinzipien und Gestaltungsrichtlinien, die dem Konstrukteur durch Beispielsammlungen (wie z.B. VDI 3720) eine methodische Hilfe bieten.

Die zahlreichen Gestaltungsregeln und Hinweise des Schrifttums sind in /2/ zu den Grundregeln des Konstruierens zusammengefaßt, die die Erfüllung der Hauptfunktion unter Beachtung der wirtschaftlichen und sicherheitstechnischen Rahmenbedingungen gewährleisten sollen. Unter dem Gesichtspunkt, daß man dem Maschinengeräusch einen ebenso hohen Stellenwert einräumt wie der sicherheitstechnischen Restriktion, kann man eine weitere Grundregel "lärmarm" definieren, die neben die bisherigen Gesichtspunkte tritt und sie zur generellen Zielsetzung ergänzt (Bild 5). Damit finden Leitlinien und Hauptmerkmale des Gestaltens eine auf lärmtechnische Gesichtspunkte bezogene Ergänzung, wie sie z.B. in /3/ vorgeschlagen werden (Bild 5).

Hauptmerkmal	Beispiele
Funktion	Wird die vorgesehene Funktion erfüllt? Welche Nebenfunktionen sind erforderlich? Beeinflußt die Restriktion "Lärmarmut" die Funktionsstruktur?
Wirkprinzip	Bringen die gewählten Wirkprinzipien den gewünschten Effekt, Wirkungsgrad und Nutzen? Welche Störungen sind aus dem Prinzip zu erwarten? Garantiert das gewählte Wirkprinzip eine vergleichsweise geringe Lärmentwicklung?
Auslegung	Garantieren die gewählten Formen und Abmessungen mit dem vorgesehenen Werkstoff bei der festgelegten Gebrauchszeit und unter der auftretenden Belastung ausreichende Haltbarkeit, zulässige Formänderung, genügende Stabilität, genügende Resonanzfreiheit, störungsfreie Ausdehnung, annehmbares Korrosions- und Verschleißverhalten? Sind die Mechanismen der Lärmzeugung, -leitung und -abstrahlung beachtet? Sind Richtlinien zur Lärmvermeidung berücksichtigt?
Sicherheit	Sind die Bauteil-, Funktions-, Arbeits- und Umweltsicherheit beeinflussenden Faktoren berücksichtigt?
Ergonomie	Sind die Mensch-Maschine-Beziehungen beachtet? Sind Belastungen oder Beeinträchtigungen vermieden? Wurde auf gute Formgestaltung (Design) geachtet? Sind die Vorschriften zur Lärmemission beachtet?
Fertigung	Sind Fertigungsgesichtspunkte in technologischer und wirtschaftlicher Hinsicht berücksichtigt? Können Fertigungstoleranzen und Oberflächenqualität hinsichtlich der Lärmarmut optimiert werden?
Kontrolle	Sind die notwendigen Kontrollen während und nach der Fertigung oder zu einem sonst erforderlichen Zeitpunkt möglich und als solche veranlaßt?
Montage	Können alle inner- und außerbetrieblichen Montagevorgänge einfach und eindeutig vorgenommen werden? Beeinflussen Montagefehler oder Montagevorgänge die Lärmemission oder Leistung?
Transport	Sind inner- und außerbetriebliche Transportbedingungen und -risiken überprüft und berücksichtigt?
Gebrauch	Sind alle beim Gebrauch oder Betrieb auftretenden Erscheinungen, wie z.B. Geräusch, Erschütterung, Handhabung in ausreichendem Maße beachtet? Sind alle Kundenforderungen bezüglich der Lärmarmut erfüllt?
Instandhaltung	Sind die für eine Wartung, Inspektion und Instandsetzung erforderlichen Maßnahmen in sicherer Weise durchführ- und kontrollierbar?
Kosten	Sind vorgegebene Kostengrenzen einzuhalten? Entstehen zusätzliche Betriebs- oder Nebenkosten? Welche zusätzlichen Lärminderungsmaßnahmen sind notwendig und wirtschaftlich vertretbar?
Termin	Sind die Termine einhaltbar? Gibt es Gestaltungsmöglichkeiten, die die Terminalsituation verbessern können?

Bild 5: Leitlinie nach /4/ mit Hauptmerkmalen beim Gestalten unter Einbeziehung der Forderung "Lärmarm"

Aus den Grundregeln der Gestaltung ergeben sich entsprechend den Leitlinien Gestaltungsrichtlinien, die diese Grundregeln unterstützen und die Möglichkeiten ihrer Erfüllung präzisieren. Im Sinne des methodischen Konstruierens ist das Entwickeln lärmarmen Maschinen unter diesen Gestaltungsrichtlinien einzuordnen, der Konstrukteur kann sich dabei bestimmter Prinzipien zur Erreichung des gewünschten Effektes bedienen. Den in /4/ genannten Gestaltungsrichtlinien kann in jedem Falle die Richtlinie "lärmarm" hinzugefügt werden, wobei eine Einordnung in die Gestaltungsrichtlinien eher gerechtfertigt ist als eine Aufnahme in die Grundregeln. Da der Optimierungsvorgang der Gestaltung und die wechselseitige Beeinflussung der Gestaltungsrichtlinien sich weitgehend aus dem übrigen allgemeinen Konstruktionsprozeß als Einheit herauslösen lassen, kann man gerade in diesem Teilprozeß eine weitgehende und sinnvolle Anwendung der Grundlagen der Maschinenakustik betreiben und Gestaltungsprinzipien mit spezieller Zielformulierung aus der Maschinenaku-

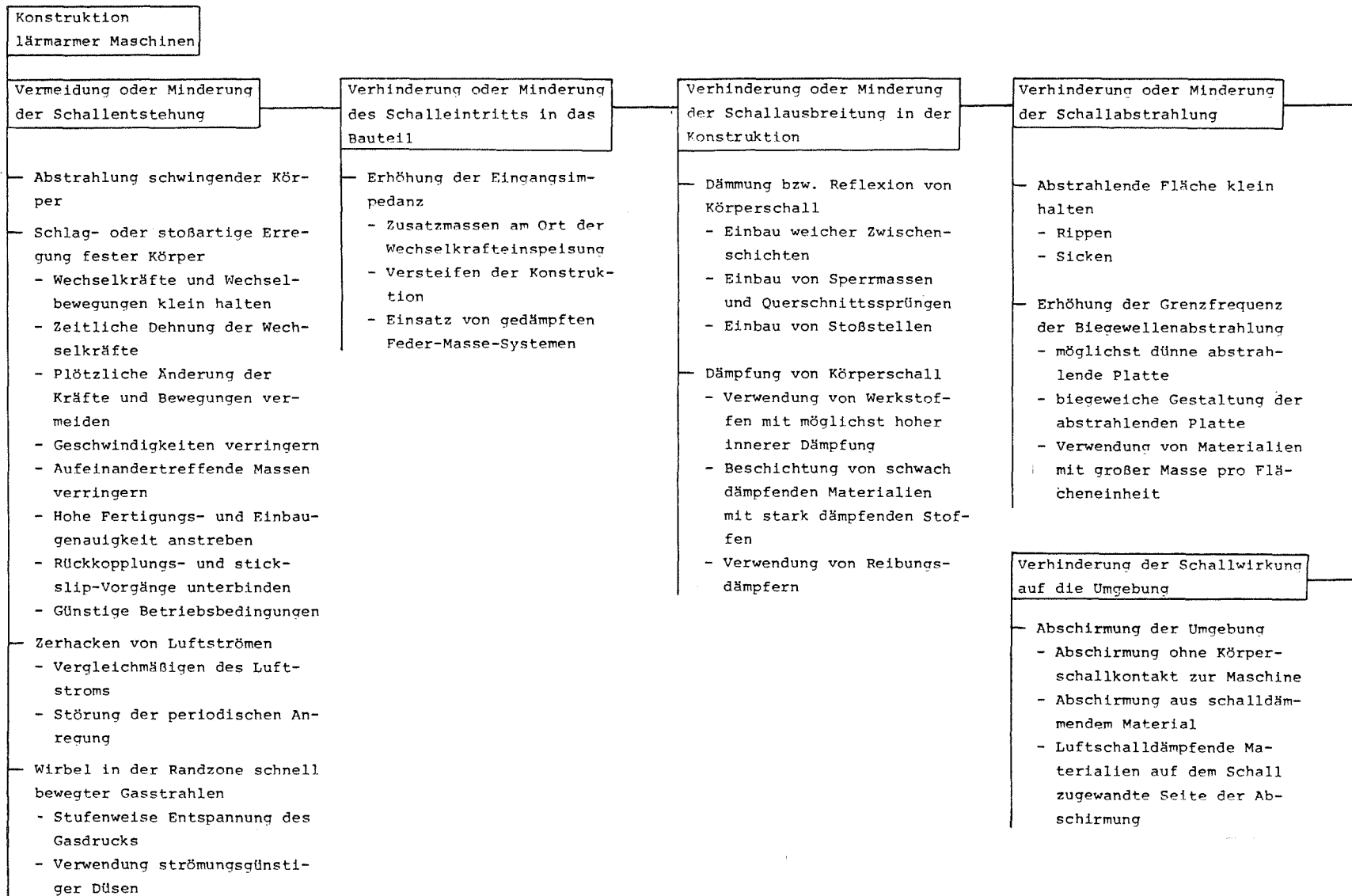


Bild 6: Strukturierung der Konstruktionsrichtlinien zur Konstruktion lärmarmer Maschinen in der Detaillierungsphase

stik entwickeln. Unter Anwendung der in Abschnitt 2. formulierten maschinenakustischen Gesichtspunkte läßt sich die Richtlinie "lärmarm" wie folgt unterteilen:

1. Vermeidung oder Minderung der Schallentstehung

Erkennen der Schallquellen und Verminderung oder im Idealfall Vermeidung der Schallentstehung.

2. Verhinderung oder Minderung des Schalleintritts in das Bauteil

Durch geeignete Gestaltung ist anzustreben, den Übergang des Schalls von der Schallquelle in das Bauteil möglichst gering zu halten.

3. Verhinderung oder Minderung der Schallausbreitung in der Konstruktion

Durch Gestaltungsmaßnahmen und/oder Werkstoffauswahl ist der Schallausbreitung in den Bauteilen einer Konstruktion ein möglichst großer Widerstand entgegenzusetzen.

4. Verhinderung oder Minderung der Schallabstrahlung

Erkennen der für die Schallabstrahlung geeigneten Strukturen und Minderung des abgestrahlten Schalls durch die optimale Gestaltung und Werkstoffwahl.

5. Verhinderung der Schallwirkung auf die Umgebung

Schutz der Umgebung und des Bedienungspersonals vor der Schallemission der Maschine.

Die Auswirkung dieser Richtlinien auf die Entwicklung von Baustrukturen, die der Anforderung der Lärmarmut am besten gerecht werden, führt zu einer Fülle von detaillierten, beschriebenen Richtlinien, weiteren Hinweisen und Beispielen aus den verschiedensten Anwendungsgebieten des Maschinenbaus. Eine Übersicht über die aus diesen Richtlinien abzuleitenden speziellen Hinweise gibt Bild 6. In /3/ wird ausgehend von der Systematik des Bildes 6 die bestehende Literatur, insbesondere die Richtlinie VDI 3720 auf eine Möglichkeit zur systematischen Einordnung der dort aufgeführten Beispiele untersucht. Das Ergebnis zeigt eindeutig, daß eine Verknüpfung lärmtechnischer Gesichtspunkte mit der Konstruktionsmethodik zumindestens in der Phase der Detaillierung und Ausarbeitung vereinbar ist und daß mit Bild 6 ein logischer Aufbau von Konstruktionsrichtlinien gegeben ist, in den sich die bisherigen Erfahrungen auf diesem Gebiet einfügen lassen.

Schrifttum

- /1/ Koller, R.: Restriktionsgerechtes Konstruieren. Konstruktion 31 (1979), Nr. 9, S. 352-356
- /2/ Ehrlenspiel, K.: Betriebsforderungen an Maschinen - Bedeutung und Einteilung. Konstruktion 29 (1977), S. 29-35
- /3/ Dietz, P.; Kurze, U.: Berücksichtigung schalltechnischer Gesichtspunkte in der Maschinenkonstruktion. Bericht im Auftrag der Bundesanstalt für Arbeitsforschung und Unfallschutz, erscheint in Kürze
- /4/ Pahl, G. und Beitz, W.: Konstruktionslehre. Springer-Verlag 1977.
- /5/ Müller, H.W.: Praxisreport Maschinenakustik. Forschungshefte des Forschungskuratoriums Maschinenbau, e.V., Heft 102, 1983.



# UNTERSUCHUNG ZUR BESTIMMUNG DES INNERHALB VON ZAHNWELLEN UND ZAHN- NABEN HERRSCHENDEN BEANSPRUCHUNGSZUSTANDES

Villmer, F.-J.

## Einleitung

Im Maschinen- und Fahrzeugbau werden Welle-Nabe-Verbindungen häufig als Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 ausgeführt. Ihr Einsatzgebiet liegt in der Übertragung großer Momente bei gleichzeitiger Gewährleistung einer axialen Verschieblichkeit, eine in der Antriebstechnik häufig geforderte Kombination. Dazu kommen noch die Vorteile einer kostengünstigen Herstellung in großen Serien durch moderne Fertigungsverfahren sowie ein lückenloser Aufbau nach den Bestimmungsgrößen Modul und Bezugsdurchmesser, wobei bewußt die Möglichkeit zur Profilverschiebung genutzt wurde. Trotz dieser vielfältigen Vorteile und des verbreiteten Einsatzes zeigen Schadensfälle an solchen Verbindungen immer wieder, daß die rechnerische Auslegung noch nicht zufriedenstellen kann. Vor allem gilt dies für die Erfassung des Spannungszustandes innerhalb des einzelnen Zahnwellen- oder Zahnabenzahns unter verschiedenen Belastungen. Hierfür sollen im folgenden erste Ansätze und Denkanstöße geliefert werden.

## Untersuchungsmethode

Die Forderung nach exakteren Auslegungsverfahren führte zu einer Vielzahl von Untersuchungen, die den Einfluß der Lastaufteilung auf die einzelnen Zähne und die Lastverteilung über der Verbindungslänge beinhalten. Grundlegende Arbeiten auf diesem Gebiet, die auch Eingang in die aktuelle Normung fanden, wurden von Dietz /1/ geleistet. Die Bemessungsgrundlagen erfordern die Kenntnis des Beanspruchungszustandes innerhalb eines Zahnes, um die für die Schadensfälle verantwortlichen kritischen Zustände zu bestimmen. Dies wird in der vorliegenden Untersuchung mit ebenen Rechnungen nach der Methode der Finiten Elemente (FEM) angestrebt. Gerechnet wird dabei mit dem am Institut entwickelten Programm MWSTATIC, das eine auf ebene Rechnungen zugeschnittene Variante des General-Purpose-Programms SAP IV, angereichert mit zusätzlichen Postprozessoren, darstellt. Als geometrische Basis diente die Verzahnung DIN 5480 - 50 x 2 x 24, die relativ häufig eingesetzt wird und dabei ein gebräuchliches Modul-Bezugsdurchmesser-Verhältnis aufweist. Die FE-Struktur (Bild 1) wurde rechnergestützt erstellt, so daß Änderungen an der Struktur schnell durchführbar sind.

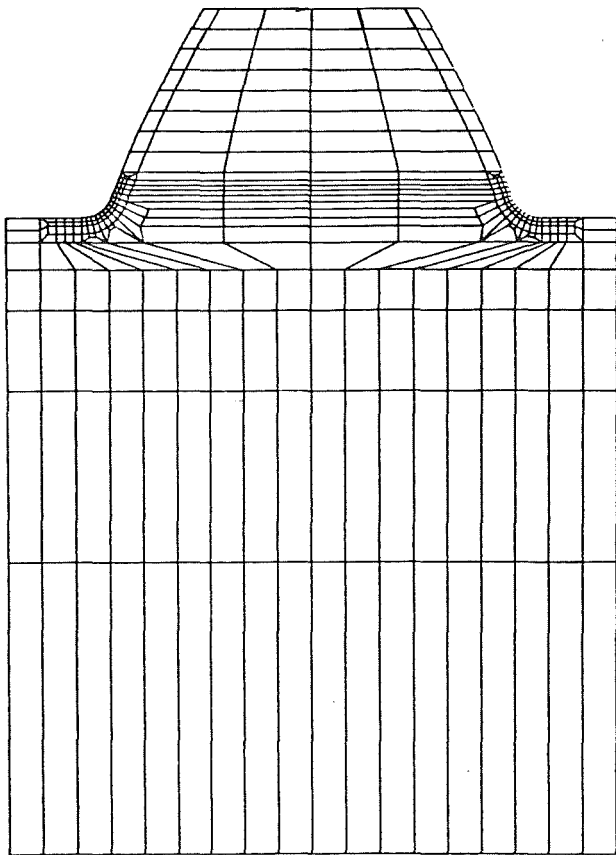


Bild 1: FE-Struktur eines Einzelzahnes DIN 5480 - 50 x 2 x 24 mit 369 Knotenpunkten und 322 Scheibenelementen

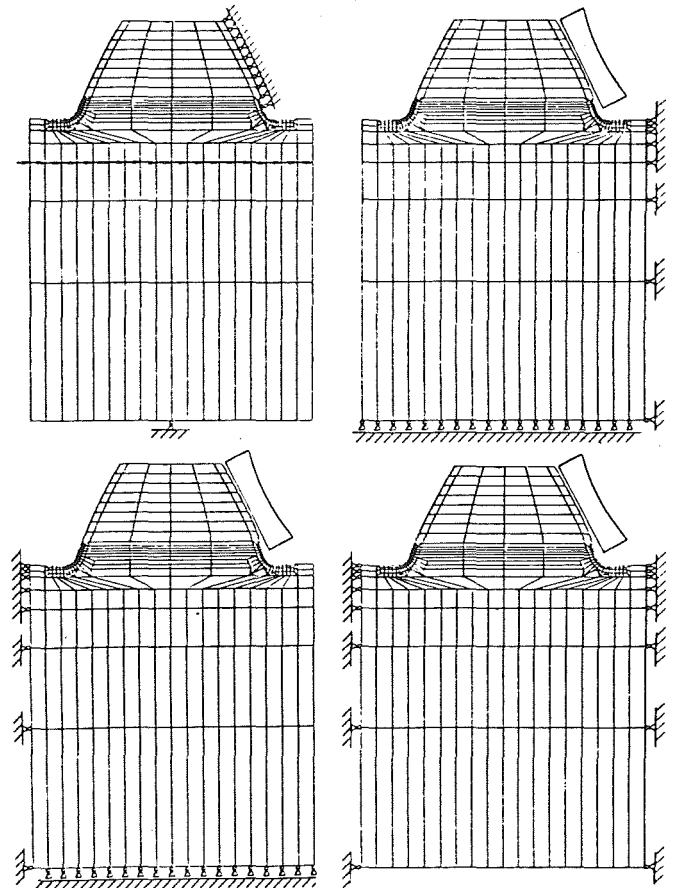


Bild 2: Einspannmodelle von links: a) Vergleichsmodell, b) "Zugzahn", c) "Druckzahn", d) Hohlwelleneinspannung

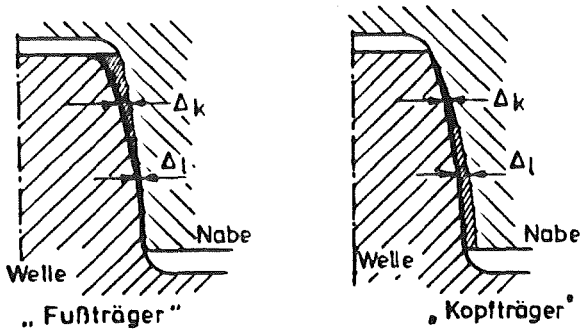


Bild 3: Anlage der Flanken bei Profilformfehlern im unbelasteten Zustand (aus /1/)

Einspannmodelle

Den Einspannbedingungen kommt die Aufgabe zu, die Struktur in ihren Freiheitsgraden einzuschränken und damit eine Starrkörperverschiebung auszuschließen. Ausgewählt wurden vier unterschiedliche Einspannmodelle:

- 1) Vergleichsmodell als Drehmomentsimulation (Bild 2 a)
- 2) Einspannmodell "Zugzahn" (Bild 2 b)
- 3) Einspannmodell "Druckzahn" (Bild 2 c)
- 4) Hohlwelleneinspannung (Bild 2 d)

Lastverteilung über der Zahnhöhe

Aus /1/ ist bekannt, daß die Belastung über der Zahnhöhe nicht konstant, sondern vielmehr charakteristisch parabelförmig ist. Zudem hängt die Lastverteilung über der Zahnhöhe vom Eingriffswinkel, der für diese Untersuchung mit 30 Grad festliegt, und dem Zusammenspiel der Profilformfehler ab. Die sich daraus ergebenden Kopf- oder Fußträger (Bild 3) führen zu einem starken Anwachsen der Flankenpressung im Bereich der primären Berührstelle. Daraus ergeben sich für die numerische Berechnung 3 Lastfälle:

- 1) Normaltragen mit parabolischem Lastverlauf (Bild 4 a)
- 2) Kopftragen mit linear zum Kopf ansteigender Last (Bild 4 b)
- 3) Fußtragen mit linear zum Fuß ansteigender Last (Bild 4 c)

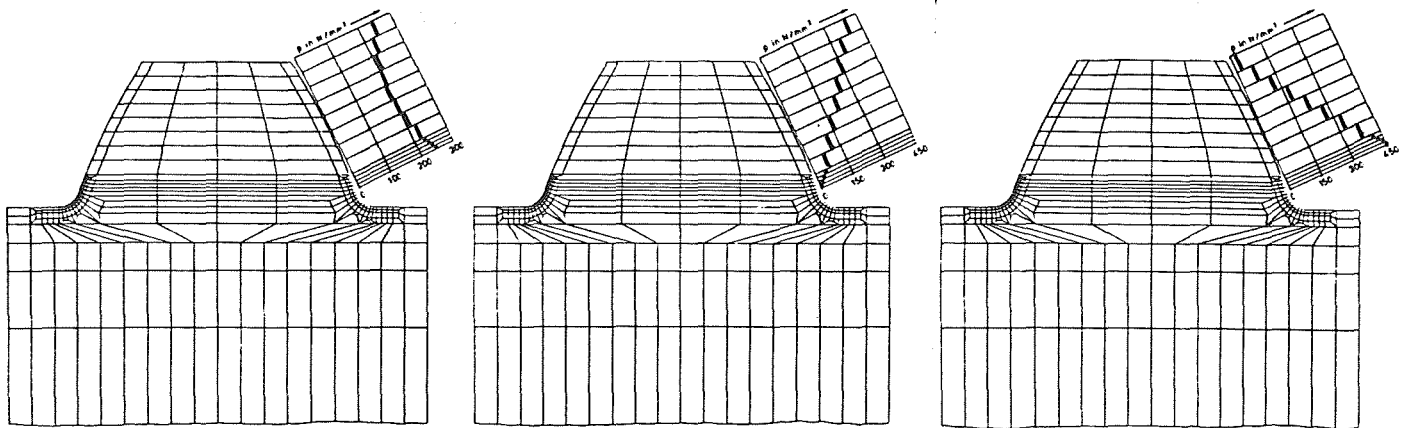


Bild 4: Flankenlastverteilungen für die FE-Rechnungen von links: a) Normaltragen, b) Kopftragen, c) Fußtragen

Ergebnisse der FE-Rechnungen

Zahnfußbiegespannungen

Bei der Darstellung der Zahnfußbiegespannungen erfolgt die Zuordnung zur FE-Struktur entsprechend Bild 5.

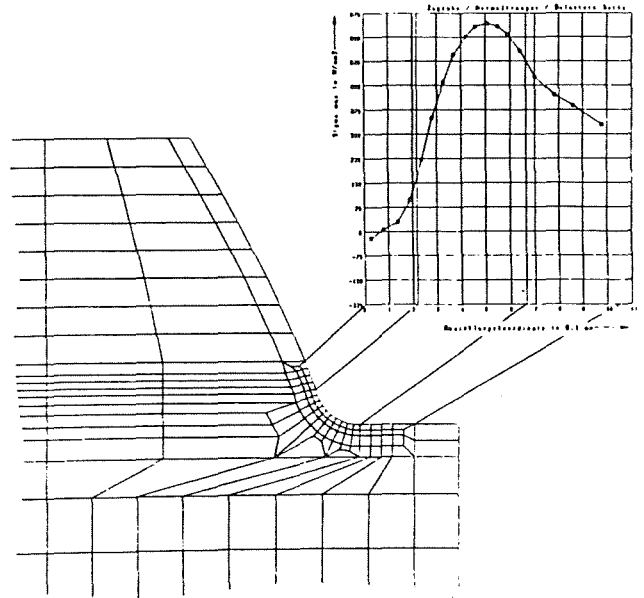


Bild 5: Zuordnung von Spannungsverläufen und FE-Struktur

In den folgenden Darstellungen sind die tangential im lastfreien Rand der Zahnfußabrundung liegenden Normalspannungen in Abhängigkeit von der Art der Flankenbelastung dargestellt. Es wurde eine Normierung auf den maximal auftretenden Wert vorgenommen.

Druckspannungen in der lastabgewandten Zahnfußabrundung

In der lastabgewandten Zahnfußabrundung ist die Form der Spannungsverläufe unabhängig von der Art der Flankenbelastung (Bild 6), das Spannungsmaximum wird stets an derselben Stelle erreicht. Die unterschied-

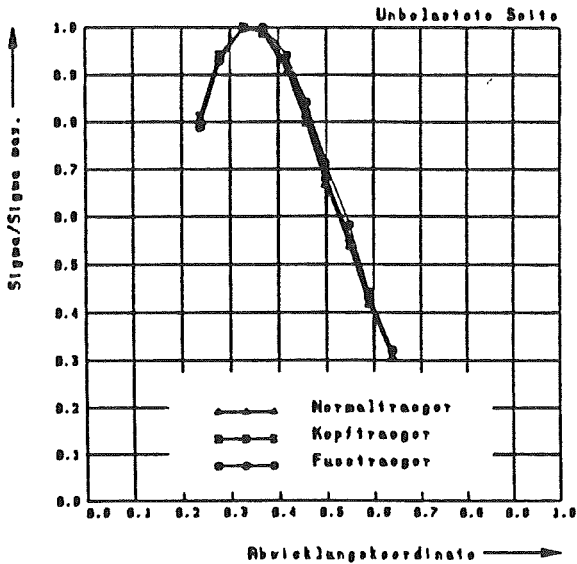


Bild 6: Normierte Darstellung der Zahnfußbiegespannungsverläufe (lastabgewandte Seite)

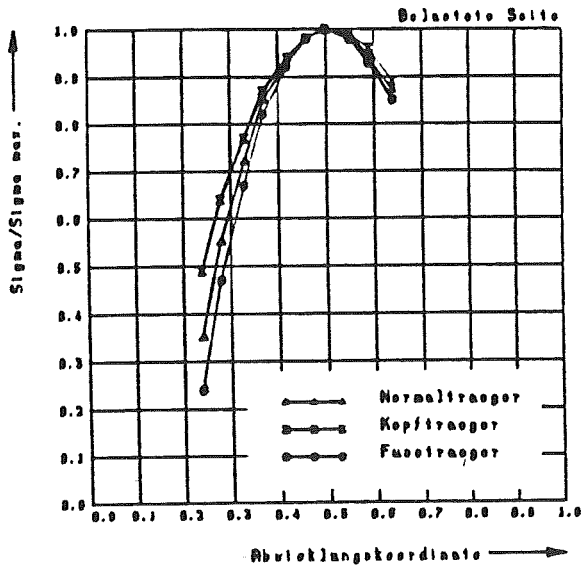


Bild 7: Normierte Darstellung der Zahnfußbiegespannungsverläufe (Lastseite)

lichen Flankenbelastungen wirken sich lediglich auf die Beträge der Spannungen aus. Ein Kopfträger verursacht in diesem Bereich ca. 21 % höhere, ein Fußträger etwa 23 % niedrigere Spannungen als ein Normalträger.

Zugspannungen in der lastseitigen Zahnfußrundung

Der Beanspruchungszustand in dieser Zahnfußrundung wird stark von der Form der Flankenbelastung beeinflusst (Bild 7), dabei ist die Lage des Spannungsmaximums aber immer gleich. Den ungünstigsten Spannungsverlauf weist der Fußträger auf, weil der Spannungsanstieg zum Maximalwert äußerst steil erfolgt (hoher Spannungsgradient). Dies läßt sich darauf zurückführen, daß das Druckspannungsfeld, hervorgerufen durch die besonders hohe Flankendruckbelas-

tung im Zahnfußbereich, das durch die Zahnbiegung hervorgerufene Zugspannungsfeld im dicht anschließenden Zahnfußspannungsgebiet zunächst kompensiert. Folgerichtig weist der Kopfträger in diesem Bereich den geringsten Spannungsgradienten auf. Nach Erreichen des Spannungsmaximums schwächt sich der Einfluß der Flankenbelastung deutlich ab, die Spannungen unterscheiden sich lediglich durch einen Proportionalitätsfaktor. Betragsmäßig weichen die Spannungen in diesem Bereich gegenüber dem Normalträger um  $\pm 4$  % ab.

Die Ermittlung des Spannungswinkels

Zur Kennzeichnung der Lage des Ortes maximaler Zahnfußbiegespannung wird für Laufverzahnungen nach DIN 3990 der Spannungswinkel  $\lambda$  definiert, der zwischen der Zahnmittellinie und der Tangente an dem Punkt höchster Spannung in der Zahnfußrundung gemessen wird (Bild 8).

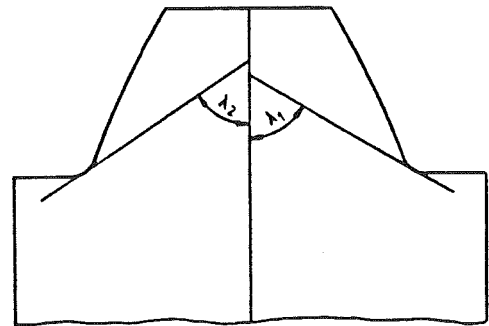


Bild 8: Zur Definition des Spannungswinkels

Für Laufverzahnungen mit einer Zahnhöhe  $h = h_f + h_a = 6/6 m + 7/6 m = 2,166m$  wird dieser Tangentenwinkel mit  $\lambda = 30$  Grad angenommen (gewonnen aus spannungsoptischen Versuchen bei Einzeleingriff am Zahnkopfpunkt). Für Zahnwellen nach DIN 5480 mit 30 Grad Eingriffswinkel, deren Gesamtzahnhöhe  $h = h_f + h_a = 0,55 m + 0,45 m = 1m$  beträgt, wird daher ein Winkel um 60 Grad erwartet.

Der Spannungswinkel wurde sowohl für die belastete als auch für die unbelastete Zahnseite bei verschiedenen Einspannbedingungen und Belastungsformen bestimmt (Tabelle 1).

Zahnseite		Einspannbedingung	Belastungsform
belastet $\lambda_1$	unbelastet $\lambda_2$		
62,3°	34,7°	Zugzahn	Normalträger
62,3°	34,7°	Zugzahn	Kopfträger
62,3°	34,7°	Zugzahn	Fußträger
42,7°	58,4°	Druckzahn	Normalträger
38,5°	42,7°	Vergleichsmodell	Momentenbelastung
54,4°	50,5°	Hohlwelleneinspannung	Normalträger

Tab. 1: Der Spannungswinkel  $\lambda$  in Abhängigkeit der untersuchten Parameter

Aus den Rechnungen lassen sich folgende Schlussfolgerungen ableiten: Die Größe des Spannungswinkels  $\lambda$  ist unabhängig von der Art der Flankenbelastung (Normaltragen, Kopftragen, Fußtragen), wenn nicht gleichzeitig die Einspannungsart variiert wird.

Die Einspannbedingung als primäre Einflußgröße des Verformungsverhaltens bei FE-Rechnungen beeinflusst bei gleicher Flankenbelastung die Größe des Spannungswinkels maßgeblich.

Die Verzahnungsgeometrie muß ebenfalls als ein wichtiger Einflußfaktor für den Spannungswinkel angesehen werden. Bei gleicher Flankenlast und gleicher Einspannbedingung ergaben sich für Wellen- und Nabenzahn (hier bei einer Verzahnung DIN 5480 - 50 x 2 x 24 untersucht) unterschiedliche Winkel. Der Spannungswinkel einer Außenverzahnung war dabei um 13 % kleiner und zwar sowohl auf der belasteten als auch auf der unbelasteten Zahnseite.

Aufgrund des breiten Streubereichs des Spannungswinkels  $\lambda$  in Abhängigkeit von den variierten Parametern ist es notwendig, aus der Realitätsnähe des jeweiligen Verformungsverhaltens die beste Annäherung an den tatsächlichen Winkel abzuschätzen. Dies ist beim Modell "Zugzahn" gegeben, so daß auf der belasteten Zahnseite von einem Spannungswinkel  $\lambda = 62$  Grad ausgegangen werden kann.

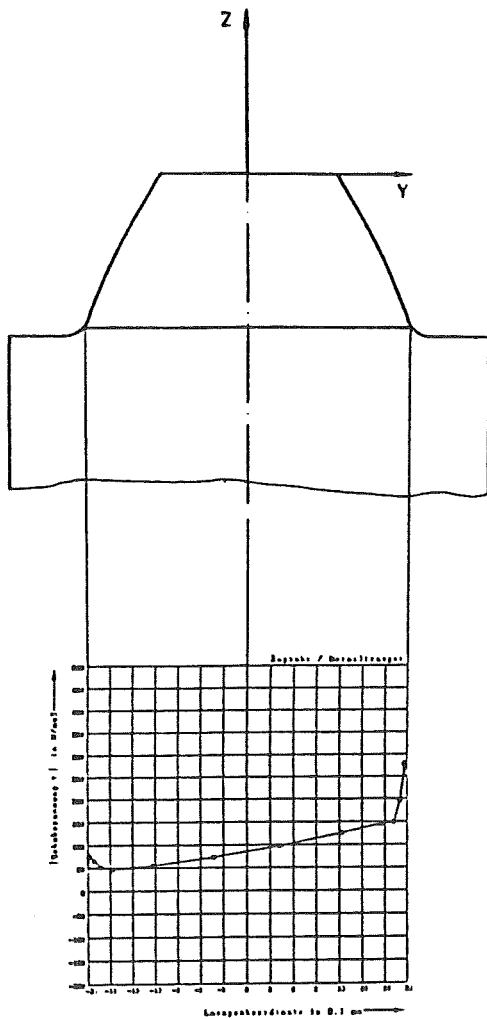


Bild 9: Darstellung der Spannungsverläufe über der Zahnfußbruchsehne

Spannungen in der Zahnfußbruchsehne

Für den Nachweis der Tragfähigkeit einer Zahnwellenverbindung ist die Kenntnis des Beanspruchungszustandes in der Zahnfußbruchsehne von entscheidender Bedeutung. Dabei wird die Zahnfußbruchsehne als Verbindungslinie zwischen den Orten maximaler Spannung in den Fußrundungen definiert, deren Länge für einen nicht profilverschobenen Wellenzahn  $m s_F = 2,17 m$  zu veranschlagen ist.

Der Beanspruchungszustand in dieser Sehne kann auf 3 Spannungskomponenten reduziert werden: Normalspannungen senkrecht ( $\sigma_z$ ) und parallel ( $\sigma_y$ ) sowie Schubspannungen ( $\tau$ ) parallel zur Zahnfußbruchsehne.

Die Beanspruchungen wurden für die verschiedenen Flankenlasten ausgewertet und die auf den jeweiligen Maximalwert normierten Verläufe gemäß Bild 9 über der Zahnfußbruchsehne aufgetragen (Bild 10.1 bis 10.3). Die ermittelten Beanspruchungsverläufe über der Zahnfußbruchsehne zeigen gravierende Unterschiede zu den aus der elementaren Balkenbiegungslehre ableitbaren Verläufen.

Normalspannung  $\sigma_z$

Diese Spannungskomponente entspricht in ihrer Richtung der Biegespannung. Abweichungen vom aus der Theorie erwarteten linearen Spannungsverlauf sind sowohl auf die Einflüsse der Kerbwirkung der Zahnfußrundung als auch auf die radialen Zahnkraftanteile sowie die Nähe zur Kräfteinleitung zurückzuführen. Infolge der Radialkräfte wird die Spannungskurve in Richtung Druckbereich verschoben, so daß die neutrale Faser zur belasteten Zahnseite wandert, dabei ist dieser Effekt um so ausgeprägter, je näher die Resultierende aus der Flankenbelastung am Zahnfuß liegt.

In unmittelbarem Zusammenhang hiermit steht die Umorientierung der Kurvenverläufe nach einem lokalen Druckspannungsmaximum. Es zeigt sich, daß nach Erreichen des Druckspannungsgebietes ein lokales Maximum durchlaufen wird, in dessen Anschluß die Druckspannungswerte in Richtung der unbelasteten Zahnseite wieder abnehmen, und zwar um so steiler, je weiter die neutrale Faser zur Lastseite hin verschoben ist.

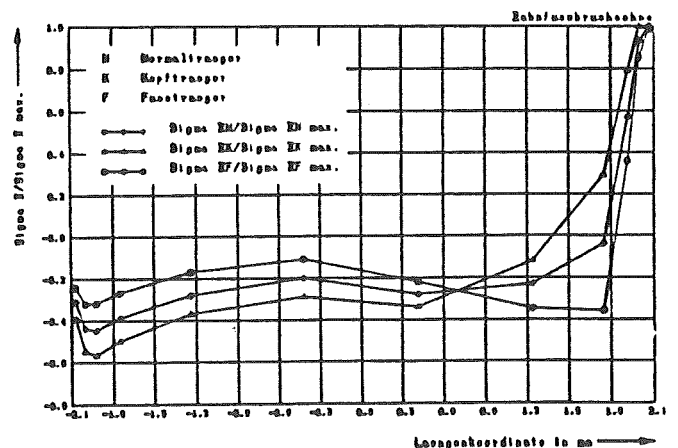


Bild 10.1: Normierte Normalspannungskomponente  $\sigma_z$  senkrecht zur Zahnfußbruchsehne

Der weitere Verlauf ist dann weitgehend unabhängig von der Form der Flankenbelastung: Die Spannungsprofile durchlaufen ein örtliches Druckspannungsminimum, das stets an gleicher Stelle der Zahnfußbruchsehne auftritt. Erwähnenswert ist auch die schroffe Umkehrung des sich an das Minimum anschließenden Spannungsanstiegs in einen Druckspannungsabfall im Gebiet der lastabgewandten Zahnfußbrundung, was durch den Einfluß der Kerbe begründet werden kann.

Diese Kurvenverläufe sind nahezu identisch bei verschiedenen Einspannbedingungen.

Normalspannung  $\sigma_y$

Der Verlauf dieser parallel zur Zahnfußbruchsehne liegenden Spannungen erweist sich als sehr glatt. Aufgrund der Zahngeometrie stößt die Zahnfußbruchsehne nicht senkrecht auf die lastfreien Ränder der Zahnfußbrundungen, so daß auch am Rand eine von Null verschiedene Normalspannung auftreten kann. Die besonders in diesen Bereichen auftretenden Spannungsüberhöhungen finden ihre Begründung in der relativ scharfen Kerbe des Fußbrundungsradius. Dabei wird die lastseitige Zahnfußbrundung durch diese Spannung nahezu fünfmal so stark beansprucht wie die lastabgewandte. Die unterschiedlichen Flankenlastformen wirken sich im Gegensatz zu den  $\sigma_y$ -Kurven nicht besonders stark auf diese Spannungs Komponente aus.

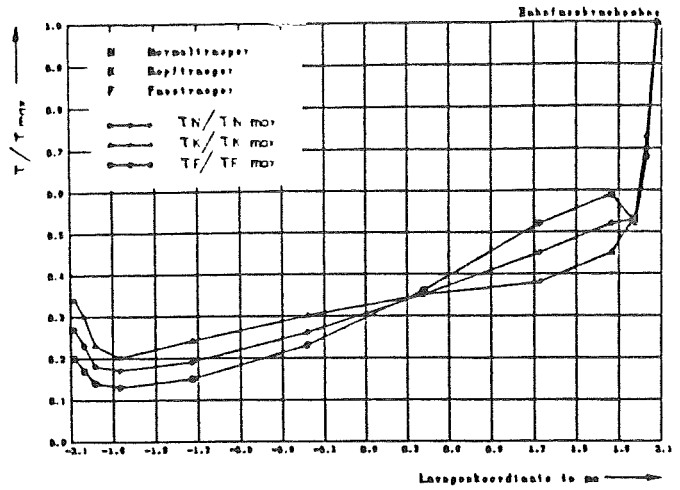


Bild 10.3: Normierte Schubspannungskomponente  $\tau$  parallel und senkrecht zur Zahnfußbruchsehne

Zusammenfassung

Ebene FE-Rechnungen stellen ein geeignetes Mittel zur Untersuchung des Spannungszustandes in Zahnwellenzähnen dar, sofern man die Strukturerstellung rechnergestützt durchführt und den Einspannbedingungen die erforderliche Aufmerksamkeit schenkt. In dieser Untersuchung konnten auf diese Weise Angaben über die Beanspruchungszustände im Bereich der Zahnfußbrundungen gewonnen werden. Danach ist eine Überarbeitung der für die Auslegung von Zahnwellenverbindungen zugrunde gelegten kritischen Beanspruchungswerte notwendig. Ausgehend von der vorliegenden Untersuchung können Optimierungen der Zahngeometrie unter den Gesichtspunkten der Beanspruchungsverringerung und der Fertigungsvereinfachung durchgeführt werden.

Schrifttum

/1/ Dietz, P.	Die Berechnung von Zahn- und Keilwellenverbindungen Selbstverlag des Verfassers, 1978
/2/ DIN 5480	Zahnwellenverbindungen mit Evolventenflanken Beuth-Vertrieb, 1974
/3/ Blechschmidt, J.	Finite-Element-Rechnung zur Ermittlung des elastischen Verhaltens der Zähne einer Zahnwellenverbindung Diplomarbeit TU Clausthal, 1981, unveröffentlicht
/4/ Schilling, W.	Untersuchungen zur Optimierung der Zahnfußgeometrie von Zahnnaben unter fertigungstechnischen Gesichtspunkten mit Hilfe von FEM-Rechnungen Diplomarbeit TU Clausthal, 1983, unveröffentlicht
/5/ Reiter, Th.	Beitrag zur Bestimmung des für die konstruktive Auslegung relevanten Spannungszustandes in Zahnwellenzähnen mit Hilfe der FEM Diplomarbeit TU Clausthal, 1984, unveröffentlicht
/6/ Klein, K.	Rechnergestützte statische und dynamische Spannungsoptik unter Einsatz interpolierender Splinefunktionen Dissertation Gesamthochschule Kassel, 1983

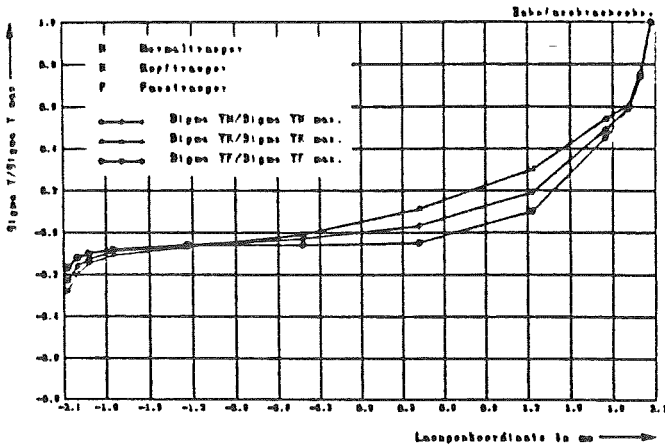


Bild 10.2: Normierte Normalspannungskomponente  $\sigma_y$  parallel zur Zahnfußbruchsehne

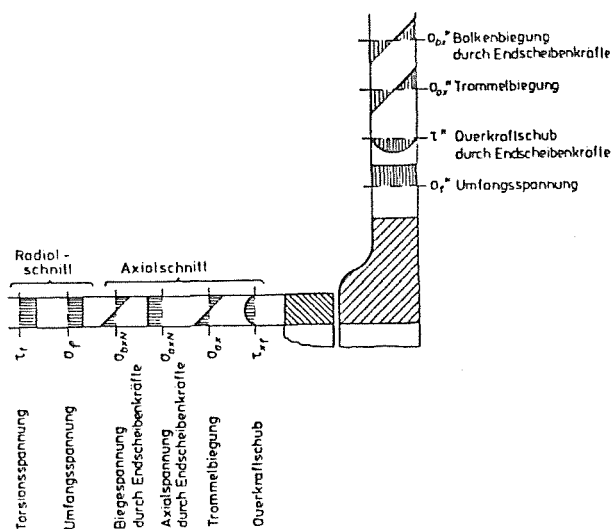
Schubspannung  $\tau$

Nach der elementaren Theorie tritt am Biegebalken im ungestörten Querschnitt ein parabelförmiger Schubspannungsverlauf  $\tau$  mit einem Maximum in der neutralen Faser auf. Die am Zahnwellenzahn ermittelten Schubspannungsverläufe weichen hiervon erheblich ab, die maximalen Spannungswerte treten infolge der Kerbwirkung der Zahnfußbrundungen nicht in der Mitte, sondern vielmehr am Rand auf. Im mittleren Bereich der Sehne stellt sich ein nahezu linear steigender Verlauf ein. Dieser wird im Bereich des lastseitigen Zahnfußes durch ein lokales Minimum unterbrochen, welches entscheidend durch die Form der Flankenbelastung bestimmt ist. Die hier diskutierten Spannungsverläufe finden eine Bestätigung durch neuere spannungsoptische Ergebnisse /6/ an Laufverzahnungen mit flächenhaften Eingriffsverhältnissen, wie Axicon- und Novikov-Verzahnungen.

# FESTIGKEITS- UND VERFORMUNGSGERECHTE OPTIMIERUNG EINER SEILTROMMEL-SONDERKONSTRUKTION

Zapf, R.

Bei Seiltrommeln treten insbesondere bei mehrfacher Bewicklung durch das "Aufsteigen" des Seils von einer Lage zur nächsten und durch die hohen axialen Kräfte des Seilpakets extreme Beanspruchungen der Bordscheiben selbst und am Übergang dieser zum Trommelmantel auf. Bild 1 gibt eine Übersicht über die grundsätzlich am Anschluß der Endscheibe wirkenden Beanspruchungen. Eine zusätzliche Schwächung entsteht noch durch die genau in diesem Bereich angeordnete Seilenddurchführung.



**Bild 1:** Grundsätzliche Beanspruchungen am Anschluß der Endscheibe.

Bei einer als Schweißkonstruktion ausgeführten Seiltrommel, die wegen des begrenzten axialen Einbaurums und der vorgegebenen Seillänge mit 42 Seillagen bewickelt werden mußte, traten im Betrieb starke Verformungen auf, die zum Anstreifen der Bordscheibenringe an die Tragkonstruktion führten und damit die Winde funktionsuntüchtig machten. Eine Verstärkung der Bordscheiben durch das Einschweißen zusätzlicher radialer Stützbleche zeigte im Betrieb keine ausreichende Funktionssicherheit, so daß eine Neugestaltung des Trommelendscheibenbereichs vorgenommen werden mußte.

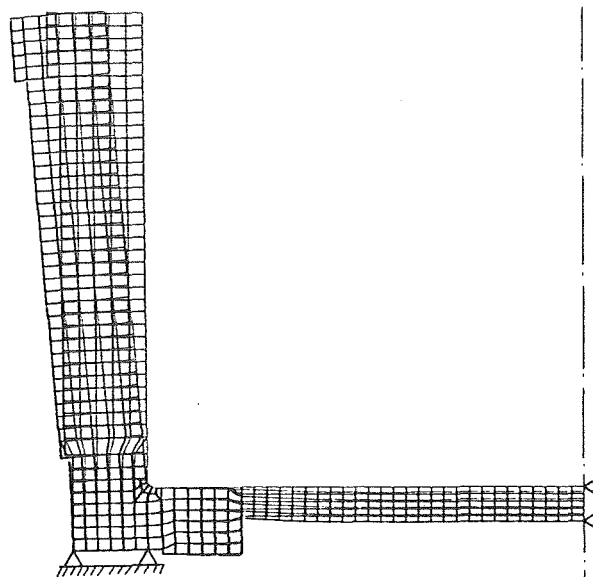
Unter Verwendung der in /1/ dargestellten Theorie zur Seiltrommelberechnung wurden zunächst mit dem dazu gehörenden Programm die Belastungsgrößen ermittelt. Dabei wird die Trommel mechanisch ersetzt durch ein System biegeelastischer Zylinderschalen und Scheiben/Platten. Die Wickelspannung wird durch eine der Windungszahl entsprechende Anzahl "aufgeschrumpfter" Ringe simuliert. Die Aufnahme von Wickelspannungen der jeweils obersten Lage durch die unteren Lagen wird im Rechenprogramm ebenso berücksichtigt, wie die zusätzlichen Belastungen durch das "Aufsteigen" von einer Seillage auf die nächste. Da die Windungen wechselseitig von Lage zu Lage ansteigen, ergeben sich für

die rechte und linke Endscheibe unterschiedliche Belastungen.

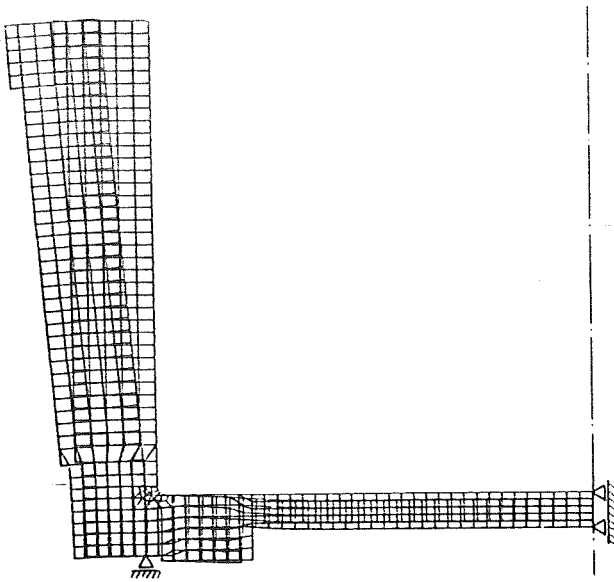
Die Detailgestaltung der Seiltrommel und ihre Optimierung erfolgte mit Hilfe der Methode der finiten Elemente, wobei wie bei der Belastungsermittlung ein rotationssymmetrisches System zugrunde gelegt wurde und die, wie beschrieben, berechneten Lasten anteilmäßig auf die Elementstruktur verteilt wurden. Die Einspannbedingungen sind durch die Einbindung der Struktur in die Gesamtkonstruktion im Bereich der Lage vorgegeben, aber mechanisch nicht eindeutig definierbar, da nur einfache Bronzeleitlager Verwendung finden, deren Tragverhalten von der Fertigungs-, Einbau- und Verschleißsituation abhängen. Zur Abschätzung des Einflusses der Lagerbedingungen und zur Erkennung des ungünstigsten Beanspruchungsfalles werden alle Konstruktionsvarianten jeweils mit drei unterschiedlichen Lagerausführungen gerechnet:

- Festlager (Bild 2)
- loses Kipplager (Bild 3)
- Loslager (Bild 4)

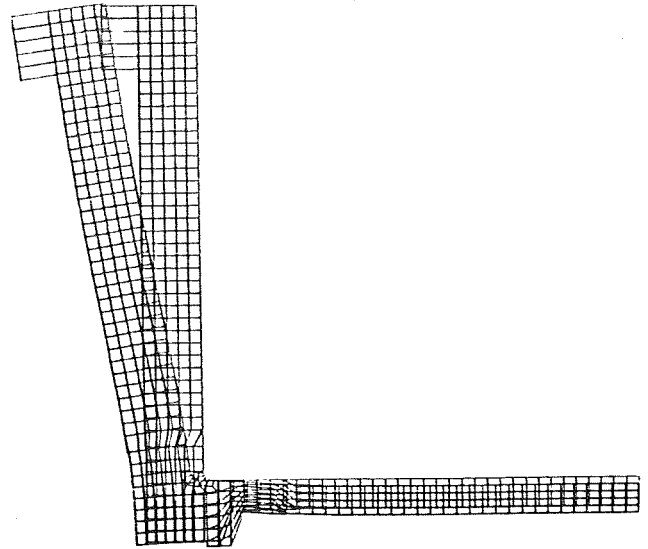
Die Bilder 2, 3 und 4 zeigen deutlich, daß die Lagerung mit dem losen Kipplager den kritischsten Belastungsfall darstellen. Zur Erhöhung der Steifigkeit wurde dann im wesentlichen die Bordscheibenbreite und die Ausrundung am Übergang Trommel/Endscheibe variiert. In den Bildern 5 bis 10 sind die Verformungen der einzelnen Varianten jeweils für den kritischsten Fall dargestellt (Bild 5 bis 10).



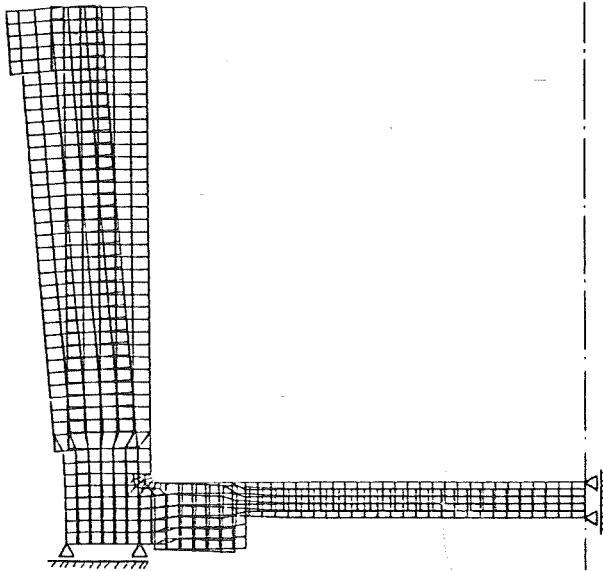
**Bild 2:** Verschiebungen 50-fach vergrößert Version 1, Festlager



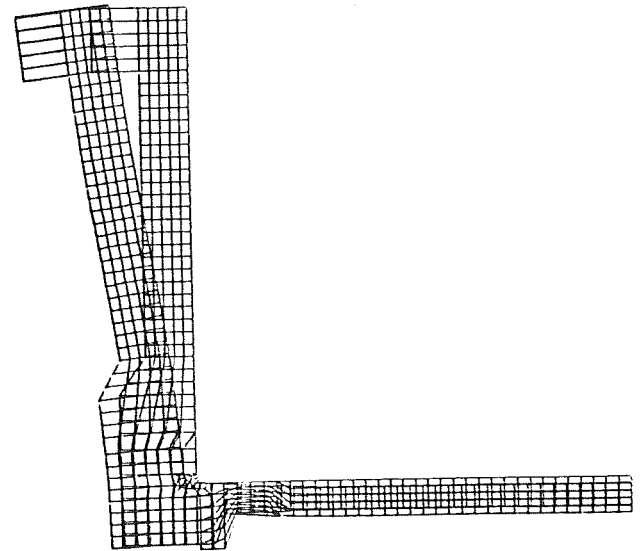
**Bild 3 :** Verschiebungen 50-fach vergrößert  
Version 1, Kipplager



**Bild 5 :** Verschiebungen 50-fach vergrößert  
Version 2, Kipplager

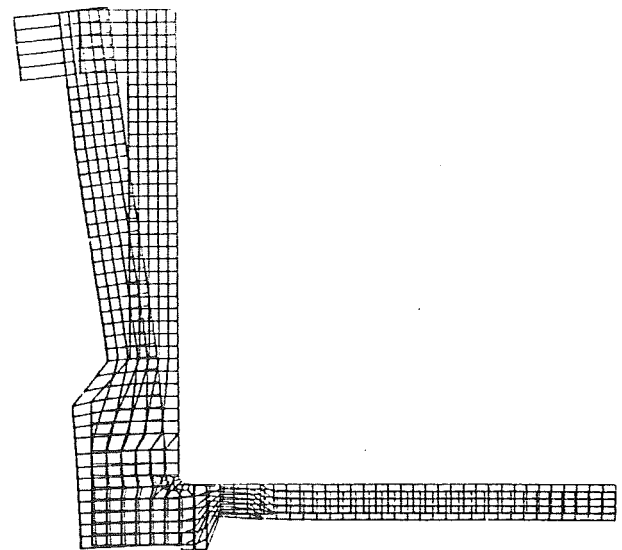


**Bild 4 :** Verschiebungen 50-fach vergrößert  
Version 1, Loslager



**Bild 6 :** Verschiebungen 50-fach vergrößert  
Version 3, Kipplager

Die endgültige Ausführung, Version 7, stellt sowohl hinsichtlich der Materialbeanspruchung als auch der Verformung ein Optimum dessen dar, was im Rahmen der vorgegebenen Randbedingungen - Einbauraum, Lagerung, Seillänge etc. - möglich ist. Die Bordscheiben werden dabei nicht mehr als geschweißte Blechkonstruktion ausgeführt, sondern aus Stahlguß gefertigt, und die Schweißnaht für den Trommelschluß ist in den Bereich kleiner Trommelbiegebeanspruchungen gelegt.



**Bild 7 :** Verschiebungen 50-fach vergrößert  
Version 4, Kipplager

Schrifttum

/1/ Dietz, P.: Ein Verfahren zur Bewicklung ein- und mehrlagig bewickelter Seiltrommeln. 1972  
Fortschrittsberichte der Z-VDI, Reihe 13 Nr.12

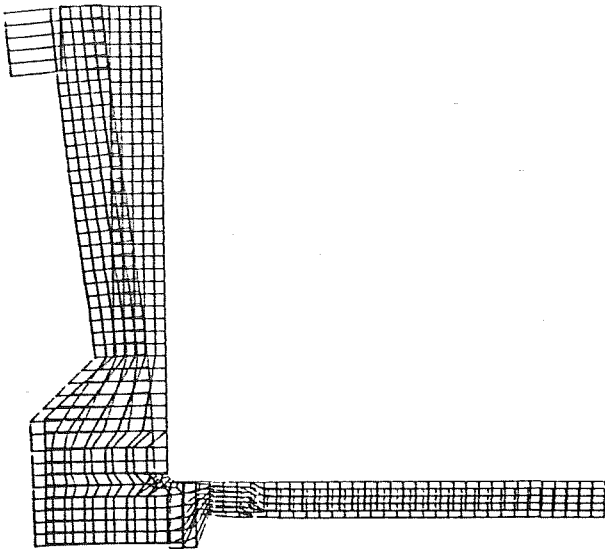


Bild 8 : Verschiebungen 50-fach vergrößert  
Version 5, Kipplager

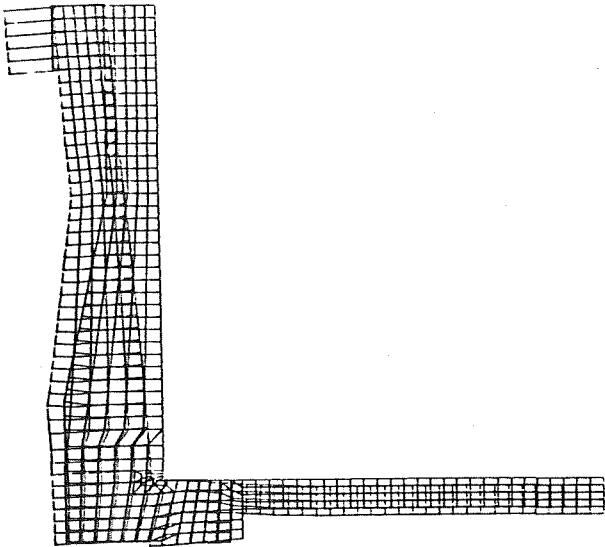


Bild 9 : Verschiebungen 50-fach vergrößert  
Version 6, Kipplager

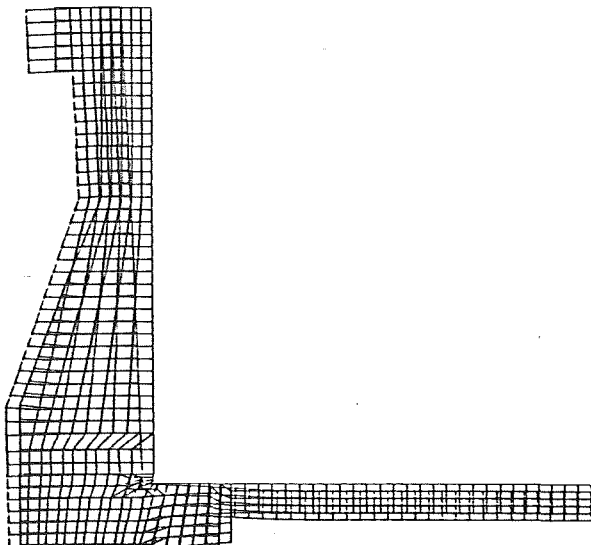


Bild 10: Verschiebungen 50-fach vergrößert  
Version 7, Kipplager



# OPTIMIERUNG EINES DREHMASCHINENBETTES DURCH VERFORMUNGSRECHNUNGEN MIT HILFE DER FE-METHODE

Dietz, P.

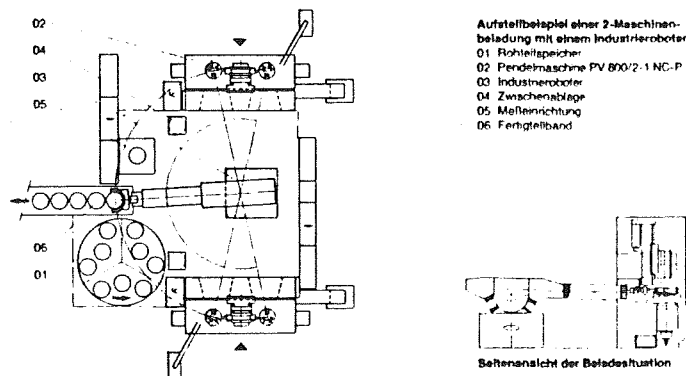
## 1. Objekt und Problemstellung

Die Entwicklung von Werkzeugmaschinen zu hochproduktiven, automatisch beschickten flexiblen Fertigungszentren führt z. T. zu völlig neuen Bauformen. Kennzeichnend hierfür ist neben der Ausrüstung der Maschinen mit NC-Steuerung die konstruktive Gestaltung selbst: Hohe Zerspanungskräfte und Leistungen verlangen eine biege- und verwindungssteife Bettkonstruktion mit hoher thermischer und dynamischer Stabilität. Die bei hochproduktiver Fertigung anfallende große Spänmenge muß möglichst ungehindert entsorgt werden, um eine Aufheizung der Maschine zu vermeiden. Der Aufbau von Fertigungssystemen verlangt eine Konstruktion in Baukastensystematik (vgl. /1/). Schließlich erfordert das automatische Be- und Entladen der Werkstücke, der automatische Werkzeugwechsel und die Zu-

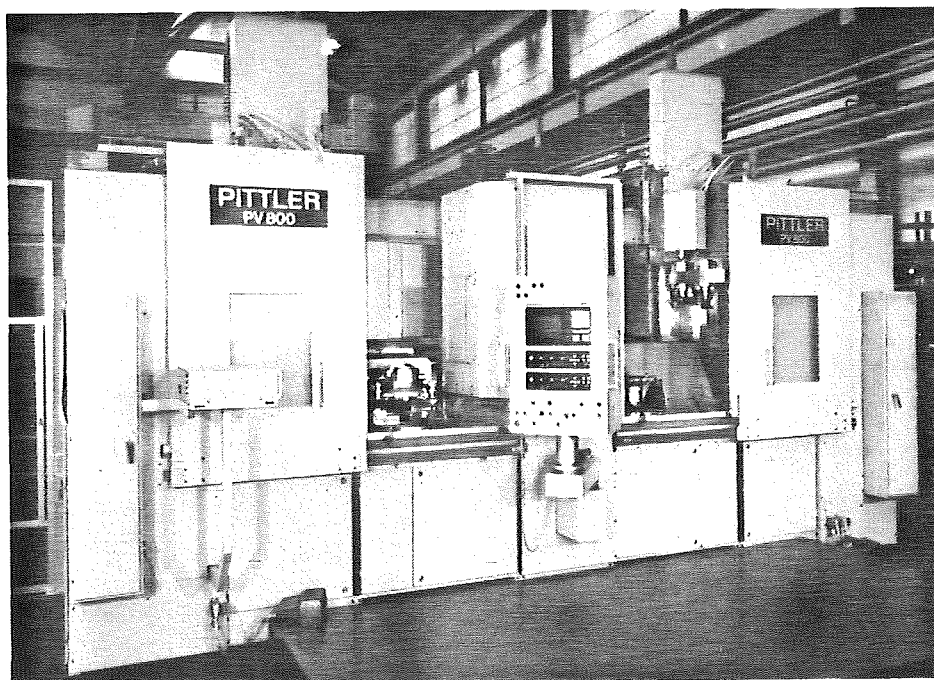
gänglichkeit der Maschine zur Überwachung und für den manuellen Eingriff eine Berücksichtigung im konzeptionellen Aufbau der Maschine.

Die genannten Forderungen führten im vorliegenden Fall zu einem modular aufgebauten Senkrecht-Drehmaschinensystem für die Drehbearbeitung von Werkstücken im Bereich 400 bis 1500 mm Durchmesser. Bild 1 zeigt den konzeptionellen Aufbau der Drehfertigung mit Mehrmaschinenbeladung durch einen Roboter und Pendelbearbeitung durch Doppelspindelmaschine (vgl. /2/). Hierbei ist eine Beladung von der Rückseite der Maschine vorgesehen, um die Beobachtung und den manuellen Eingriff nicht zu stören (Sicherheitsbestimmungen). Dieses erfordert Durchbrüche im Maschinenbett hinter den Drehspindeln. Hinzu kommt, daß bei Doppelspindel-Maschinensystemen auf der einen Seite beispielsweise eine Schlichtbearbeitung mit höchster Präzision vorgenommen werden kann, während auf der anderen Seite mit größtmöglichen Zerspanungsdaten geschruppt wird.

Für die Neukonstruktion des Prototyps einer Baureihe von Doppel-Vertikaldrehmaschinen ist im Hinblick auf die oben geschilderten Forderungen die Steifigkeit des Maschinenbettes zu beurteilen. Bild 2 zeigt die fertige Maschine von der Bedienungsseite, Bild 3 verdeutlicht die Beladung durch Roboter von der Rückseite und die damit notwendigen Durchbrüche im Maschinenbett. Bild 4 zeigt den Aufbau des Maschinenbettes in der Montage. Die Untersuchung bezieht sich auf die statische Stabilität der Maschinenbettkonstruktion unter dem Einfluß verschieden angenommener



**Bild 1:** Flexibles Drehzentrum mit 2 Doppelspindel-Senkrecht-drehmaschinen, Beladung durch Roboter



**Bild 2:** Doppelspindel-Senkrecht-drehmaschine für Teile mit Spanndurchmesser 800 mm

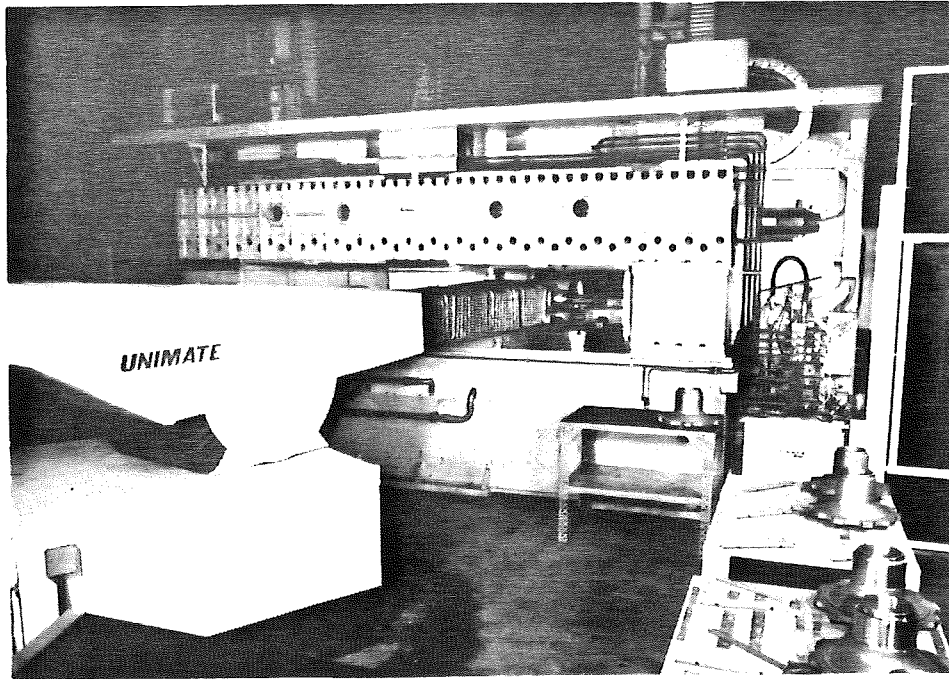


Bild 3: Beladesituation, Blick auf Rückseite der Maschine

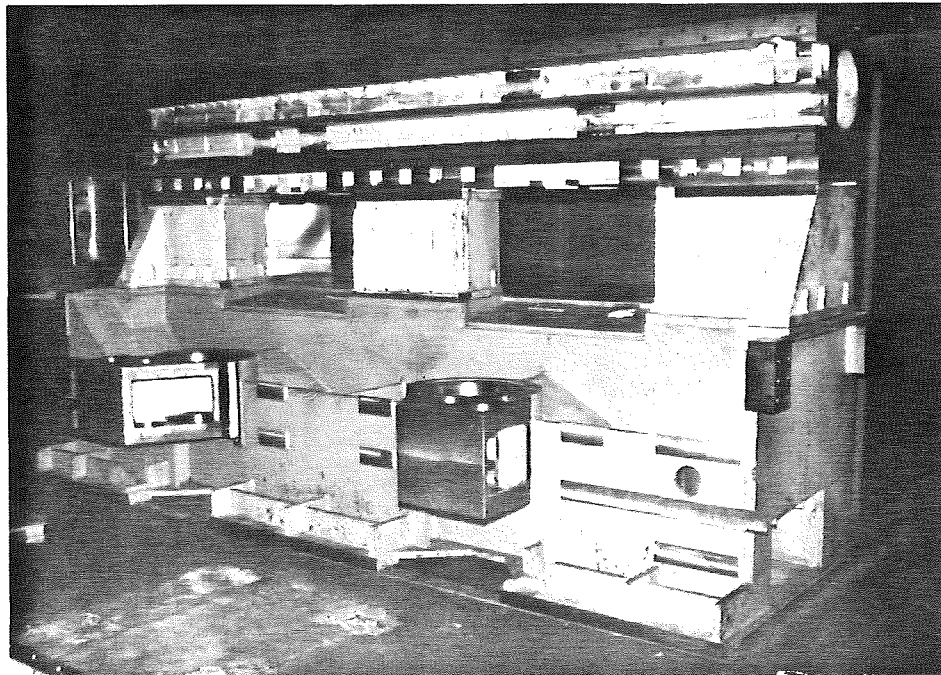


Bild 4: Untersuchtes maschinengestell mit Durchbrüchen

Bearbeitungsarten und Positionen der Werkzeuge. Alle Verformungen sind bezüglich ihrer Auswirkung auf das Drehergebnis zu beurteilen, in den Rechnungen sind gleiche und unterschiedliche Bearbeitungsvorgänge an beiden Spindeln (z.B. links Schruppen, rechts Schlichten) zu berücksichtigen. Bild 5 gibt einen Überblick über die berechneten Lastfälle, wobei "keine Bearbeitung" jeweils die bezüglich der Genauigkeit besonders kritische Schlichtzerspannung simuliert.

## 2. Durchführung der Untersuchung

Die Rechnungen wurden unter Verwendung des Programmsystems SAP IV vorgenommen, zur Minimierung der ausserordentlich speicherintensiven Rechnungen wurde das Problem in ein ebenes und ein räumliches Teilproblem unterteilt. Mit der ebenen Untersuchung wurde zunächst das Verhalten des Querschnittes simuliert und die Auswirkungen (Verschiebungen) bei verschiedenen Lastfällen auf den Querschnitt untersucht.

Werkzeuge in unterster Position

linke Spindel	rechte Spindel
Bohren	Bohren
Bohren	keine Bearbeitung
Drehen	Drehen
Drehen	keine Bearbeitung
Bohren	Drehen
Kombination aus Bohren und Drehen	Kombination aus Bohren und Drehen
Kombination aus Bohren und Drehen	keine Bearbeitung

Werkzeuge in oberster Position

linke Spindel	rechte Spindel
Bohren	Bohren
Bohren	keine Bearbeitung
Drehen	Drehen
Drehen	keine Bearbeitung
Bohren	Drehen
Kombination aus Bohren und Drehen	Kombination aus Bohren und Drehen
Kombination aus Bohren und Drehen	keine Bearbeitung

Insbesondere konnte damit der Einfluß der Querschotten und Verrippungen auf die Steifigkeit des Maschinenbett-Querschnittes abgeschätzt werden. Die Rechnungen mit räumlichen FEM-Strukturen dienen der Untersuchung des Einflusses der Maschinenbett-Durchbrüche auf die lokalen Verformungen in Abhängigkeit von der Längsachse des Bettes. Es werden damit die Verschiebungen (Biegelinien) der beiden Planführungsleisten analysiert.

Basis aller erstellten FE-Strukturen bildet die Querschnittsstruktur für die ebenen Untersuchungen (Bild 6), wobei zu unterscheiden ist zwischen dem verrippten Bereich und den Bereichen zwischen den Rippen. Hieraus wurden mittels Generalisierungsprogrammen die räumlichen Strukturen erstellt (Bild 7), die dem Vergleich eines Maschinenbettes mit und ohne Durchbrüchen dienen. Die Grundstruktur hat 199 Knotenpunkte, die räumlichen Strukturen enthalten bis zu 4975 Knotenpunkte. Zur Festlegung der Randbedingungen werden die jeweiligen Anschlußkonstruktionen (Schlitten, Fundament, usw.) als unendlich steif angenommen.

Bild 5: Lastfälle für die Berechnung

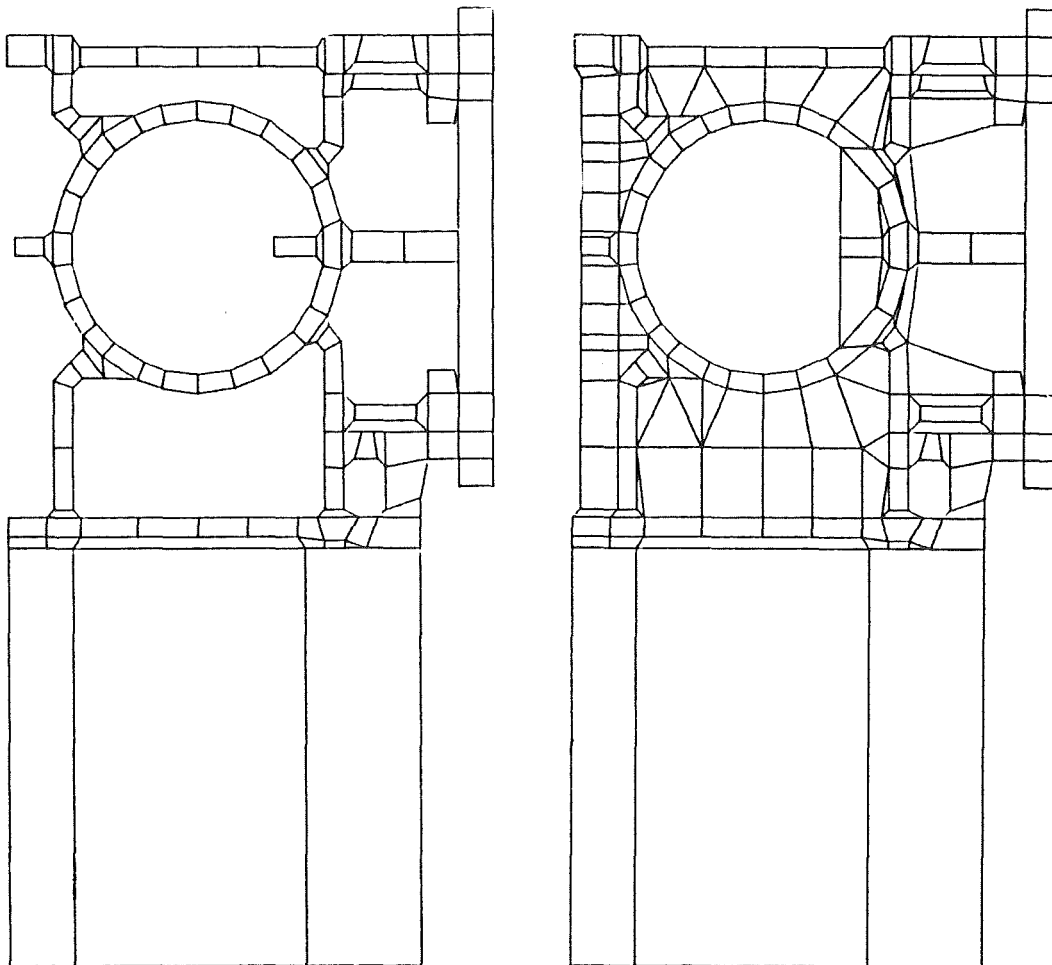
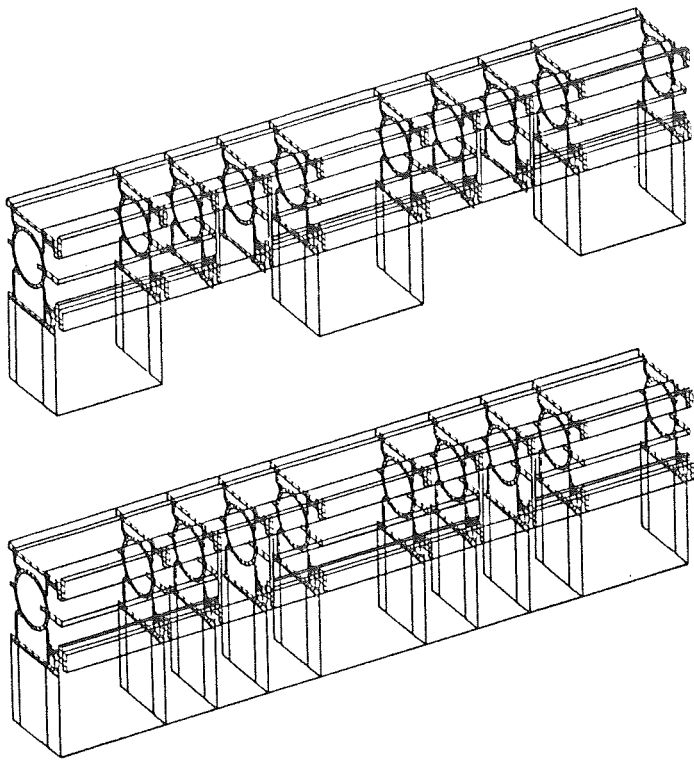


Bild 6: Querschnittsstruktur des Maschinenbettes.

links: Bereich außerhalb der Verrippung

rechts: Bereich mit Verrippung

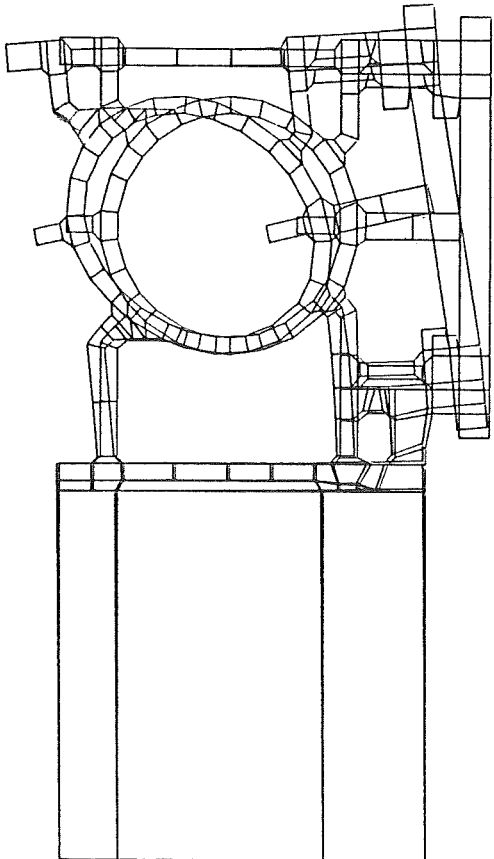


**Bild 7:** Vereinfacht dargestellte räumliche Struktur.  
Oben: Maschine gemäß Konstruktionszeichnung  
Unten: Vergleichsstruktur ohne Durchbrüche

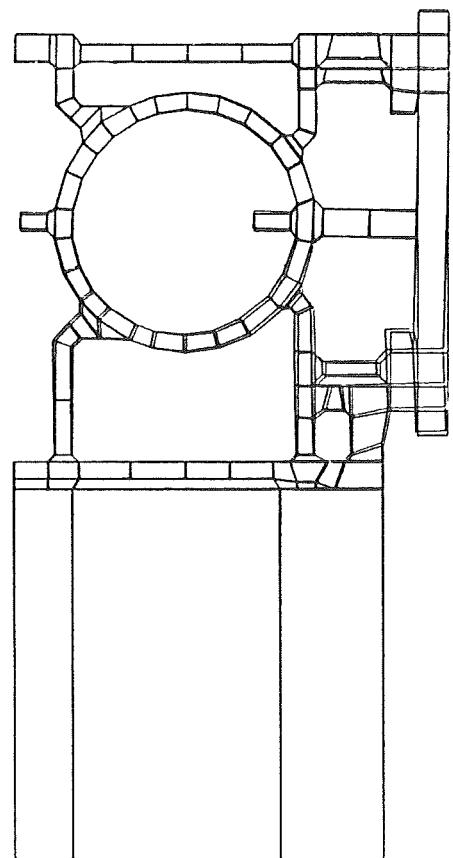
### 3. Ergebnisse der ebenen Rechnungen

Als Auszug aus einer Reihe von Verformungsbildern zeigt **Bild 8** den Grenzfall der ungünstigsten Belastung auf die unverrippte Struktur. Das Maschinenbett kippt bei dieser Lastsituation aus dem Arbeitsraum heraus, die Schlittenführungsleisten bewegen sich nach oben, das Torsionsrohr verformt sich zu einer Ellipse. Auch die verrippte Struktur zeigt ähnliche Verformungsbilder. Zahlenvergleiche der Durchbiegungen lassen erkennen, daß durch die Verrippungen die Verformungen auf 20 bis 30 % gegenüber der unverrippten Struktur verringert werden. In den weitaus meisten Lastfällen - insbesondere bei Werkzeugpositionen in der Nähe der unteren Leiste (Drehen in Futternähe) - zeigen die Verformungsbilder kein Herauskippen aus der unverformten Lage sondern im wesentlichen Parallelverschiebungen der Leisten (**Bild 9**). Damit ist auch bei schwerster Zerspanung die Achsparallelität gewährleistet.

Aus dem Verformungsplot erkennt man insbesondere an der Verformung des Torsionsrohres zur Ellipse, daß die von Querkraften hervorgerufene Schubverformung von Einfluß sein kann. Weitere Verbesserungen bei der Gestaltung des Bettes lassen sich beispielsweise durch Umgestaltung der Verschottungen innerhalb des Torsionsrohres erzielen, wenn man - unter Berücksichtigung gießtechnischer Gesichtspunkte - möglichst umlaufende Innenstege anstelle des ein-



**Bild 8:** Verformungsfigur der ebenen Struktur ohne Verrippung.  
Kombination aus Drehen und Bohren in oberster Position  
(Verschiebungen 1000fach vergrößert)



**Bild 9:** Verformungsfigur der ebenen Struktur ohne Verrippung.  
Kombination aus Bohren und Drehen in unterster Position  
(Verschiebungen 1000fach vergrößert)

seitigen zur Planführungsseite gerichteten verwendet. Mögliche weitere Verbesserung der Steifigkeit an den Planführungen könnten in einer Veränderung der Befestigung dieser Führungen an das Maschinenbett zu suchen sein. Quantitative Untersuchungen hierzu wurden nicht vorgenommen, da alle Verformungen unterhalb von 20 µm liegen und die vorliegende Konstruktion damit ausgezeichnete Steifigkeitseigenschaften aufweist.

4. Ergebnisse der räumlichen Rechnungen

Die Auswertung der räumlichen Rechenläufe bezieht sich auf die Darstellung der vertikalen und horizontalen Verschiebungen der oberen und unteren Planführungsleiste. Die Kräfte wurden jeweils in der Mitte der Durchbrüche eingeleitet.

Prinzipiell können die aus den ebenen Rechnungen gewonnenen Verformungstendenzen bestätigt werden. Die räumlichen Rechnungen liefern darüber hinaus noch Aussagen über die Welligkeit über der Bettlänge, den Einfluß der Bearbeitungskräfte auf die jeweils andere Maschinenseite und die Abhängigkeit der Verformung von der Ausbildung der Durchbrüche. Um Aussagen über die Auswirkung der Maschinenbettverformung auf das Drehergebnis zu machen, müssen die Verschiebungen gemäß Bild 10 auf die Werkzeugschneide umgerechnet werden.

Bild 11 enthält die wichtigsten Ergebnisse. Die Auswertung dieser Daten zeigt, daß alle berechneten Verformungen des Maschinenbettes weit innerhalb zulässiger und für ähnliche Maschinen bekannter Werte liegen. Zum Teil tritt durch die Art der Verformung selbst unter Schruppbedingungen mit höchsten Zerspansungskräften eine Kompensation der Verschiebungen ein, auch die gegenseitige Beeinflussung der Seiten durch einseitige Schruppbearbeitung kann als gering betrachtet werden. Bei der Beurteilung dieser Verformungen ist ferner zu beachten, daß die Vertikalverformung eine Verformung in Längsrichtung der Drehachse darstellt, für die im allgemeinen keine so hohen Genauigkeitsanforderungen gestellt werden wie für Durchmesseränderungen. Bei den Horizontalverformungen handelt es sich um Verformungen in der Bearbeitungsebene, die praktisch keine Auswirkungen auf das Drehergebnis (Durchmesseränderungen) haben. Leistenverformungen, die ein Kippen des Schlittens und damit eine Verformung in Radialrichtung des Drehteiles bewirken, liegen in allen Fällen unter 4 µm.

Die Variationsrechnungen zu der Gestaltung der Durchbrüche ergaben, daß ein durchgehendes Maschinenbett nur eine Verringerung der Verformungswerte um etwa 10 % bewirkt. Der Einfluß dieser Durchbrüche im Vergleich zu einem durchgehend aufgeschraubten Maschinenbett kann daher als vernachlässigbar für das Drehergebnis gesehen werden.

		max. Verformung Bearbeitung auf beiden Spindeln		max. Verformung rechte Seite Bearbeitung auf linker Spindel	
		WH (µm)	WV (µm)	WH (µm)	WV (µm)
Bohren	unterste Wkz-Pos.	- 42,1	34,6	- 17,7	- 14,5
	oberste Wkz-Pos.	9,3	33,8	4,2	14,5
Drehen	unterste Wkz-Pos.	55,3	- 39,6	17,5	- 15,6
	oberste Wkz-Pos.	9,2	29,7	4	13

Bild 11: Berechnete Verformungen aus der räumlichen Struktur

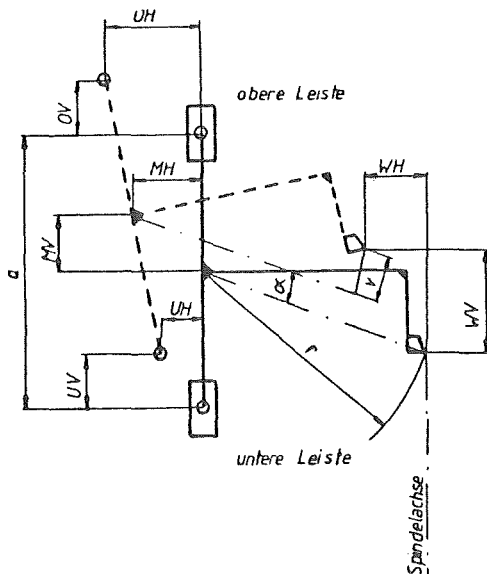


Bild 10: Verschiebungen des Werkzeugpunktes

Schrifttum

- /1/ Dietz, P. Baukastensystematik und methodisches Konstruieren im Werkzeugmaschinenbau. Werkstatt und Betrieb, 116 (1983), Heft 4, Seite 185-189
- /2/ Dietz, P. Gesichtspunkte beim Aufbau eines Fertigungssystems mit Hilfe von Baukastenstrukturen. Werkstatt und Betrieb, 116 (1983), Heft 8, Seite 485-488
- /3/ Dietz, P. Pendelbearbeitung und Baukasten-Maschinensysteme steigern die Produktivität. Industrieanzeiger, 105 (1983), Nr. 17, Seite 42-47

# AUSWERTUNG SPANNUNGSOPTISCHER VERSUCHE MIT DIGITAL-RECHENANLAGEN UNTER ANWENDUNG DES LIEBMANN-VERFAHRENS

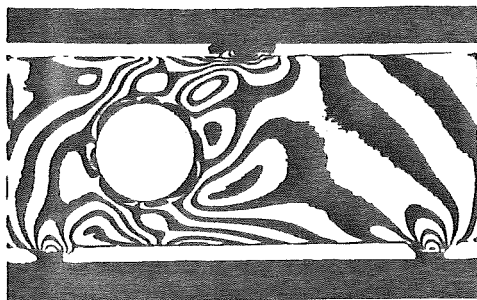
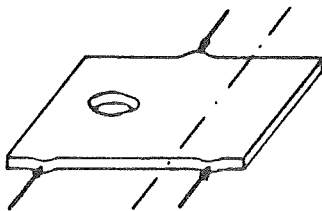
Villmer, F.-J.

Zur Auswertung spannungsoptischer Versuche mit Hilfe einer Rechenanlage wurden mehrere Programme entwickelt, die aus den im Scheibenversuch gemessenen Linien gleicher Hauptspannungsdifferenz, den Isochromaten, und den von einem Programm numerisch ermittelten Linien gleicher Hauptspannungssumme, den Isopachen, eine getrennte Bestimmung der Hauptspannungen  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$  in beliebigen Modellschnitten ermöglichen. Analog ist bei Plattenversuchen eine getrennte Bestimmung der Hauptschnittmomente  $m_1$  und  $m_2$  möglich.

## Grundlagen einer Auswertung nach Liebmann

Bei der rechnerischen Lösung nach Liebmann geht man zunächst von den Verträglichkeitsbedingungen aus. Diese sagen aus, daß der Zusammenhalt eines Körpers durch die Verformung nicht gestört werden darf. Für den Verschiebungswinkel  $\gamma_{xy}$  bei Scheibenversuchen gilt dabei die folgende Beziehung:

$$\frac{\delta^2 \gamma_{xy}}{\delta x \delta y} = \frac{\delta^2 \epsilon_x}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 \epsilon_y}{\delta x^2} \quad (\text{Verträglichkeitsbedingung})$$



Versuch ergibt: Isochromaten

$$\Rightarrow \sigma_1 - \sigma_2$$

Rechner liefert: Isopachen

$$\Rightarrow \sigma_1 + \sigma_2$$

Drückt man die Verformungsgrößen durch die Beanspruchungsgrößen aus, so erhält man folgende Gleichung:

$$\frac{1}{G} \frac{\delta^2 \tau_{xy}}{\delta x \delta y} = \frac{1}{E} \left( \frac{\delta^2 \sigma_x}{\delta y^2} - \nu \frac{\delta^2 \sigma_y}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 \sigma_y}{\delta x^2} - \nu \frac{\delta^2 \sigma_x}{\delta x^2} \right)$$

Mit Hilfe der Gleichgewichtsbedingungen

$$\frac{\delta \sigma_x}{\delta x} + \frac{\delta \tau_{xy}}{\delta y} = 0 \quad \frac{\delta \sigma_y}{\delta y} + \frac{\delta \tau_{xy}}{\delta x} = 0$$

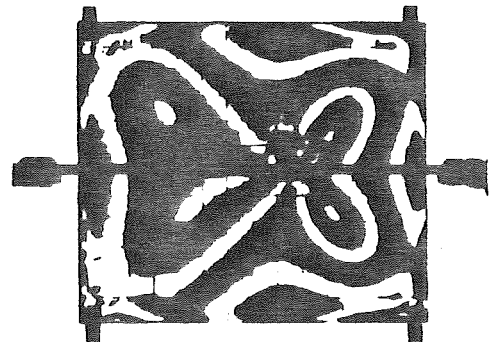
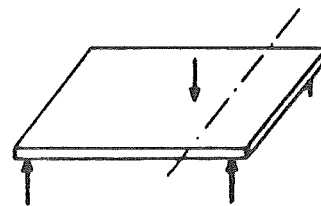
und mit Hilfe der Beziehung zwischen Elastizitäts- und Schubmodul

$$E \frac{1}{2(1+\nu)} = G$$

ergibt sich folgende Beziehung:

$$\left( \frac{\delta^2}{\delta x^2} + \frac{\delta^2}{\delta y^2} \right) (\sigma_x + \sigma_y) = 0 \quad \Delta (\sigma_1 + \sigma_2) = 0$$

Mittels dieser Differentialgleichung kann die Spannungssumme in jedem Punkt einer Scheibe ermittelt



Versuch ergibt: Isochromaten

$$\Rightarrow m_1 - m_2$$

Rechner liefert: Isopachen

$$\Rightarrow m_1 + m_2$$

Bild 1: Scheibenversuch und Plattenversuch

werden. Somit lassen sich  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$  getrennt bestimmen, was auch aus dem Mohr'schen Kreis hervorgeht.

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} + \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \quad \sigma_2 = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} - \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$$

Die Anwendung des Differenzverfahrens zur Lösung der harmonischen Differentialgleichung, die durch die Verträglichkeitsbedingungen gegeben ist, führt auf große lineare Gleichungssysteme, zu deren Lösung i. a. ein erheblicher Aufwand an Rechenzeit und Speicherkapazität erforderlich ist. Ohne besondere Anforderungen an die Betriebsmittel läßt sich dagegen ein iteratives Lösungsverfahren durchführen. Dazu wird zunächst ein quadratisches Gitter über die Scheibe gelegt. Die Gitterknoten sind die Stützpunkte der iterativen Rechnung. Die Rechenvorschrift erhält man durch die Umwandlung der Differentialgleichung in eine Differenzgleichung.

$$\Sigma_0^{(n)} = \frac{\Sigma_1^{(n-1)} + \Sigma_2^{(n-1)} + \Sigma_3^{(n-1)} + \Sigma_4^{(n-1)}}{4}$$

Diese Gleichung gilt für den Fall gleicher Abstände zu den vier Nachbarknoten. Sie wird aber insbesondere in Randnähe nicht immer erfüllt sein. Für den Fall völliger Ungleichheit der Abstände gilt:

$$\Sigma_0^{(n)} = c_1 \Sigma_1^{(n-1)} + c_2 \Sigma_2^{(n-1)} + c_3 \Sigma_3^{(n-1)} + c_4 \Sigma_4^{(n-1)}$$

Die Faktoren  $c_1$  bis  $c_4$  berechnen sich aus den neuen Längenverhältnissen zu den benachbarten Gitterknoten. Die praktische Durchführung der Iteration erfolgt so, daß bei vorgegebenen Randwerten diese Gleichung nacheinander auf jeden Punkt im Scheibeninnern angewandt wird. Dem ersten Durchlauf folgen weitere, solange bis die Änderungen der Funktionswerte unterhalb eines von der geforderten Genauigkeit abhängigen Wertes liegen. Die Konvergenz des Verfahrens ist unabhängig von den Startwerten, die daher vor Rechnungsbeginn zu Null gesetzt werden.

Der spannungsoptische Plattenversuch liefert demgegenüber aus den Isochromaten die Differenz der Hauptschnittmomente. Der iterative Ansatz entspricht dem der Scheibenversuche. Für Bereiche mit äußeren Lasten kann für die Rechnung eine statisch äquivalente Flächenlast  $p = F/A$  angesetzt werden, deren Wirkfläche klein gegen die Abmessungen der Platte sein muß. Entsprechend dem Saint-Venant'schen Ansatz sind verfälschende Auswirkungen dieses Ansatzes auf die nächste Umgebung der Lasteinleitungsstelle beschränkt. Es gilt dann für Bereiche mit äußeren Lasten:

$$\Sigma_0^{(n)} = \frac{\Sigma_1^{(n-1)} + \Sigma_2^{(n-1)} + \Sigma_3^{(n-1)} + \Sigma_4^{(n-1)}}{4} + \frac{l}{4} p$$

$l$  kennzeichnet dabei die Kantenlänge eines Quadrates im Platteninnern.

HAUPTPROGRAMM PLATE

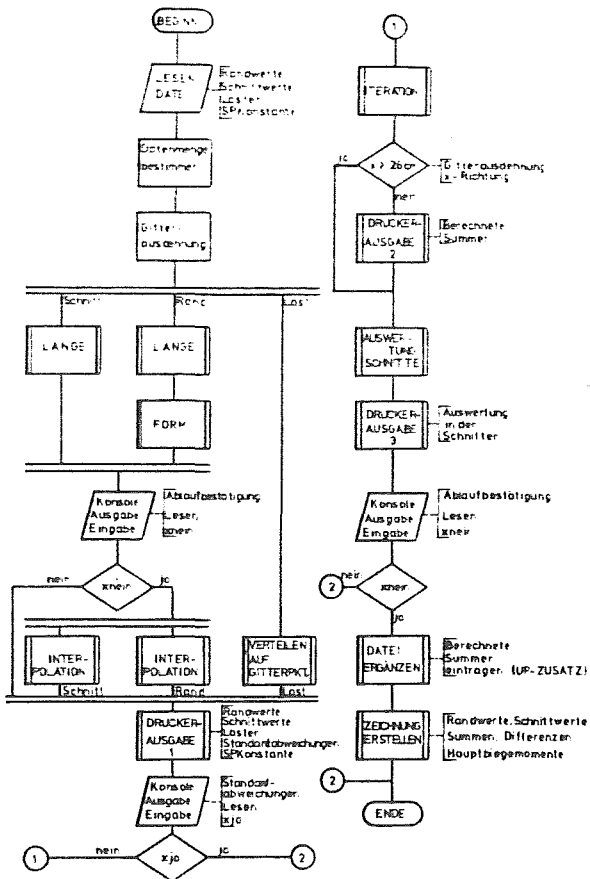


Bild 2: Flußdiagramm zum Hauptprogramm PLATE (links)

HAUPTPROGRAMM DISK

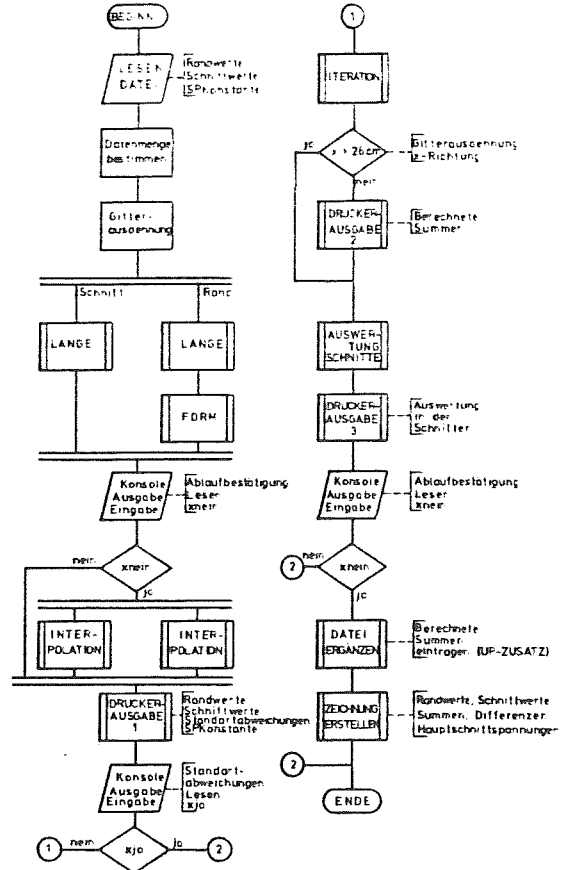


Bild 3: Flußdiagramm zum Hauptprogramm DISK (rechts)

Programmbeschreibung

Zur Auswertung spannungsoptischer Versuche mittels einer Rechenanlage wurden die Programme DISK und PLATE entwickelt. DISK dient der Auswertung von Scheibenversuchen, PLATE zur Auswertung von Plattenversuchen. DISK berechnet aus den im Versuch ermittelten Randwerten, PLATE zusätzlich aus den eingegebenen Lasten die Größe und den Verlauf der Isopachen im Modellinnern unter Berücksichtigung der Modellgeometrie. Danach erfolgt eine Auswertung im Modellschnitt zur Trennung der Hauptspannungen bzw. Hauptschnittmomente. Die Rechengenauigkeit entspricht der Genauigkeit der eingegebenen Werte. Die Eingabe erfolgt aus Gründen der Übersichtlichkeit und der einfachen Handhabung mit Hilfe einer Eingabedatei, in der alle für die Rechnung notwendigen Daten übersichtlich geordnet und korrigierbar aufgeführt sind. Eine ausführliche Ausgabe auf dem Drucker, der Konsole und dem Plotter ermöglicht eine einfache Kontrolle der im Versuch gemessenen Werte, der Zwischenergebnisse und der Endergebnisse der Auswertung im Schnitt. Zur Bestimmung der Abbruchgrenze der Iteration wurde zusätzlich ein Programm entwickelt, das anhand eines Extremfalles eine sinnvolle Abbruchschranke im Rahmen der Eingabegenauigkeit bestimmt.

Das Programm PLATE beginnt mit dem Einlesen der Werte aus der Eingabedatei, in der die Versuchsergebnisse enthalten sind. Aufgrund dieser Daten werden vom Programm dann die Eingabemaxima und die Gitteraus-

dehnungen festgestellt, es folgen Unterprogrammaufrufe. Eine Kontrolle und Steuerung des Programmablaufs erfolgt über die Konsole. Nach der Berechnung der Standardabweichungen, der Randwerte und der Werte im Schnitt werden diese zunächst auf der Konsole ausgegeben. Der Operatorlauf ist dialogfähig, Kontrollereignisse werden auf dem Bildschirm angezeigt. Fehler bei der Konsoleingabe führen über ERROR-Anweisungen zu einem sinnvollen Programmweiterlauf.

Die eigentliche Iteration wird in einem Unterprogramm vorgenommen: Die Ausgangswerte der Iteration werden zunächst nach Art der Werte über DO-Schleifen auf mehrere Gitter verteilt. Die Iteration verläuft mittels zweier Schleifen in x- und in y-Richtung. Es werden nur Punkte iteriert, die tatsächlich im Modellinnern liegen. Befindet sich der Rand der Platte zwischen zwei Gitterpunkten, stellt das Programm die Lage des Randes zum iterierten Punkt fest. Weiterhin unterscheidet das Programm zwischen normalen Gitterpunkten, belasteten Gitterpunkten, Randgitterpunkten, angenäherten Randgitterpunkten und belasteten, angenäherten Randgitterpunkten. Das Programm vergleicht den Ausgangswert des iterierten Punktes mit dem Endwert nach der Iteration und stellt die maximale Abweichung fest, die bei dem aktuellen Schleifendurchlauf erreicht wird. Die Iteration wird solange wiederholt, bis die maximale Abweichung einen vorgegebenen Grenzwert unterschreitet, der in einem Zusatzprogramm bestimmt wird, bei dem ein Gitter maximaler Ausmaße und extrem hoher Randwerte iteriert wird. In Bild 5 wird die Abbruchgrenze nach 363 Schritten erreicht. Für die Durchführung der Rechnungen ist eine einfache Rechengenauigkeit von REAL\*4 hinreichend. Die Rechenzeit zur Durchführung der Iteration liegt auf einer TR440-Rechenanlage bei höchstens 60 s, so daß Dialogbetrieb möglich ist. Im Unterprogramm zur Auswertung der Schnitte werden die Einzelwerte aus den Differenz- und den Summenwerten bestimmt. Falls die gewählten Schnitte nicht auf Gitterpunkten liegen, werden vom Programm die entsprechenden Summenwerte durch Interpolation bestimmt. Der Ablauf in DISK ist prinzipiell genauso. Jedoch entfallen alle auf Lasten bezogenen Daten.

Zusammenfassung

Das dargestellte Verfahren stellt einen praktikablen Weg zur Auswertung spannungsoptischer Versuche dar. Es eignet sich gut zur Programmierung auf digitalen Rechenanlagen, ist dabei sparsam im Verbrauch von Betriebsmitteln und durch dialoggeführten Operatorlauf einfach und sicher in der Handhabung. Eine Weiterentwicklung in Hinblick auf eine digitale Bilddatenerfassung erscheint möglich.

Schrifttum

- /1/ Kuske, A. Einführung in die Spannungsoptik Stuttgart 1959
- /2/ Kuske, A. Separation of principal stresses in photoelasticity by means of computer Strain 1979

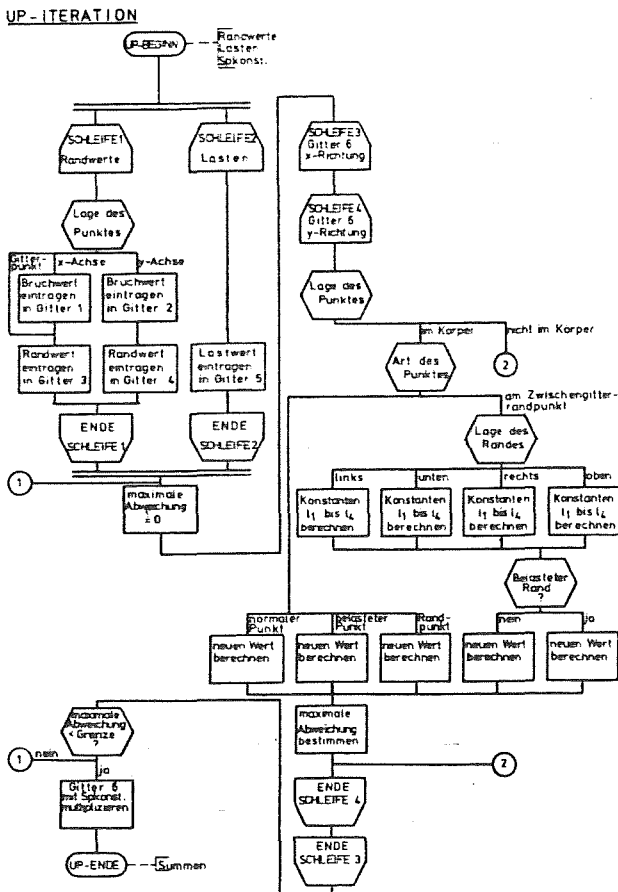


Bild 4: Flußdiagramm zum Unterprogramm ITERATION



ITERATION, EXTREMFALL

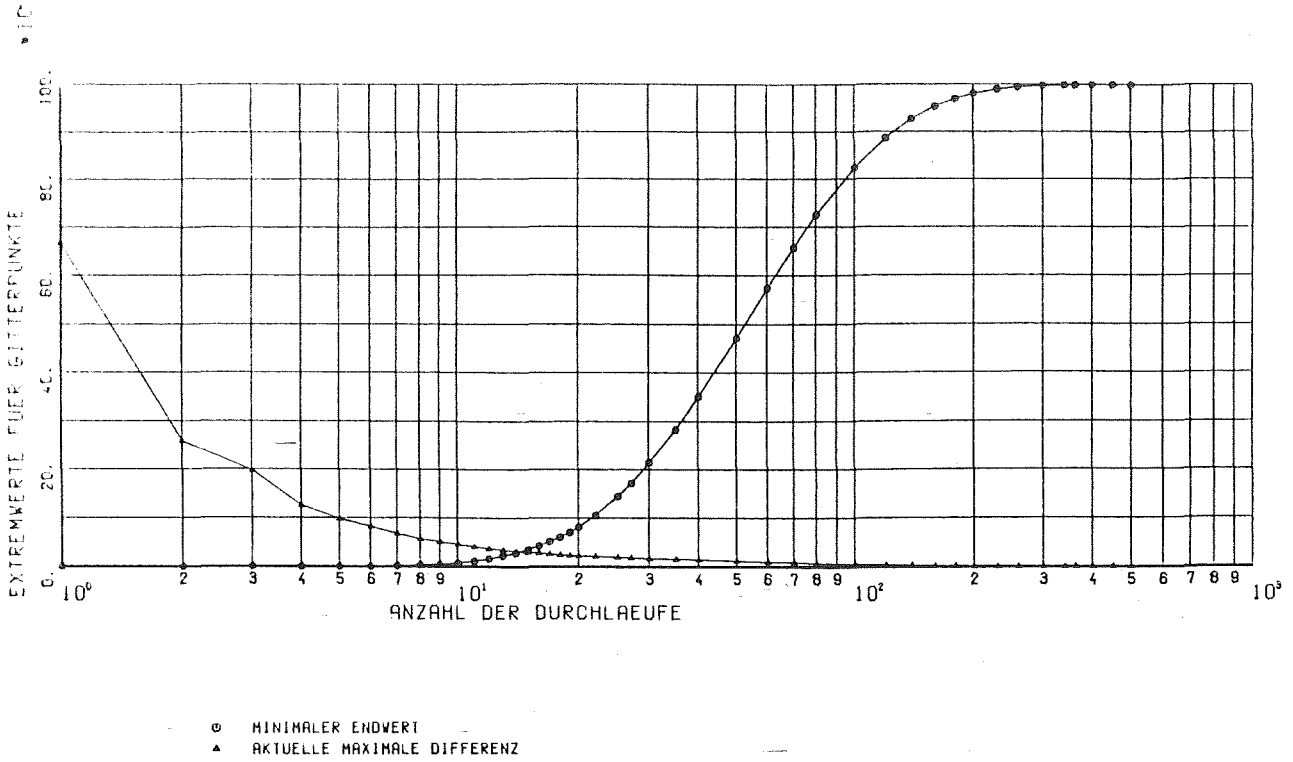


Bild 5: Konvergenz der Iteration bei einem Extremfall

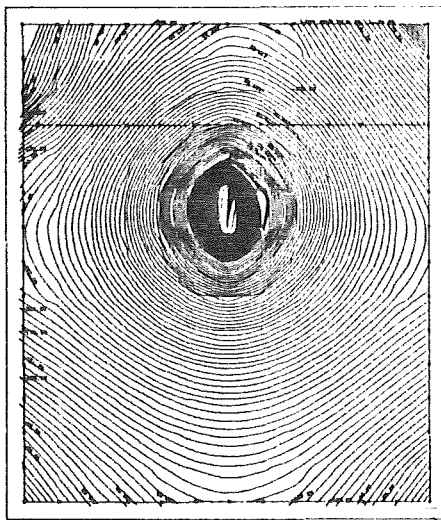


Bild 7: Linien gleicher Summen (Isopachen)

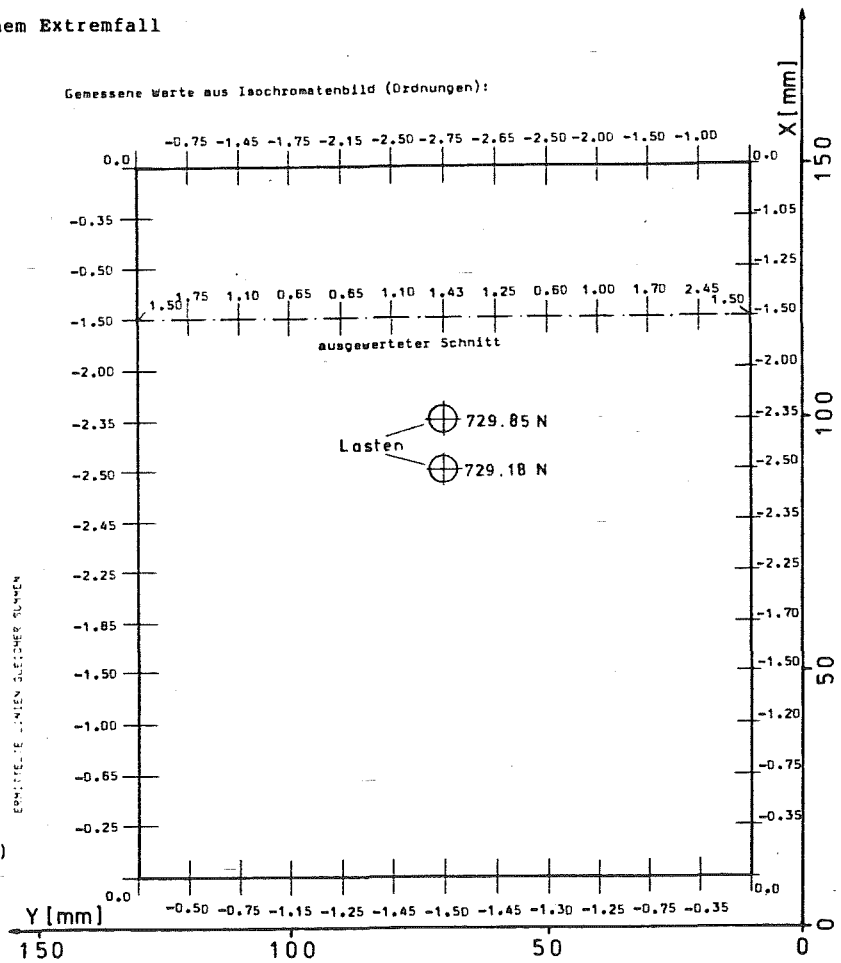


Bild 6: Randwerte und Schnittlage der untersuchten Platte

HAUPTSCHNITTMOMENTE IM PLATTENVERSUCH

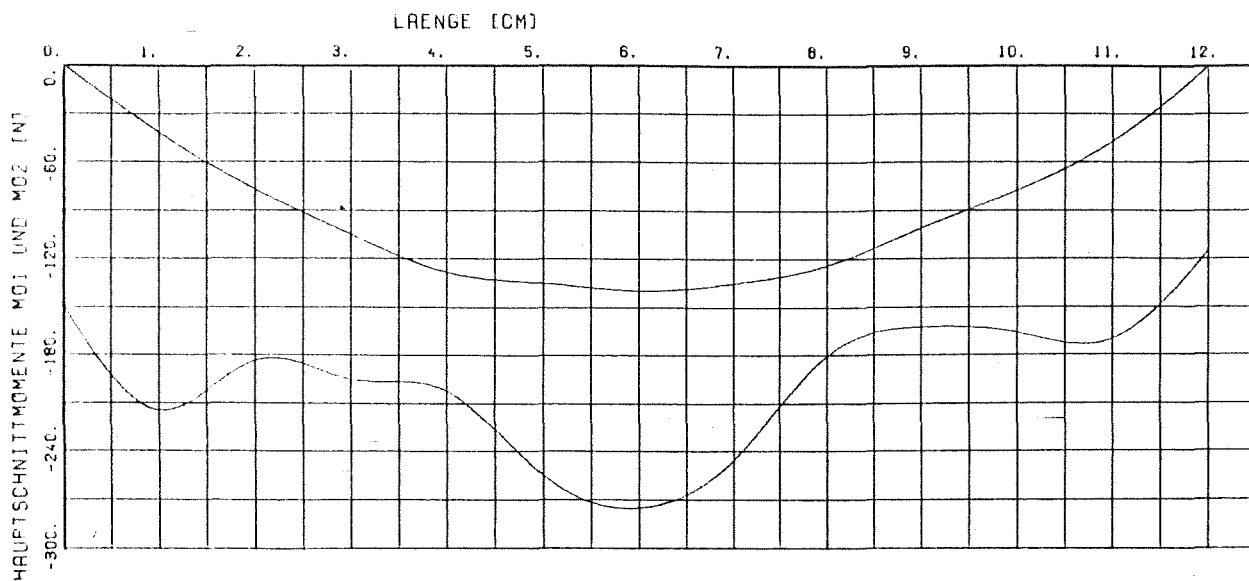


Bild 8: Darstellung der Hauptschnittmomente über dem Schnitt

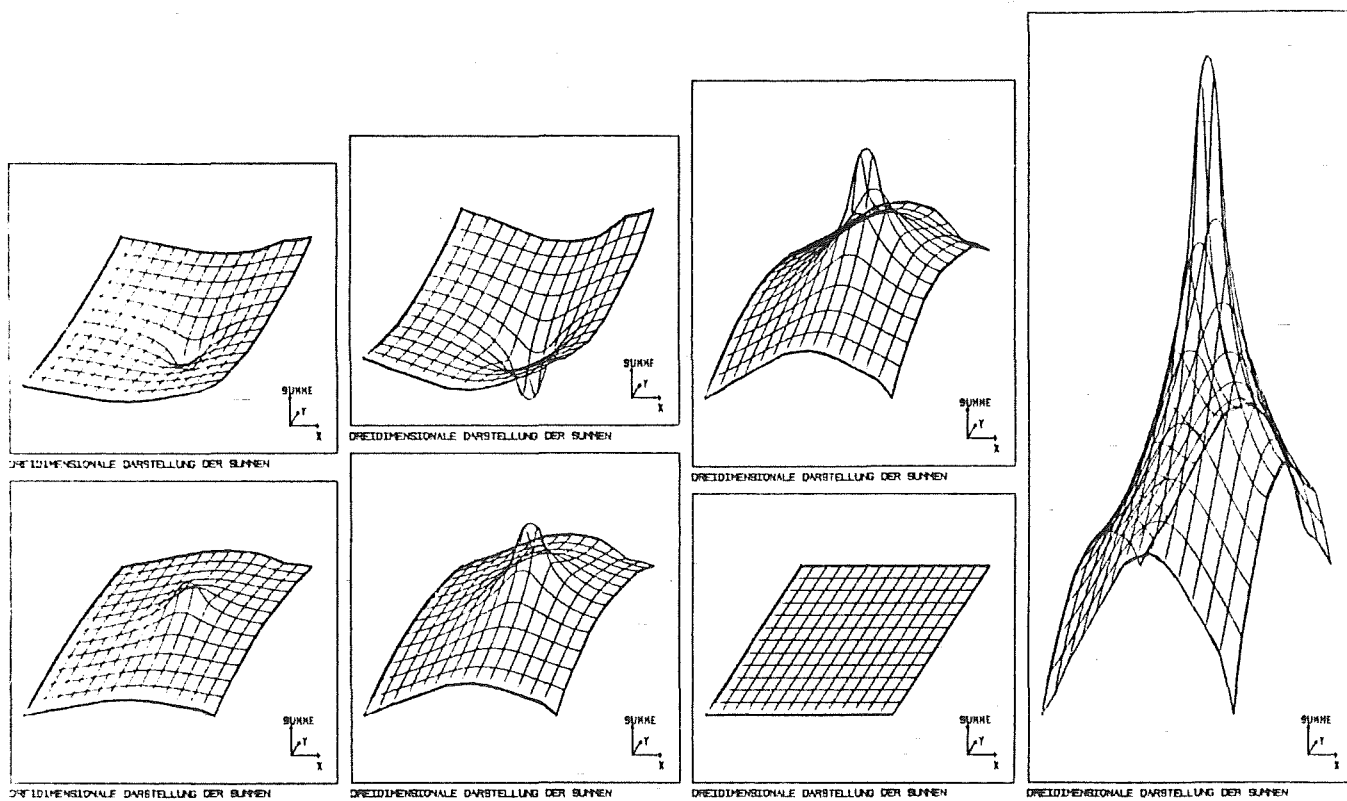


Bild 9: 3-D-Darstellung der Summen (Isopachen)

# FORMOPTIMIERUNG MIT HILFE DER SPANNUNGSOPTIK AM BEISPIEL EINES SPERRGELENKS UND EINER DOPPELKOPF-ABWICKELHASPEL

Weber, H.-J.

## 1. Einleitung

Mit Hilfe der Spannungsoptik ist es möglich, auch bei komplexer Beanspruchung die Spannungsverteilung innerhalb eines Bauteils zu ermitteln und so Optimierungen an Stellen mit kritischer Spannungskonzentration durchzuführen. Die Vorgehensweise bei solchen Problemen wird im folgenden anhand der Untersuchungen an der Falle einer Doppelkopf-Abwickelhaspel und an einem Sperrgelenk demonstriert. (Bild 1)

lage zum Veredeln von Warmband-Bleichen. Die zu verarbeitenden Coils haben einen Innendurchmesser von 660 bis 810 mm, eine Breite von 680 bis 1 550 mm, ein maximales Gewicht von 300 kN und eine maximale Temperatur von ca. 250°C.

Während des Abwickelvorgangs treten z. T. große Stöße auf, die zum einen auf nachrutschende Windungen und zum anderen auf große Unwuchten bei exzentrisch gewickelten Coils zurückzuführen sind. Der hierdurch

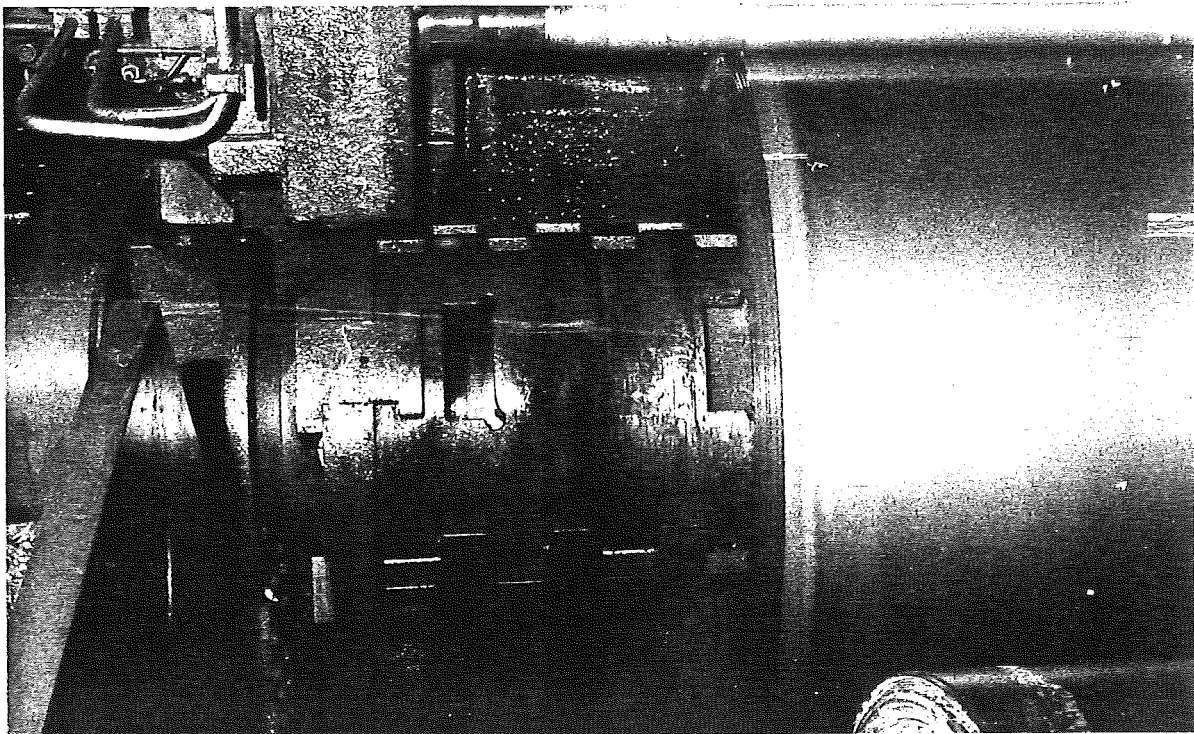


Bild 1: Doppelkopf-Abwickelhaspel

## 2. Untersuchung der Falle einer Doppelkopf-Abwickelhaspel

### 2.1 Problemstellung

An einer Doppelkopf-Abwickelhaspel (Bild 1) traten nach längerem Betriebseinsatz Risse an den Haspelfallen auf, die zu zeit- und kostenintensiven Reparaturarbeiten führten (Bild 2). Mit einer spannungsoptischen Untersuchung sollte zunächst der Beanspruchungszustand an den kritischen Stellen ermittelt werden. Ausgehend von diesem Istzustand sollte dann eine Optimierung hinsichtlich der Gestaltfestigkeit der kritischen Bereiche erfolgen.

### 2.2 Analyse der Belastung

#### 2.2.1 Beanspruchung im Betrieb

Die Doppelkopf-Abwickelhaspel ist Teil einer Beizan-

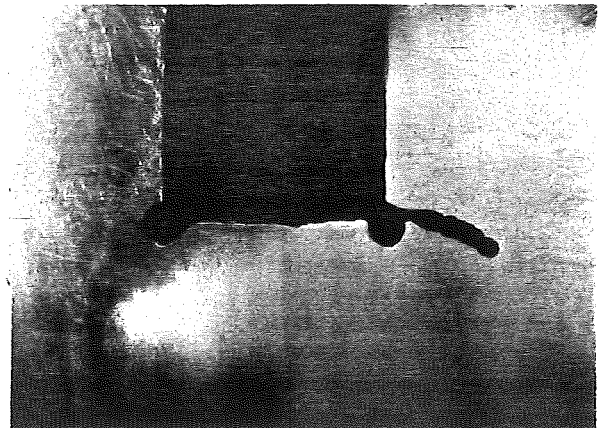


Bild 2: Rißverlauf an der Haspelfallenoberfläche im Bereich des Fensters

bedingte Verschleiß in den Führungen der Haspelfallen führt auch zu deutlichen Spielvergrößerungen, die die dynamischen Eigenschaften des gesamten Haspelkopfes weiter verschlechtern.

2.2.2 Mechanische Ersatzmodelle

Genauere Analysen der konstruktiven Gestaltung und der im vorigen Abschnitt festgestellten Betriebszustände führten zu der Erkenntnis, daß es sich bei der zu untersuchenden Haspelfalle um ein statisch unbestimmt belastetes Bauteil mit Mehrfachpassungen und hohen dynamischen Beanspruchungen handelt. Bild 3 soll diese Problematik verdeutlichen, wobei bewußt aus Gründen der Vereinfachung auf eine nähere Bezeichnung der Reaktionsmomente verzichtet wurde.

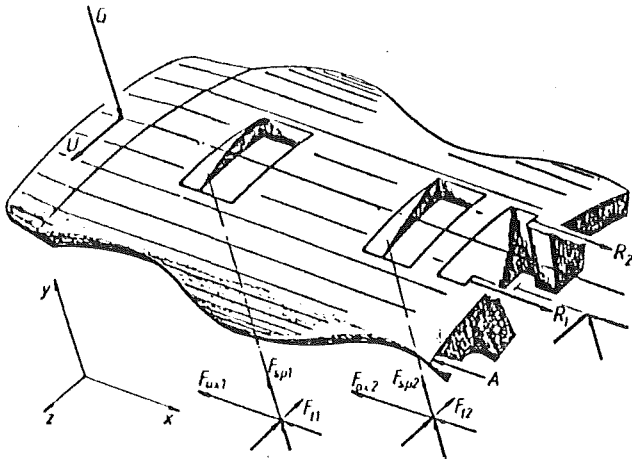


Bild 3: Mechanisches Ersatzmodell zur Belastung der Haspelfalle

Nach Bild 3 ergeben sich folgende Belastungen:

- a) durch die Axialkräfte  $F_{ax1}$  und  $F_{ax2}$  und die Reaktionskräfte  $R_1$  und  $R_2$  wird in der Hauptsache eine Beanspruchung der hinteren radialen Führung verursacht,
- b) durch das Coilgewicht  $G$  und die Spreizkräfte  $F_{sp1}$  und  $F_{sp2}$  der Schiebekeile wird die Schale verwölbt,
- c) durch die Umfangskraft  $U$  entsteht eine weitere Belastung für die radiale Führung bei gleichzeitiger Schalenverwölbung.

Durch die Schiebekeile und die radiale Führung können wegen der konstruktiven Ausführung auch Momente aufgenommen werden. Deren Einfluß wird beim spannungsoptischen Versuch nach dem räumlichen Einfrierverfahren automatisch berücksichtigt werden, da das Modell entsprechend den Modellgesetzen durch äußere Kräfte belastet wird.

2.2.3 Modellbelastungen

Als statische Kräfte treten an der Originalausführung maximal auf:

- die Axialkraft  $F_{ax} = F_{ax1} + F_{ax2} = 180 \text{ kN}$  pro Haspelkopf
- die Gewichtskraft  $2 \cdot g_H = 300 \text{ kN}$  des größten Coils
- Bandzugkraft  $U_H = 25 \text{ kN}$ .

Für den ungünstigsten Belastungsfall wurden folgende Annahmen getroffen:

1. Die Axialkraft wirkt beim Aufliegen des Coils auf der Haspel nicht auf drei Haspelfallen verteilt, sondern maximal auf eine Falle.
2. Das schwerste Coil wird mittig auf den Spitzen gefahren, so daß auf jeden Haspelkopf und im Extremfall auf nur eine Falle die halbe Gewichtskraft wirkt.
3. Die Bandzugkraft muß von einem Haspelkopf allein aufgebracht werden.

Bei der Belastung des räumlichen Modells ( $M = 1 : 2,5$ ) ist die Festigkeitsgrenze des Modellmaterials zu berücksichtigen. Bei Einhaltung des Verhältnisses der Kräfte untereinander ergeben sich dann folgende Werte für die Belastung:

- $F_{axM} = 180 \text{ N}$
- $G_M = 150 \text{ N}$
- $U_M = 25 \text{ N}$

2.3 Vorversuch zur Feststellung des Istzustandes

Für die Durchführung des Vorversuches wurde eine Haspelfalle (Bild 4) und die Schiebekeilvorrichtung aus dem Modellwerkstoff Lekutherm X30S im Maßstab  $1 : 2,5$  hergestellt, den Zusammenbau der Teile zeigt Bild 5.

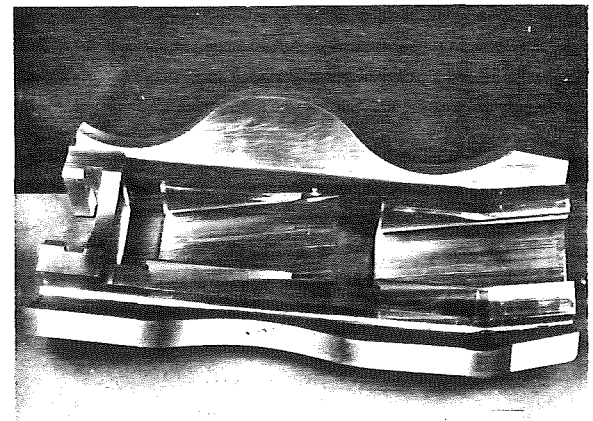
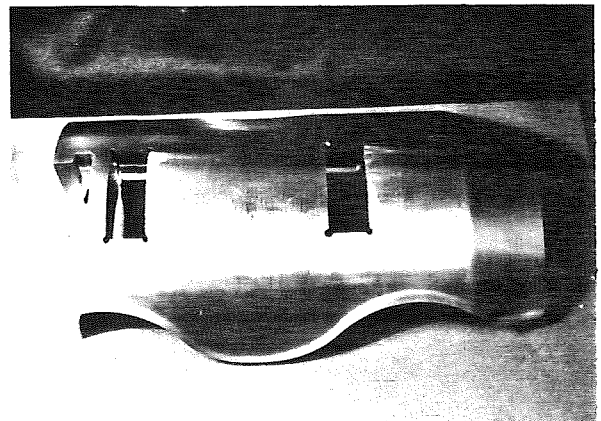
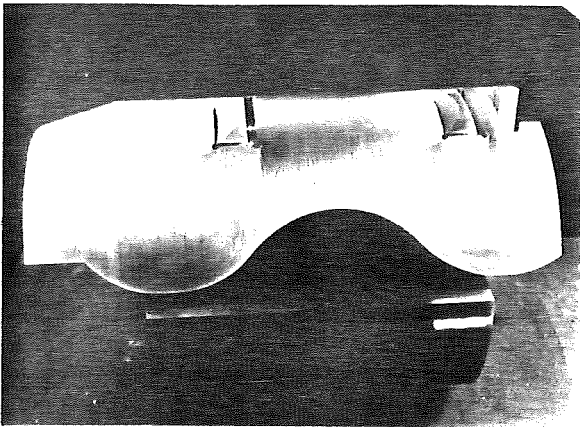
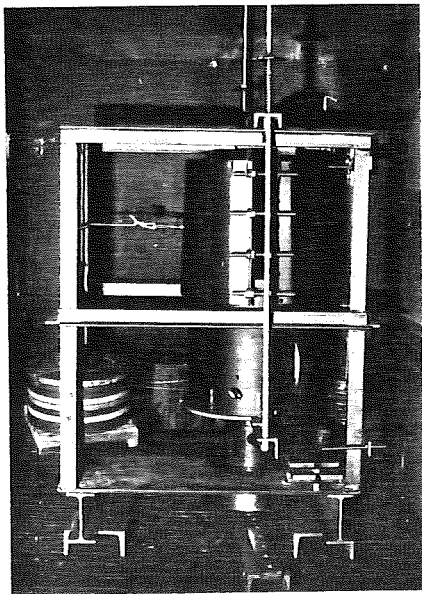


Bild 4: Modell einer Haspelfalle aus Lekutherm

In einer eigens konstruierten Belastungsvorrichtung wurde das Modell im Wärmeofen mit den o. a. Kräften belastet und auf  $140^\circ\text{C}$  erhitzt (Bild 6). Das Modell-



**Bild 5:** Haspelfalle und Schiebekeilträger im Modell



**Bild 6:** Belastetes Gesamtmodell im Wärmeofen

material wird dabei elastisch weich, verformt sich, und beim Abkühlen auf Raumtemperatur bleibt der durch die Verformung entstehende Spannungszustand erhalten.

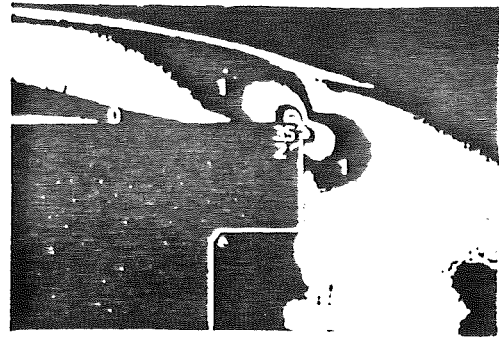
**2.4 Auswertung des Vorversuches**

Die Auswertung der Isochromatenaufnahmen des Einfrierversuches bestätigen die in Abschnitt 3.2 getroffenen Annahmen über die an der Haspelfalle angreifende Belastung.

Als höchstbeanspruchte Stelle des Bauteiles konnte die obere Kerbe in der Schiebekeilführung ermittelt werden (Bild 7). Diese Stelle ist auch der Ausgangspunkt der in den Fällen auftretenden Risse.

**2.5 Ebene Modellversuche zur Bauteiloptimierung**

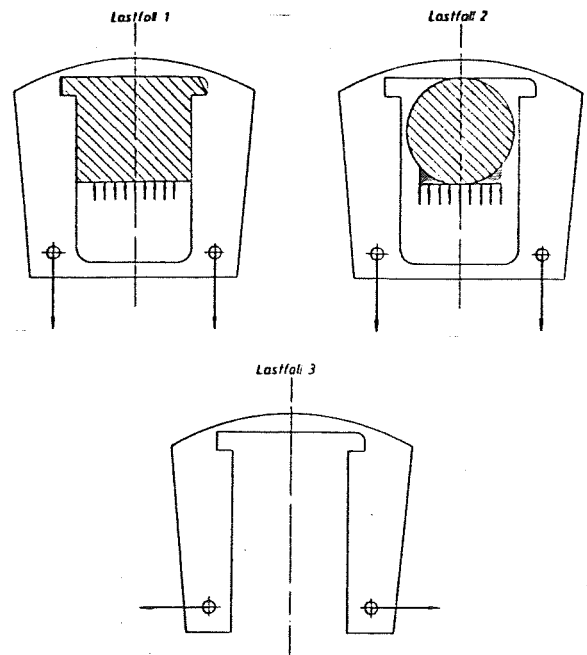
Ausgehend von dem im Vorversuch ermittelten Istzustand der Belastung wurde versucht, die Beanspruchung in einem zweidimensionalen Modell nachzubilden und



**Bild 7:** Isochromatenbild der Schiebekeilführung

durch Formvariation eine Beanspruchungsverminderung zu erreichen.

Da im ebenen Modell nicht alle in der Hauptausführung auftretenden Belastungen auf einmal nachgebildet werden konnten, wurden hierbei drei Belastungsfälle untersucht. Das gewählte ebene Modell und die Belastungsfälle zeigt Bild 8.



**Bild 8:** Prinzipskizzen der Belastungsfälle der ebenen Modelluntersuchungen

Die Isochromatenaufnahmen (Bild 9) zeigen zum Vergleich die bestehende Nutgeometrie (a) und drei Varianten (b, c, d). Die Auswertung zeigt, daß alle neuen Geometrien überlegen sind. Am besten schnitten die beiden Ellipsenausrundungen c und d ab. Da Ausführung c) bei Lastfall 1 die gewünschte Lösung darstellt, wurde sie als Lösungsvorschlag ausgewählt.

**2.6 Einfrierversuch zum Nachweis der Optimierung**

Nach der erfolgten Optimierung an ebenen Modellen wurde ein weiterer Einfrierversuch durchgeführt, um die veränderte Nutgeometrie auch bei dreidimensionaler Belastung beurteilen zu können.

Es wurde hierzu ein weiteres räumliches Modell der Haspelfalle angefertigt und analog Abschnitt 3.3 belastet.

Wie die Auswertung zeigt, konnte mit der optimierten Nutform an der höchstbelasteten Stelle eine Spannungsverminderung von ca. 40 % erzielt werden (Bild 7, 10).

### 3. Untersuchung eines Sperrgelenks

#### 3.1 Aufgabenstellung

An einem Sperrgelenk sollten die im Übergangsbereich des Anschlußzapfens auftretenden Spannungen unter dem Einfluß einer räumlich wirkenden Kraft untersucht werden. Bild 11 zeigt schematisch den belasteten Teil des

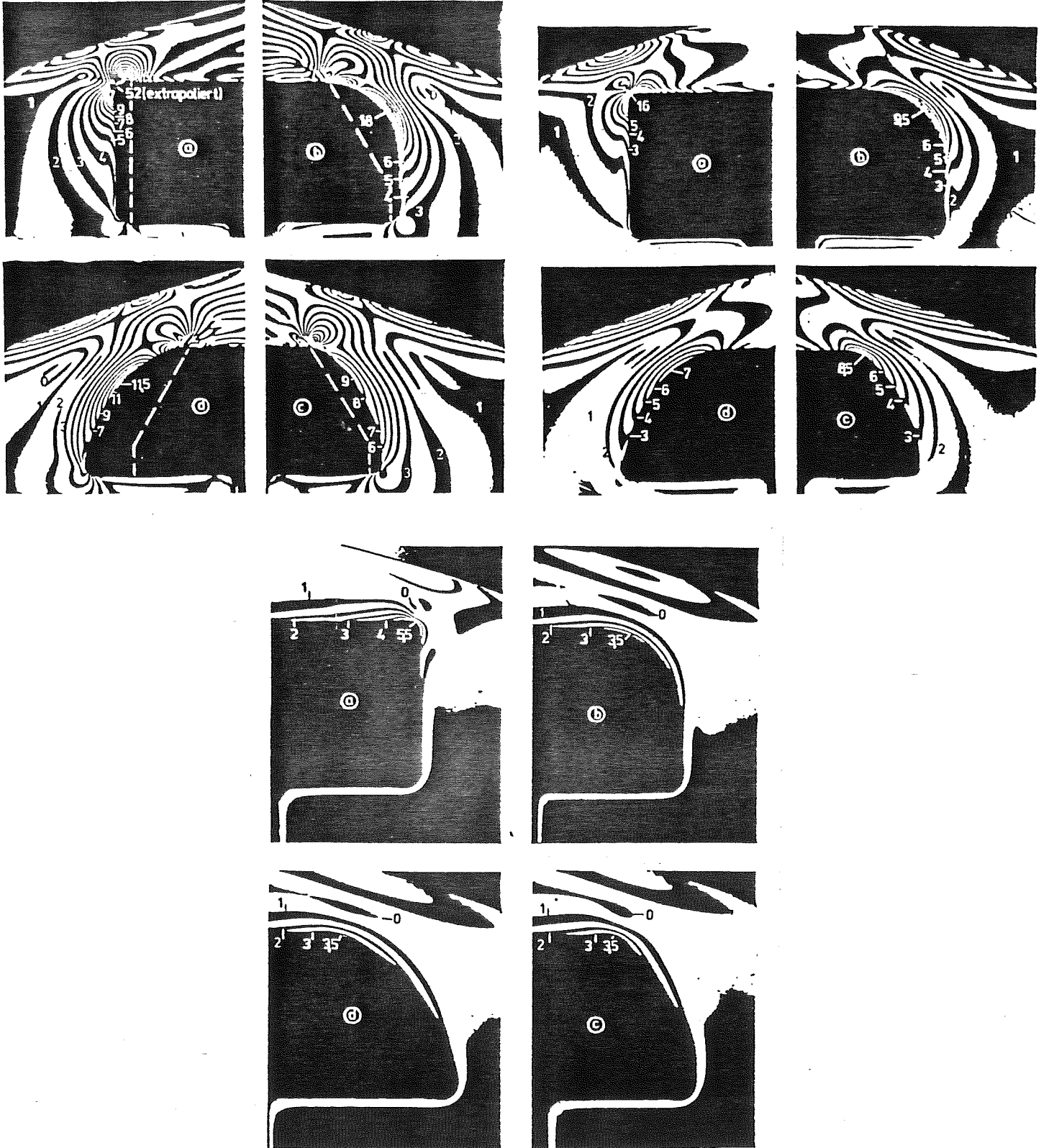


Bild 9: Isochromatenbilder der untersuchten Nutgeometrien (ebene Modelle, Lastfälle gemäß Bild 8)



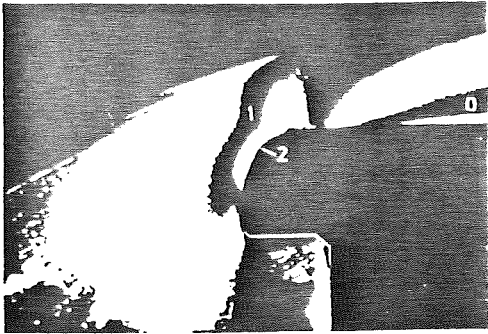


Bild 10: Isochromatenbild der verbesserten Nutgeometrie (Einfrierversuch)

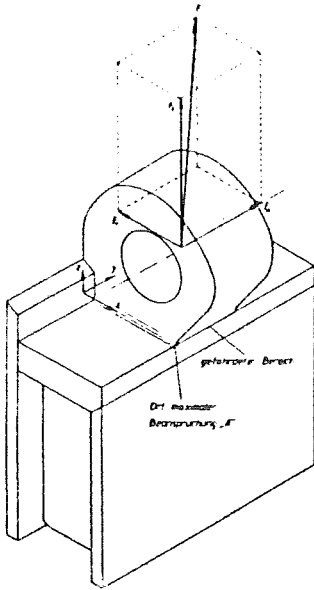


Bild 11: Belasteter Teil des Sperrgelenks mit eingetragenen Lastkomponenten

Sperrgelenks mit Eintragung der Lastkomponenten und Angaben über den gefährdeten Querschnittsbereich.

Als Grundlage für die konstruktive Gestaltung bei der Weiterentwicklung von Sperrgelenken war zunächst der Istzustand der Werkstoffbeanspruchung im gefährdeten Bereich zu bestimmen. Ausgehend von diesen Ergebnissen sollte dann ein Vorschlag zur Gestaltoptimierung erarbeitet werden.

### 3.2 Ermittlung des Istzustandes

Auch bei dieser Aufgabe wurde zur Feststellung des Istzustandes ein räumlicher spannungsoptischer Versuch durchgeführt.

Das hierzu verwendete Modell des Sperrgelenks aus Le-kathern X30S im Maßstab 1:2 zeigt Bild 12.

Die Versuchsdurchführung erfolgte im Wärmeofen wie auch in Abschnitt 2.4 beschrieben.

Die im Original auftretenden Kräfte von

$$F_V = 890 \text{ kN},$$

$$F_H = 1107 \text{ kN} \text{ und}$$

$$F_2 = 1861 \text{ kN}$$

wurden unter Berücksichtigung der Modell-Grenzspannungen in die Modelllasten

$$F_{VM} = 57 \text{ kN}$$

$$F_{HM} = 71 \text{ N}$$

$$F_{2M} = 120 \text{ N}$$

umgerechnet, wobei das Verhältnis der Originalkräfte zueinander auch bei den Modellkräften eingehalten wurde.

In Bild 13 sind die dem Modell entnommenen Auswerteschnitte eingezeichnet. Die Auswertung bestätigt (Bild 14), daß die höchstbeanspruchte Stelle des Sperrgelenks im Punkt A (Bild 11) liegt. Mit Hilfe der Ähnlichkeitsgesetze läßt sich hier für die Hauptausführung eine Zugspannung von  $877 \text{ N/mm}^2$  ermitteln.

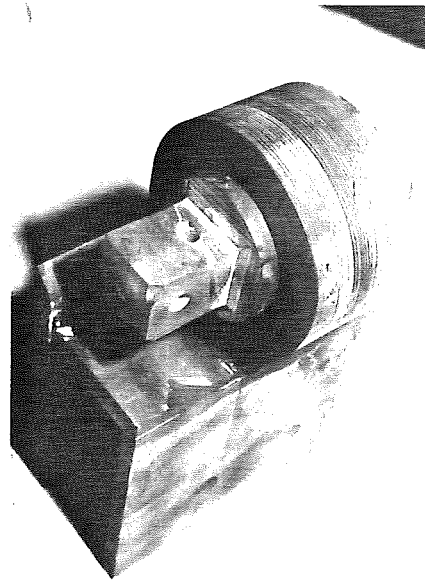


Bild 12: Spannungsoptisches Modell für räumlichen Versuch nach Erstarrungsverfahren

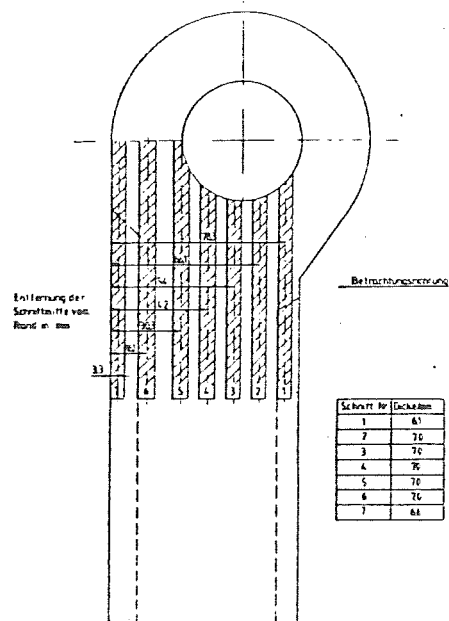
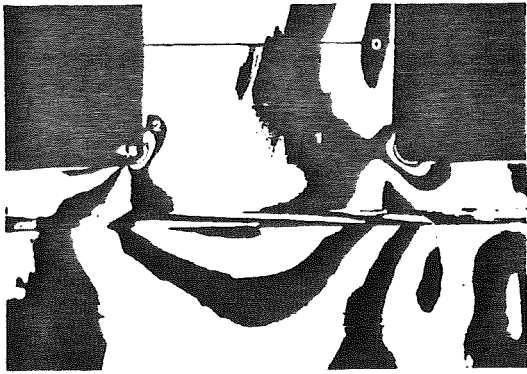


Bild 13: Lage der entnommenen Schnitte

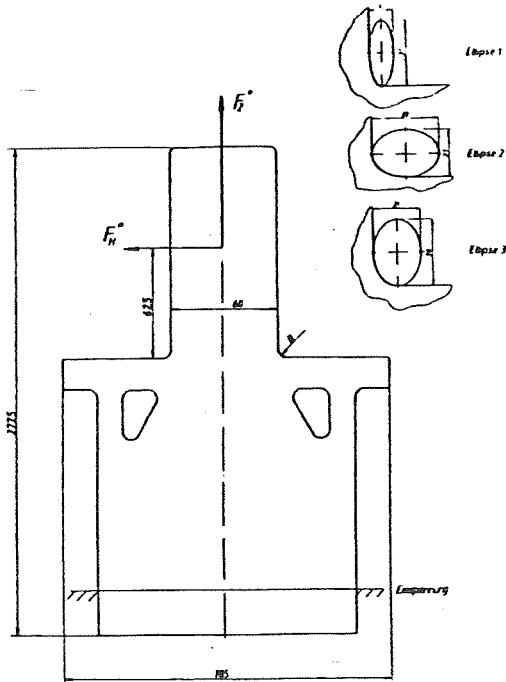


**Bild 14:** Dunkelfeldaufnahme Schnitt 1 räumliches Modell

3.3 Optimierung der Kerngeometrie

An die Ermittlung des Beanspruchungszustandes schloß sich eine Formoptimierung der höchstbeanspruchten Stelle mit Hilfe ebener spannungsoptischer Versuche an.

Hierzu wurden ebene, vereinfachte Modelle gemäß Bild 15



**Bild 15:** Aufbau der ebenen spannungsoptischen Modelle

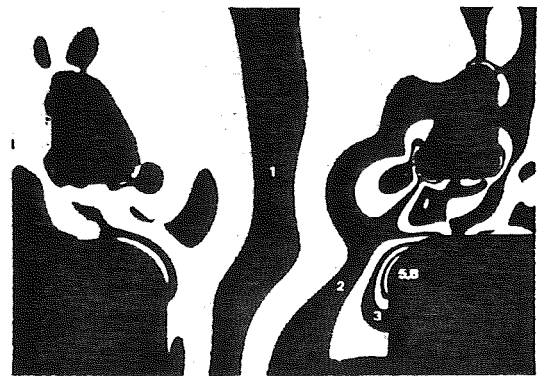


**Bild 16:** Dunkelfeldaufnahme ebenes Modell (R5), Belastung durch  $F_Z^* + F_H^*$

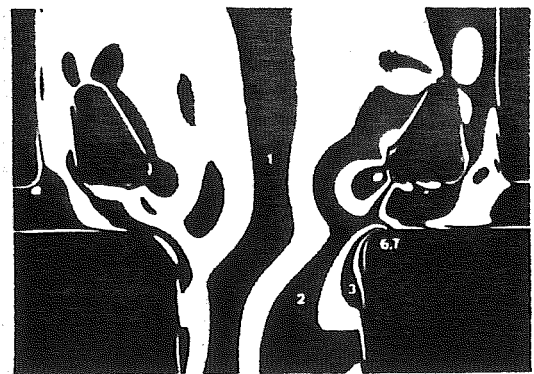
mit Variation des Übergangs "R" angefertigt. Die Bilder 16 bis 21 zeigen die Isochromatenaufnahmen der entsprechenden Belastungsversuche, wobei R5 dem Istzustand entspricht. Mit dieser einfachen Formvariation konnte eine Belastungsverminderung um über 25 % erzielt werden.



**Bild 17:** Dunkelfeldaufnahme ebenes Modell (R10), Belastung durch  $(F_Z^* + F_H^*)$



**Bild 18:** Dunkelfeldaufnahme ebenes Modell (R15), Belastung durch  $(F_Z^* + F_H^*)$



**Bild 19:** Dunkelfeldaufnahme ebenes Modell (Ellipse 1), Belastung durch  $(F_Z^* + F_H^*)$





Bild 20: Dunkelfeldaufnahme ebenes Modell (Ellipse 3),  
belastet durch  $(F_Z^* + F_H^*)$



Bild 21: Dunkelfeldaufnahme ebenes Modell (Ellipse 2),  
belastet durch  $(F_Z^* + F_H^*)$

#### 4. Schlußbetrachtung

Die angeführten Beispiele zeigen, daß auch komplizierte Bauteile unter komplexer Belastung mit Hilfe der räumlichen und ebenen Spannungsoptik mit relativ geringem Aufwand untersucht und einer Optimierung zugänglich gemacht werden können. Die Spannungsoptik ist gerade heute, beim Streben nach leichteren, besser ausgenutzten Konstruktionen, ein sehr gutes und einfach zu handhabendes Werkzeug zur Untersuchung kritischer Bauteilgeometrien.

# DAS GEWINDEPROFIL UND SEIN EINFLUSS AUF DIE DAUERHALTBARKEIT VON SCHRAUBEN - EINE ÜBERSICHT ZUM TECHNISCHEN STAND

Blechs Schmidt, J.

## 1. Einleitung

Die Schraube ist als eines der ältesten Maschinenelemente und als Massenartikel frühzeitig genormt worden. Trotz dieser für Geometrie und Werkstoffwahl wichtigen Festlegung ist sie aber stets ein Objekt der Forschung gewesen. Bei der Umstellung der älteren Witworth-Gewinde auf metrisches DIN- und später ISO-Normgewinde sind dem damaligen Stand der Technik entsprechende Verbesserungen eingeflossen, die auch heute noch Gültigkeit haben. Trotzdem ist dieses hochentwickelte Verbindungselement, das aufgrund seines Aufbaus die Verbindungsfunktion sowohl reib- als auch formschlüssig erfüllt, infolge seiner hochgradig gekerbten Gestalt und der Komplexität der Lasteinleitungsvorgänge in Gewindegängen vom Standpunkt einer kraftflußgerechten Gestaltung her nicht optimal. Derzeitige Forschungsvorhaben werden meist mit gezielter Aufgabenstellung für Sonderbauarten von Schrauben durchgeführt, deren Einsatzgebiete bei Luft- und Raumfahrt, in der Reaktortechnik und der allgemeinen Sicherheitstechnik liegen.

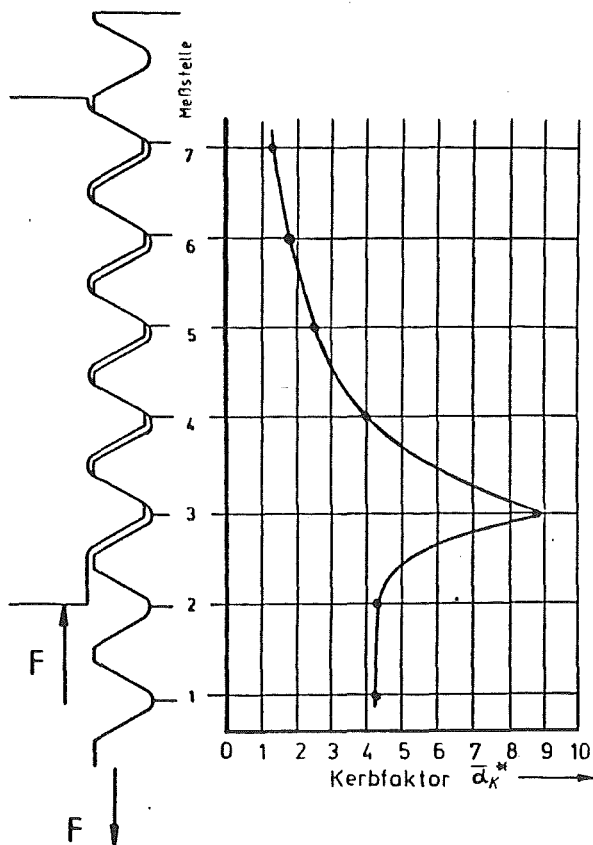


Bild 1: Lastverteilung in einem 60°-Gewinde nach /7/

## 2. Gewindevverhalten und Lastverteilung

Gewinde können geometrisch vereinfacht als eine Hintereinanderschaltung von Kerben betrachtet werden. Als Besonderheit tritt hier jedoch die Krafteinleitung in unmittelbarer Nähe der Kerbausrundung auf. Zusätzlich stellt sich in Abhängigkeit von den Fertigungstoleranzen, der Werkstoffpaarung und der allgemeinen geometrischen Gestaltung eine Lastverteilung in der Gewindeverbindung ein, die wesentlich von dem Verformungsverhalten der im Eingriff befindlichen Gänge bestimmt wird und üblicherweise dazu führt, daß die ersten Gänge den überwiegenden Anteil der Kraft übertragen, Bild 1. Die Überlastung des ersten tragenden Gewindeganges in Verbindung mit dynamischen Belastungen führt beim Gewindebolzen zu den charakteristischen Dauerbrüchen an dieser Stelle. Die Ursache ist zum einen im Steifigkeitssprung durch die aufgeschraubte Mutter und zum anderen in dem hohen Kerbfaktor im Gewindegrund zu sehen. Die Lastverteilung auf die einzelnen Gewindegänge stellt damit ein Hauptkriterium für die Belastbarkeit einer Gewindeverbindung sowie für mögliche Tragfähigkeitssteigerungen dar. Die gegenseitige Kopplung von Beanspruchung und Verformung in den einzelnen Gängen und die damit verbundene Lastumlagerung ist von großem Interesse für die Schraubenforschung.

Es hat in den letzten Jahren nicht an Versuchen gefehlt, die ungünstige Lastverteilung im Gewinde durch konstruktive Maßnahmen positiv zu beeinflussen. Schwerpunkt dieser Bemühungen ist ein elastischer Ausgleich innerhalb der einzelnen Gewindegänge durch z. B. Formgebung der Mutter ("Stülpmutter"), durch konisch aufgebohrte Schraubenbolzen oder durch örtliche Anpassung der Gewindesteigung an die bei Belastung zu erwartende Verformung von Schraube und Mutter.

Auch bei plastischer Teilverformung durch eine statische Betriebslast oder eine Vorlast ist ein Ausgleich der Lastverteilung durch die Verformung der am höchsten beanspruchten Gewindegänge zu erwarten. Neuere spannungsoptische Untersuchungen mit dem Modellwerkstoff Silberchlorid (s. a. /14/) zeigen, wie sich die Lastverteilung im Gewinde bei teilplastischer Verformung ändert. In einem ebenen Versuch an einer zehnfach vergrößerten Gewindegeometrie M8 x 1,25 konnte das Verhalten der Gewindeverbindung beim Überschreiten der Elastizitätsgrenze beobachtet werden (Schema der Versuchsanordnung s. Bild 2).

Die Auswertung der maximalen Spannungen im Gewindegrund führt zu dem in Bild 3 dargestellten Diagramm. Dort erkennt man deutlich die Verlagerung der Belastung und Einebnung der Lastverteilung bei Zunahme der äußeren Last. Dies hat zum Beispiel zur Folge,

daß bei Erhöhung der Versuchskraft auf das Vierfache die "kritische" Kerbspannung im zweiten Gewindekerbgrund nur im 15 % steigt und dann durch plastisches Verformen die benachbarten Gänge zur Übernahme der Last verstärkt herangezogen werden. Nach Entlasten aus dem überelastischen Bereich stellt sich ferner im Gewindegrund ein Eigenspannungszustand ein, der durch seine Druckvorspannungen tragfähigkeitssteigernd wirkt.

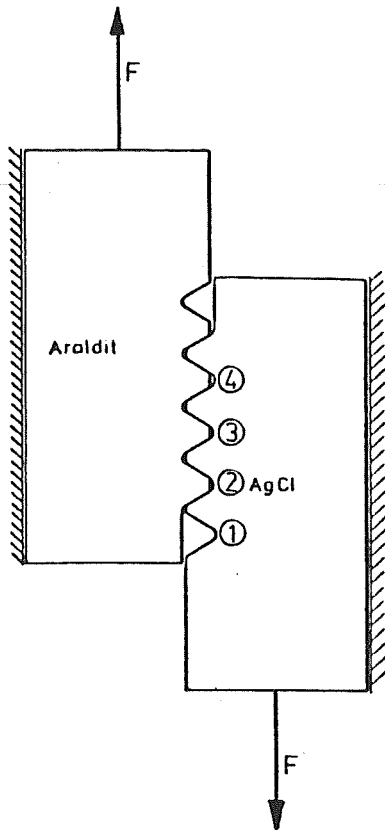


Bild 2: Prinzipskizze zu einem ebenen Gewindeversuch mit Silberchlorid

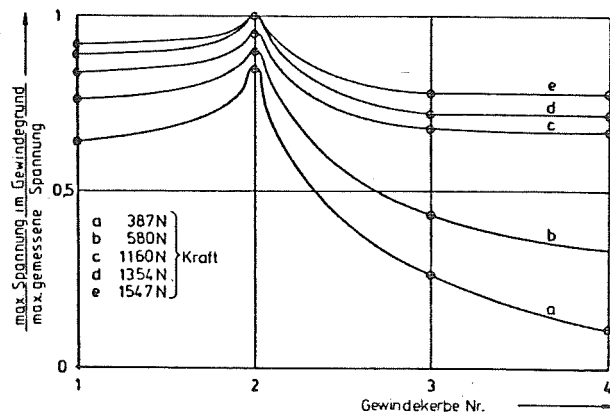


Bild 3: Abhängigkeit der Lastverteilung im Gewinde von der Höhe der aufgetragenen Zugkraft

Dieser Versuch bestätigt die bisherige Vermutung, durch teilplastisches Verhalten die Lastverteilung positiv beeinflussen zu können. Der Effekt tritt bei normalen Schraubenverbindungen im allgemeinen schon bei relativ kleinen Vorspannungen auf, da wegen der Kerbwirkung im Gewindegrund schon früh die Elastizitätsgrenze erreicht wird. Eine negative Auswirkung auf die Dauerfestigkeit der Verbindung ist erst dann festzustellen, wenn im Schraubenschaft selbst die Dehngrenze erreicht wird /11/. Wird nach dem überelastischen Anziehen die Vorspannung wieder reduziert, so kann das entstandene Eigenspannungssystem zu einer höheren Dauerfestigkeit führen /17/.

### 3. Kerbwirkung und Kerbfaktor

Für die Kerbwirkung an einem Bauteil sind die folgenden geometrischen Abmessungen maßgebend (Bezeichnungen vgl. z. B. Bild 4):

- Flankenwinkel
- Kerbradius R
- Kerbtiefe H

Bei Gewindeuntersuchungen werden häufig die letzten beiden Einflußgrößen zum dimensionslosen Radius R/H zusammengefaßt. In der Kerbwirkungsliteratur wird im allgemeinen zur Beschreibung von Kerbwirkungen der Formfaktor  $\alpha_k$  angewandt, der nur von der Bauteilgeometrie abhängig ist und anschaulich die Effekte beschreibt, die bei der "Einschnürung des Kraftflusses" entstehen, wenn dieser ein Bauteil mit geometrischen Veränderungen durchläuft. Im vorliegenden Fall der Einleitung der Kräfte in die Kerbflanken und unter dem Gesichtspunkt der Aufteilung dieser Last auf verschiedene Flanken werden unter starker Vereinfachung der mechanischen Zusammenhänge für Untersuchungen an Gewinden geeignete Kerbfaktoren

$$\alpha_k^* = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{nenn, Kern}}}$$

eingeführt /7/, /16/. Die Nennspannung berechnet sich aus dem Quotienten von Axialkraft F und Gewindequerschnitt  $A_k$  bzw. Schaftquerschnitt  $A_{\text{sch}}$

$$\bar{\alpha}_k^* = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{nenn, Schaft}}}$$

Nach dem Überschreiten der Elastizitätsgrenze besteht kein linearer Zusammenhang zwischen der maximalen Kerbspannung und der Nennspannung im geschwächten Querschnitt, so daß sich z.B. bei überelastischer Gewindebeanspruchung der folgende Verlauf von  $\alpha_k^*$  als Funktion der äußeren Last ergibt (Versuchsaufbau nach Bild 2).

In Bild 4 zeigt Kerbe 2 nach Lastumlagerungen durch plastisches Fließen mit hohem Gradienten eine Abnahme des Kerbfaktors, wohingegen bei Kerbe 3 und 4 nach einer vorläufigen Lastübernahme zunächst größere Werte festzustellen sind. Bei größeren Kräften streben alle Kurven, auch die der freien Kerbe 1 einem gemeinsamen Grenzwert zu.

### 4. Gewindeprofil und Dauerhaltbarkeit

#### 4.1 Geometrische Einflußgrößen auf die Kerbwirkung im Gewinde

Die folgenden Zusammenstellungen aus verschiedenen Untersuchungen sollen verdeutlichen, wie sich eine geän-

derte Gewindegeometrie auf die Tragfähigkeit der Verbindung auswirkt.

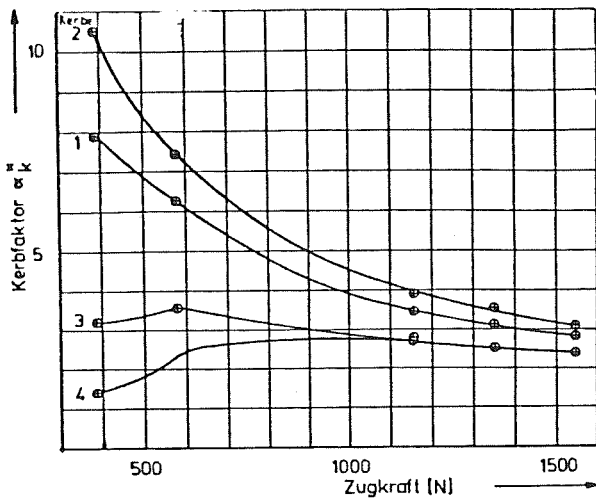


Bild 4: Auswirkung plastischer Verformung auf den Kerbfaktor beim Modellgewinde nach Bild 2

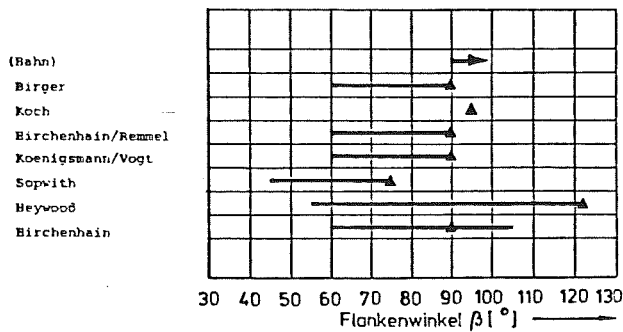


Bild 5: Übersicht über untersuchte Bereiche und festgestellte Optima bei der Variation des Flankenwinkels

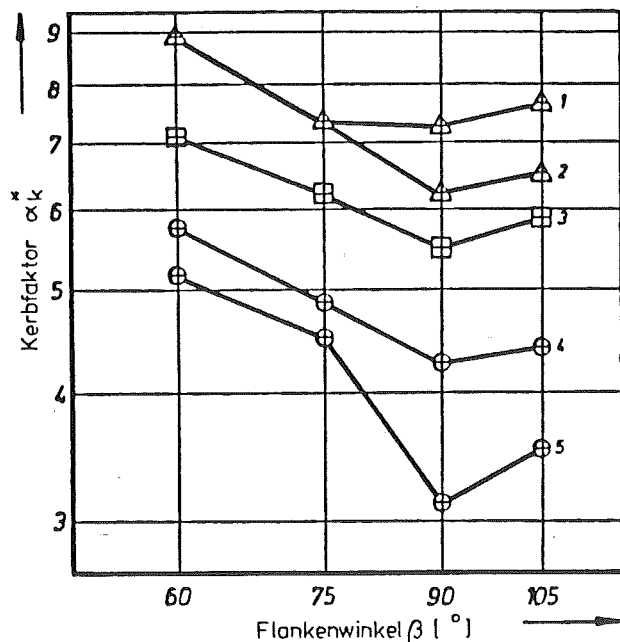


Bild 6: Ergebnisse der unterschiedlichen Untersuchungen bzgl. der Flankenwinkelvariation, nach /7/

#### 4.1.1 Flankenwinkel

Das heute gebräuchliche metrische ISO-Gewinde hat einen Flankenwinkel von  $60^\circ$ . Mehrere Arbeiten bestätigen, daß die Veränderung des Flankenwinkels nicht ohne Einfluß auf die Spannungskonzentration und damit auf die Dauerhaltbarkeit des Gewindekerbgrundes ist, Bild 5. Neuere Ergebnisse zeigen, daß es für den Flankenwinkel einen optimalen Wert bei etwa  $90^\circ$  geben muß /7/, Bild 6.

Dies wird dadurch erklärt, daß mit zunehmendem Öffnungswinkel die Kerbspannung zunächst abnimmt /4/, bei weiterer Vergrößerung die "Sprengkräfte" in der Mutter den Spannungszustand in der Kerbe aber wesentlich beeinflussen. Weiterhin konnte bei diesen Untersuchungen festgestellt werden, daß sich die Lastverteilung bei Verwendung einer  $90^\circ$ -Gewindegeometrie verbessert, d. h. die Spannungsüberhöhung im ersten tragenden Gewindegang wird im ebenen spannungsoptischen Versuch auf etwa 70 % des Wertes beim  $60^\circ$ -Gewinde reduziert, Bild 7.

#### 4.1.2 Gewindesteigung

Über die Gewindesteigung als Einflußgröße im Zusammenhang mit der Kerbwirkung existieren in der Literatur verschiedene Auffassungen:

- Feingewindeschrauben können wegen ihrer größeren Kern- bzw. Spannungsquerschnitte nicht nur größere statische, sondern auch mehr wechselnde Kräfte aufnehmen als Schrauben mit Regelgewinde /5/, /21/.

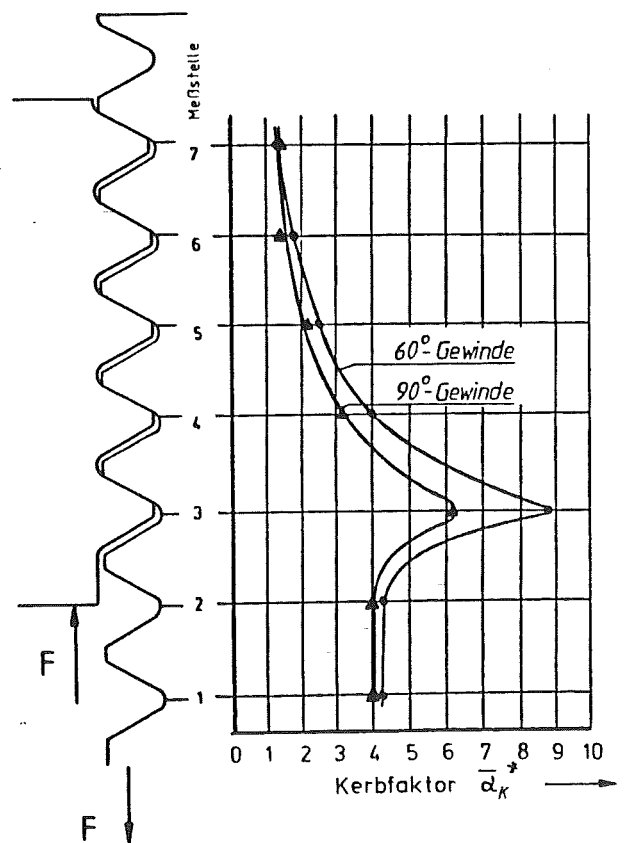
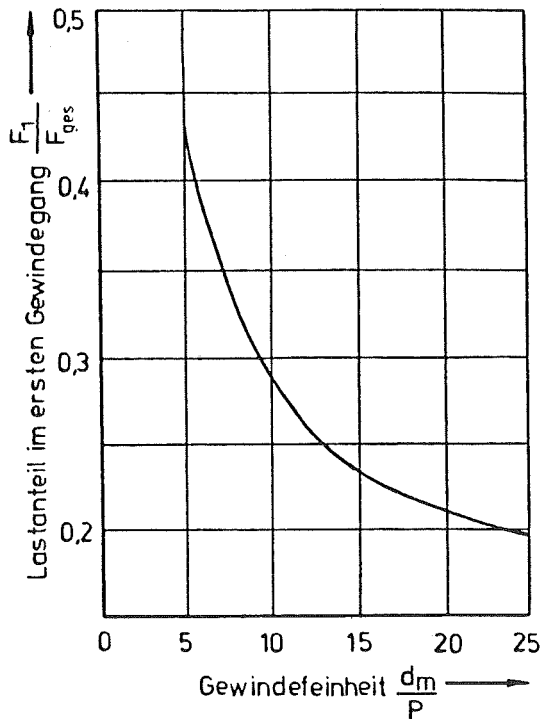


Bild 7: Lastverteilung bei unterschiedlichem Flankenwinkel, nach /7/

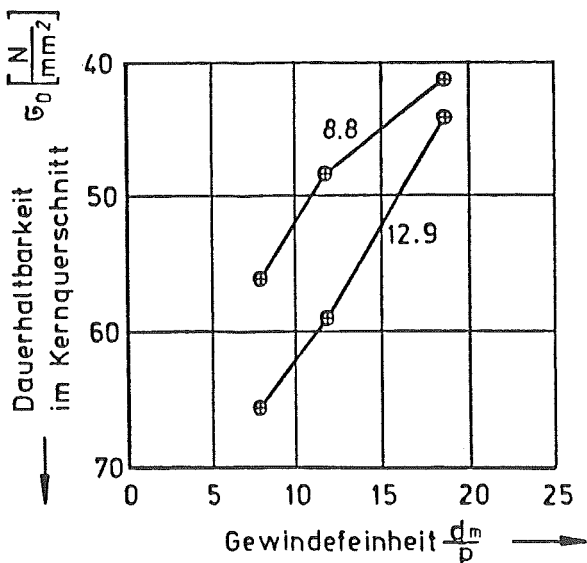
- Wegen der erhöhten Kerbwirkung durch die kleineren Radien im Gewindegrund wird die Dauerhaltbarkeit trotz größerer Kernquerschnitte herabgesetzt /13/, /16/.

- Die beschriebenen Einflüsse verhalten sich in ihrer Gesamtwirkung indifferent, d. h. der Einfluß der Steigung auf die Dauerhaltbarkeit von Gewinden kann nicht eindeutig nachgewiesen werden /2/, /21/.

Nach Hase /5/ hat die Steigung einen Einfluß auf die Lastverteilung, die größere Nachgiebigkeit eines feineren Gewindeprofils führt zu einer geringeren Belastung des ersten tragenden Gewindegangs, **Bild 8**. Im Gegensatz dazu stehen die Ergebnisse von Neuber, Schmidt und Heckel /13/ und Thomala /16/, **Bild 9**.



**Bild 8:** Veränderung der Lastanteile des ersten tragenden Gewindegangs bei Änderung der Gewindefinheit, nach /5/ ( $d_m$  = mittlerer Gewindedurchmesser,  $P$  = Steigung)



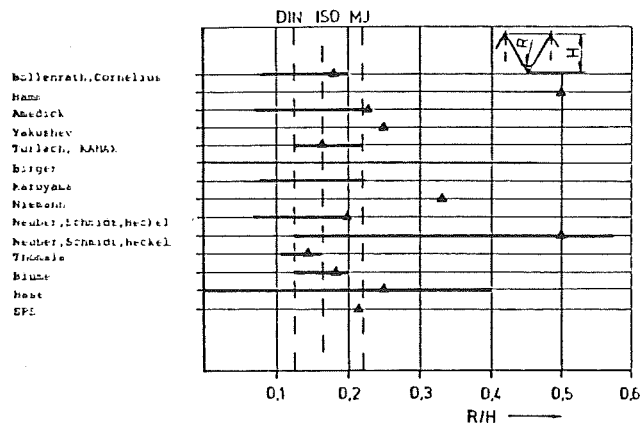
**Bild 9:** Abhängigkeit der Dauerhaltbarkeit von der Gewindefinheit, nach /16/

Maruyama /12/ errechnet den Einfluß von Steigungsfehlern auf die Lastverteilung, danach können sowohl Verbesserungen als auch Verschlechterungen im Tragverhalten in Abhängigkeit von Größe und Richtung der Fehler auftreten.

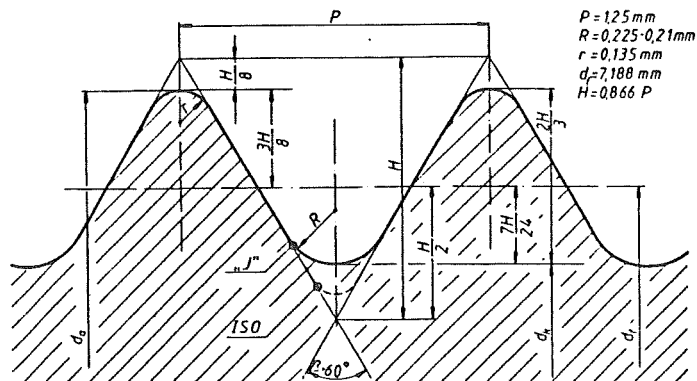
Die Widersprüchlichkeit dieser Ergebnisse und die erkennbare Unsicherheit über die Auswirkungen zusätzlicher Einflüsse wie Steigungsfehler, Formabweichungen u. a. lassen es nach dem heutigen Stand der Technik nicht zu, signifikante Tendenzen abzuleiten.

#### 4.1.3 Kernradius

Bisher sind zahlreiche Untersuchungen unter dem Aspekt durchgeführt worden, mit Hilfe eines vergrößerten Kernradius die Dauerhaltbarkeit von Schrauben-Mutter-Verbindungen zu erhöhen. In den Darstellungen der Ergebnisse wird meist die dimensionslose Auftragung des Verhältnisses von Radius zu Gewindeprofilhöhe benutzt. **Bild 10** zeigt eine Übersicht über durchgeführte Untersuchungen. Die Ergebnisse dieser Versuche und theoretische Betrachtungen bestätigen in etwa die MJ-Gewindegeometrie (**Bild 11**) für Luft- und Raumfahrt, die bereits in den sechziger Jahren für den Leichtbau entwickelt wurde.



**Bild 10:** Übersicht über untersuchte Bereiche und festgestellte Optima bei der Variation des Gewindekernradius



**Bild 11:** ISO- und J-Gewindegeometrie für M8 x 1,25, nach /18/

4.1.4 Asymmetrisches Gewinde

Durch geeignete Kombination der oben beschriebenen Maßnahmen kann eine Erhöhung der Dauerhaltbarkeit erzielt werden. Walker /20/ verwendete MJ-Gewinde und ein asymmetrisches Gewindeprofil mit  $\beta_1/2 = 30^\circ$  bzw.  $\beta_2/2 = 35^\circ$  für die tragende Bolzenflanke (Bild 12). Zusätzlicher negativer Steigungsversatz von 0,25 % wurde bei der Bolzenfertigung eingestellt. Sinn dieser Maßnahme ist die Verbesserung der Krafterleitung durch elastisches Angleichen der Bauteile.

Bild 13 zeigt die Versuchsergebnisse in Form eines Smith-Diagramms, wobei Verbesserungen auch auf den angewendeten Steigungsversatz zurückzuführen sind. Wichtig ist bei dieser Gewindeform das Erreichen einer bestimmten Mindestvorspannung, da sich sonst die erforderliche gute Lastverteilung nicht einstellen kann. Vorbedingung ist ferner eine günstige Werkstoffpaarung von Mutter und Bolzen /19/. Die Verlegung der unsymmetrischen Flanke in das Muttergewinde kann ebenfalls zu einem gleichmäßigeren Tragen der Gewindeverbindung führen, hierzu s. Bild 14.

5. Zusammenfassung

Im Bereich genormter Gewinde sind durch die umfangreichen Forschungen der vergangenen Jahre mit der Entwicklung der ISO-Gewinde für übliche Anwendungsfälle sehr tragfähige Gewindeformen geschaffen worden. Bei speziellen Einsatzfällen können jedoch konstruktive Randbedingungen oder die Art der Lasteinleitung zu der Empfehlung führen, von der genormten Gewindegeometrie abzuweichen und durch Verwendung von Sondergeometrien eine Erhöhung von Tragfähigkeit und Sicherheit der Verbindung anzustreben. Entsprechend dem Stand der Forschung wird der Einfluß der einzelnen geometrischen Parameter auf die Tragfähigkeit zusammenfassend beschrieben. Neuere Untersuchungen befassen sich mit der Ausnutzung der plastischen Verformbarkeit in den Gewindegängen über die sich ein Ausgleich der Belastung auf mehrere Gewindegänge und somit eine weitere Tragfähigkeitssteigerung erzielen läßt.

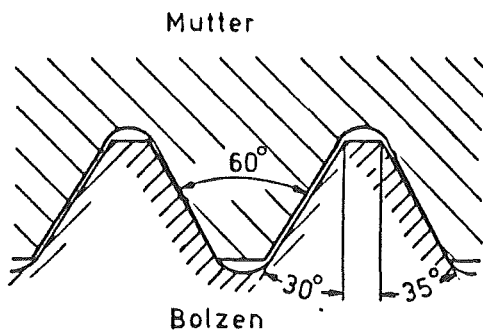


Bild 12: Unsymmetrisches Bolzen- und Muttergewinde gepaart mit symmetrischem Muttergewinde, nach /19/

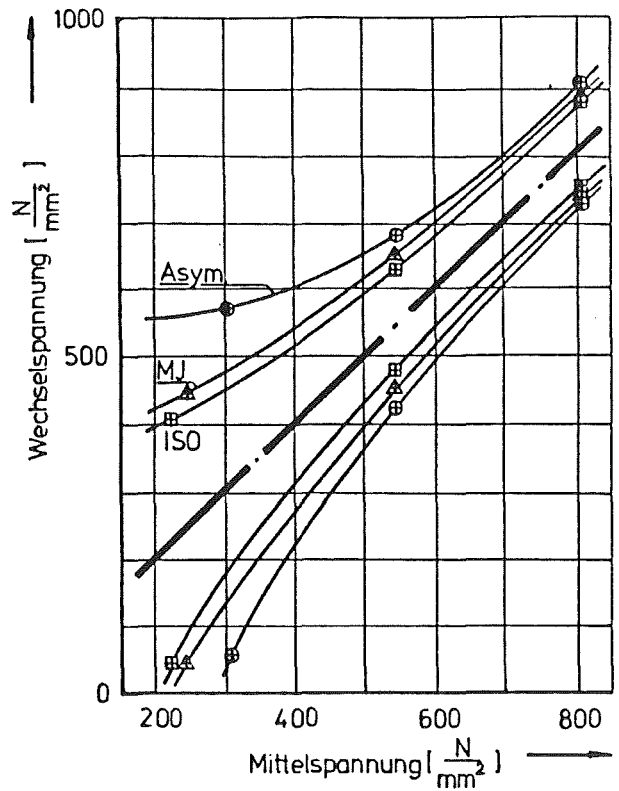


Bild 13: Dauerfestigkeitsschaubild für Titanschrauben mit ISO-, MJ- und ISO-asymmetrischer Gewindegeometrie, nach /20/

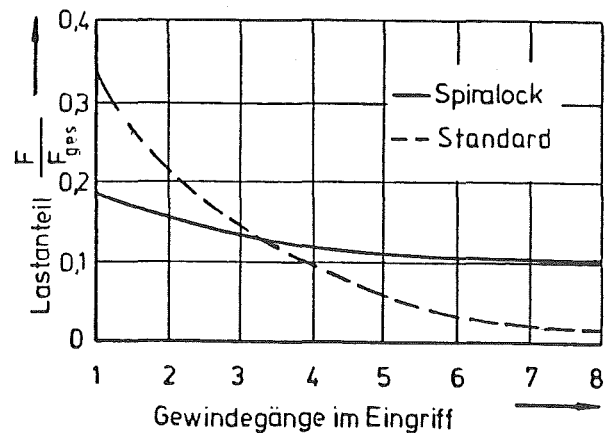
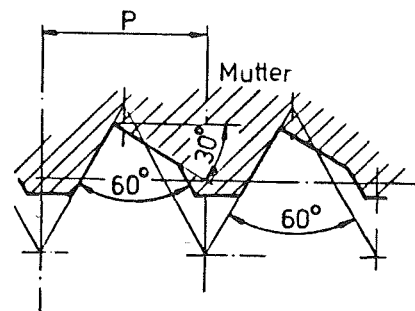


Bild 14: Spirallock-Muttergewinde mit einer asymmetrischen tragenden Flanke und daraus resultierende Lastverteilung im Gewinde, nach /1/

Schiffbau

- /1/ Anonym: Gegen selbsttätiges Lösen läßt sich vieles tun.  
Industrie Anzeiger 106 (1984) 19, S. 26-27
- /2/ Birger, J.A.: How geometry affects fatigue resistance of threaded joints  
Russ. Engineering Journal, 50 (1970) 3, S. 27-30
- /3/ Birger, J.A.: Berechnung von Gewindeverbindungen  
Staatlicher Verlag für Rüstungsindustrie, Moskau 1959
- /4/ Hahn, H.-G.: Über den Einfluß des Flankenwinkels auf die Spannungskonzentration an Kerben  
Dissertation TH München 1963
- /5/ Hase, R.: Die Lastverteilung im Gewindeeingriff und ihre Beeinflussung  
Werkstatt und Betrieb, 110 (1977) 7, S. 439-444
- /6/ Heywood, R.B.: Design against fatigue.  
London 1952
- /7/ Hirschhain, A.: Beitrag zur Ermittlung der Spannungsverteilung in Schrauben-Mutter-Verbindungen mittels Spannungsoptik  
Dissertation TU Clausthal 1981
- /8/ Hirschhain, A.; Rimmel, J.: Die experimentelle Ermittlung des Kerbfaktors von verschiedenen Schrauben-Mutter-Verbindungen mit Hilfe spannungsoptischer Modelluntersuchungen  
Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen Nr. 8 (1978), TU Clausthal
- /9/ Koch, E.R.: Beitrag zur festigkeitsmäßigen Optimierung von Bauteilen am Beispiel eines Hochdruckautoklaven  
Dissertation TU Clausthal 1973
- /10/ Koenigsmann, W.; Vogt, G.: Dauerfestigkeit von Schraubenverbindungen großer Nenndurchmesser  
Konstruktion, 33 (1981) 6, S. 219-231
- /11/ Kwami, F.O.: Untersuchung der Sicherheit überelastisch vorgespannter Schrauben bei statischen und dynamischen Beanspruchungen  
Dissertation TU Berlin 1965
- /12/ Maruyama, K.: Stress analysis of a bolt-nut joint by the finite element method and the copper-electroplating method  
Bulletin of the JSME, vol.16(1973) 94 1st report  
Bulletin of the JSME, vol.17(1974)106 2nd report  
Bulletin of the JSME, vol.19(1976)130 3rd report
- /13/ Neuber, H.; Schmidt, J.; Heckel, K.: Ein dauerschwingfestes Gewinde  
Konstruktion, 27 (1975) 11, S. 419-421
- /14/ Schmidt, O.A.: Beitrag zur Untersuchung von Umformvorgängen beim Strangpressen von Metallen mit Hilfe spannungsoptischer Methoden  
Dissertation TU Clausthal 1981
- /15/ Sopwith, D.G.: The distribution of load in screw threads  
Proc. J. Mech. E., 160 (1949), S. 124 ff
- /16/ Thomala, W.: Beitrag zur Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen  
Dissertation TH Darmstadt 1978
- /17/ Thomala, W.: Hinweise zur Anwendung überelastisch vorgespannter Schraubenverbindungen  
VDI-Berichte, Nr. 478 (1983), S. 43-53
- /18/ Turlach, G.: Einfluß des Kernradius bei Gewinden mit 60°-Flankenwinkel  
Fa. Kamax Osterode, Bericht Nr. 256 v. 8.11.1967
- /19/ Turlach, G.: Schraubenverbindungen für den Leichtbau  
VDI-Berichte, Nr. 478 (1983), S. 85-103
- /20/ Walker, R.A.: Verbindungselemente für die Luft- und Raumfahrt sowie andere kritische Anwendungsbereiche  
VDI-Berichte, Nr. 220 (1974), S. 155-172
- /21/ Wiegand, H.; Strigens, P.: Die Haltbarkeit von Schraubenverbindungen mit Feingewinden bei wechselnder Beanspruchung  
Industrie-Anzeiger, 92 (1970) 91, S. 2139-2144

# SCHWINGUNGSBERECHNUNG MIT BERÜCKSICHTIGUNG DER ENDLICHEN AUSBREITUNGSGESCHWINDIGKEITEN VON SPANNUNGSWELLEN

Barth, H. J.

## 1. Einleitung

Nach einer Laständerung breiten sich die resultierenden Spannungen mit Schallgeschwindigkeit in dem belasteten Bauteil aus. Sie verhalten sich damit ähnlich wie Drucksignale kleiner Amplitude in einem Fluid. Die Schallgeschwindigkeit in Festkörpern ist hoch, so daß der Einfluß endlicher Ausbreitungsgeschwindigkeiten auch bei stoßartiger Belastung von Maschinenteilen meist nicht bemerkt wird. Erst bei "kurzer" Einwirkungsdauer der dynamischen Belastung beeinflusst die endliche Ausbreitungsgeschwindigkeit die Spannungsverteilung in Bauteilen. "Kurz" ist eine Einwirkungsdauer (Stoßdauer) dann, wenn sie nicht länger als die Durchlaufzeit der Spannungswellen durch das Bauteil ist:  $\Delta t_{St} \leq l/c$

$c$  = Schallgeschwindigkeit von Longitudinalwellen

Ist umgekehrt die Stoßdauer deutlich länger als die Durchlaufzeit von Spannungswellen, so wird laufend von der Stoßstelle aus Energie nachgespeist. Die dadurch erzeugten Spannungen ändern sich langsam. Die reflektierten Spannungswellen beeinflussen die Spannungsverteilung nur wenig. Es ergeben sich Spannungsverteilungen, die denen bei rein ruhender Beanspruchung annähernd gleichen. Dies ist meist auch der Fall bei schwingender Anregung, wenn nicht dabei - etwa durch Spiel - Stöße auftreten. Die endlichen Laufzeiten der Spannungswellen können aber auch dann eine Rolle spielen, wenn die Stoßdauer länger als die Durchlaufzeit der Spannungswellen ist. Dies gilt z. B. für stoßartig beanspruchte schwingungsfähige Bauteile mit "hohen" Eigenfrequenzen. Ein Beispiel soll das veranschaulichen:

Ein Zweimassenschwinger besitze eine Eigenfrequenz von  $\omega_e = 7500$  1/s. Die Schwingungsdauer ist damit etwa 420  $\mu$ s. Dann führt eine Laufzeit von Masse zu Masse von nur 100  $\mu$ s bereits zu einem Phasengang von etwa einer Viertel Wellenlänge. Für Stahl mit  $c = 5000$  m/s würde dieser Phasengang bei einer Entfernung beider Massen von

$$\Delta l = c \cdot \Delta t = 5000 \frac{\text{mm}}{\text{ms}} \cdot 0,1 \text{ ms} = 500 \text{ mm}$$

entstehen.

Im folgenden soll am Beispiel eines Zweimassenschwingers gezeigt werden, wie der Einfluß endlicher Ausbreitungsgeschwindigkeit rechnerisch erfaßt werden kann.

## 2. Berechnung der Schwingung ohne Laufzeiteinfluß

Versuche an einem Fahrzeugrahmen mit Hilfe der dynamischen Spannungsoptik /1/ zeigten, daß sich der Rahmen bei Stoßbelastung als Zweimassenschwinger

verhält. Die Träger zwischen den Massen wirken als steife Federn. Der Einfluß der endlichen Laufzeiten ist in den spannungsoptischen Aufnahmen unmittelbar zu erkennen.

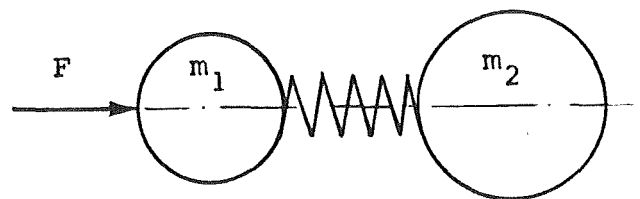


Bild 1: Mechanisches Ersatzmodell

Die Teilmasse 2 wird erst nach einer endlichen Verzögerungszeit von Spannungswellen erreicht. Dies zeigten auch ergänzende Beschleunigungsmessungen an den Teilmassen. Entsprechend wird auch das Stoßende an der Masse 2 verzögert registriert. Auffallend ist ferner, daß die federnden Träger infolge der Laufzeiten nicht gleichförmig beansprucht werden. Die spannungsoptische Auswertung lieferte Beträge der aufgenommenen Federarbeit. Mit Hilfe der Beschleunigungsmessungen konnte eine Energiebilanz aufgestellt werden. Bei der Übertragung auf die Hauptausführung ergaben sich Schwierigkeiten, da wesentliche Daten der Hauptausführung fehlten. Es wurde deshalb vorgesehen, den Stoßvorgang mathematisch zu beschreiben, mit den Modellergebnissen zu vergleichen und bei befriedigender Übereinstimmung eine Berechnung mit den Randwerten der Hauptausführung durchzuführen.

Die Berechnung geht aus von dem mechanischen Ersatzmodell (Bild 1), daß die folgenden gekoppelten Differentialgleichungen (im folgenden "DGL") liefert:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c(x_1 - x_2) = F_{St} = F \sin \omega t$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - c(x_1 - x_2) = 0$$

Die Kopplung erfolgt über die Federkraft. Es ergibt sich eine geschlossene Lösung, die qualitativ ähnliche Ergebnisse wie die Modellversuche liefert. Für die Stoßkraft wurde ein Halbsinus mit einer Stoßfrequenz entsprechend der gemessenen Stoßdauer angesetzt. Die maximale Stoßkraft wurde aus dem gemessenen Impuls bestimmt.



$$I = \int_0^{t_{St}} F \sin \omega t \, dt$$

$$F = \frac{I_{St}}{2} \quad \omega = \frac{\pi}{\Delta t_{St}}$$

$t_{St}$  - Stoßende  
 $\Delta t_{St}$  - Stoßdauer

Unbefriedigend blieb aber, daß die Wegedifferenzen  $x_1 - x_2$  zwischen den Teilmassen 1 und 2 als Maß für die Federkraft deutlich kleiner als in den Messungen blieben. Damit ergeben sich rechnerisch zu kleine Werte für die aufgenommene Federarbeit.

### 3. Berücksichtigung der Laufzeit

- Aufgrund der endlichen Laufzeiten wird
- die Stoßwirkung mit einer Verzögerung  $\Delta t_1$  bei der Masse 2 wirksam
  - eine Wegänderung an der Masse  $m_2$  mit einer Verzögerung  $\Delta t_2$  bei der Masse 1 wirksam und umgekehrt eine Änderung von  $x_1$  bei der Masse  $m_2$ .

Die Verzögerung  $\Delta t_1$  zwischen Stoßstelle und Masse  $m_2$  ist größer als  $\Delta t_2$ , weil die Massen endliche Abmessungen besitzen. Will man diese Verzögerungen bei der Berechnung berücksichtigen, muß der Stoßverlauf in mehrere Teilabschnitte gegliedert werden (Bild 2):

**Phase a** Nach Stoßbeginn wird die Masse 1 beschleunigt. Da die Stoßwellenfront die Feder noch nicht erreicht hat, verhält sich Masse 1 wie eine nicht abgefederte gestoßene Masse.

**Phase b** Die Wellenfront erreicht die Feder und breitet sich darin aus. Masse 1 verhält sich wie eine abgefederte Masse.

**Phase c** Die Wellenfront erreicht die Masse 2 und bewirkt dort eine Bewegung. Damit beginnt die gekoppelte Schwingung. Bei der Masse 1 wird diese Bewegung aber erst nach einer weiteren Verzögerung um die Verzögerungszeit  $\Delta t_2$ , der Laufzeit von  $m_1$  bis  $m_2$  wirksam. Masse  $m_1$  verhält sich demnach weiterhin wie eine fest abgefederte Masse. (Phase b)

**Phase d** Die Wegänderung bei  $m_2$  erreicht die Masse 1. Das System führt Koppelschwingungen aus.

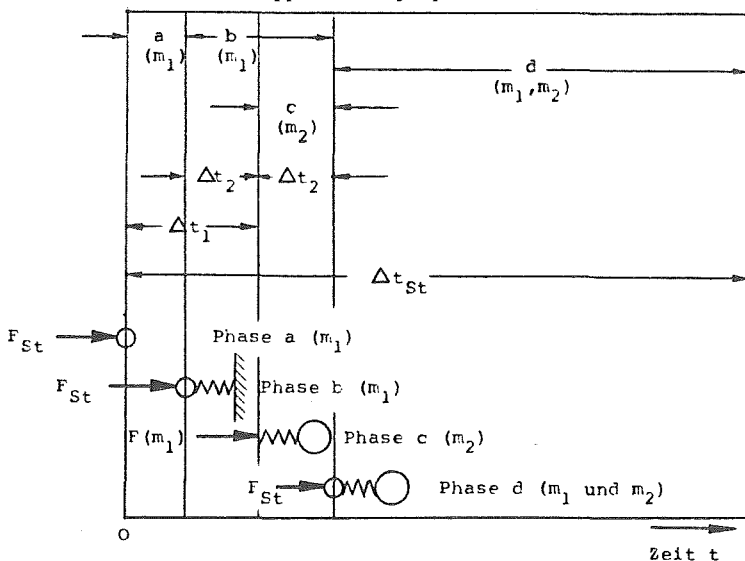


Bild 2: Zeitliche Zuordnung der Stoßphasen a bis d und zugehörige mechanische Ersatzmodelle

Im Prinzip müßten in gleicher Weise weitere Phasenabschnitte bei Stoßende definiert werden. Hierauf wurde verzichtet, weil mit dem eigentlichen Stoßende der Impulsaustausch abgeschlossen ist und keine weitere Energie zugeführt wird. Die Beschreibung der Phasen a bis d zeigt bereits eine Reihe von Schwierigkeiten auf, die eine rechnerische Behandlung erschweren. Z. B. sind die Massen nicht punktförmig konzentriert sondern räumliche Gebilde. So steigt in der Phase a die angestoßene Masse mit fortschreitender Spannungswelle stetig an. Die Gesamtmasse  $m_1$  wird erst am Ende der Phase a beschleunigt. Wenn die Wellenfront die Feder erreicht, ändert sich die federnde Länge mit fortschreitender Wellenfront. Da die Steifigkeit an der Feder umgekehrt proportional zu ihrer Länge ist, ist die Feder zunächst "unendlich" steif ( $l \rightarrow 0$ ). Daraus folgen große Beschleunigungen, die aber nach den Meßergebnissen rasch abklingen. Will man solche Effekte erfassen, muß ein sehr großer mathematischer Aufwand getrieben werden. Geschlossene Lösungen dürfen nicht mehr erwartet werden. Andererseits bieten geschlossene Lösungen den Vorteil, Fehler in den Ansätzen oder Lösungen rascher zu erkennen. So wurde der Berechnungsgang in Teilphasen unterteilt und für jede Phase die entsprechend angepaßte DGL gelöst. Da die verteilten Massen und die variablen Federsteifigkeiten nicht berücksichtigt werden, waren Lösungen für die Phase a und b einfach zu finden. In Phase c handelt es sich für die Masse 2 nicht um eine eigentliche Koppelschwingung, weil ja die Rückkopplung zur Masse 1 noch fehlt. Statt dessen wurde die (verzögerte) Koppelgröße  $x_1$  in Form einer Störfunktion eingeführt.

Die eigentliche Vorgehensweise soll am Beispiel der Phase d skizziert werden. Das aus Bild 1 abgeleitete Kräftegleichgewicht soll weiterhin gelten.

$$m_1 \ddot{x}_1 + F_F = F \sin \omega t \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - F_F = 0 \quad (2)$$

Es werden folgende Lösungsansätze für die homogene und partikuläre Lösung benutzt (Index h und p).

$$x_{1h} = H_1 \cdot \sin \omega_e (t + \alpha_1)$$

$$x_{2h} = H_2 \cdot \sin \omega_e (t + \alpha_2)$$

$$x_{1p} = P_1 \cdot \sin \omega (t + \beta_1)$$

$$x_{2p} = P_2 \cdot \sin \omega (t + \beta_2)$$

Wegen der Laufzeit  $\Delta t_2$  zwischen den Massen sind zusätzliche verzögerte Werte  $x_{1h,v}$ ,  $x_{2h,v}$ ,  $x_{1p,v}$ ,  $x_{2p,v}$  anzusetzen. So ergibt z. B. für  $x_{1h,v}$

$$x_{1h,v} = H_1 \cdot \sin \omega_e (t + \alpha_1 - \Delta t_2)$$

Aus der Eingangsüberlegung über die Laufzeit von der Stoßstelle zur Masse  $m_2$  folgt ferner  $\beta_2 = \beta_1 - \Delta t_1$ . Für die DGL'n 1 und 2 folgt:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c(x_1 - x_{2v}) + \Delta F_{F1} = F \cdot \sin \omega t$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - c(x_{1v} - x_2) + \Delta F_{F2} = 0$$

$$F_{F1} = c(x_1 - x_{2v})$$

$$F_{F2} = c(x_{1v} - x_2)$$

Da die Federkräfte  $F_{F1}$  und  $F_{F2}$  wie erwähnt nicht mehr gleich sind, müssen Korrekturglieder  $\Delta F_{F1}$  und  $\Delta F_{F2}$  eingeführt werden. Betrachten wir zunächst die partikuläre Lösung, die die Stoßkraftübertragung beschreibt, so ergibt sich

$$(\omega_1^2 - \omega^2) P_1 \sin\omega(t + \beta_1) - \omega_1^2 P_2 \sin\omega(t + \beta_1 - \Delta t_1 - \Delta t_2) + \frac{\Delta F_{F1}}{m_1} = \frac{F}{m_1} \sin\omega t$$

$$(\omega_2^2 - \omega^2) P_2 \sin\omega(t + \beta_1 - \Delta t_1) - \omega_2^2 P_1 \sin\omega(t + \beta_1 - \Delta t_2) + \Delta F_{F2}/m_2 = 0$$

Das System enthält also die Phasengänge  $\beta_1$ ,  $\beta_1 - \Delta t_1$ ,  $\beta_1 - \Delta t_2$ ,  $\beta_1 - \Delta t_1 - \Delta t_2$  und die Unbekannten  $\beta_1$ ,  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $\Delta F_{F1}$  und  $\Delta F_{F2}$ . Die Phasenlage wird bestimmt durch die Störfunktion. Die Amplitudenkoeffizienten  $P_1$  und  $P_2$  können unmittelbar aus der Differentialgleichung

$$m_1 \ddot{x}_2 + m_2 \ddot{x}_2 = F \sin\omega t$$

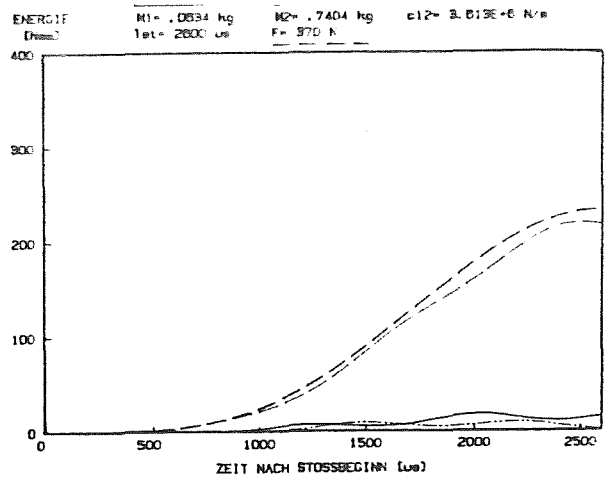
berechnet werden, die sich aus der Forderung ergibt, daß die Summe aller Federkräfte gleich Null sein muß. Aus dem Gleichgewicht der Federkräfte können schließlich der Phasenwinkel  $\beta_1$  und die Korrekturterme  $\Delta F_{F1}$  und  $\Delta F_{F2}$  bestimmt werden. Damit heißt die partikuläre Lösung

$$x_1 = \frac{F \sin \omega(\Delta t_2 - \Delta t_1)}{\omega^2 m_1 \sin \omega \Delta t_1} \sin\omega(t + \Delta t_2) + \frac{F \cdot t}{\omega(m_1 + m_2)}$$

$$x_2 = - \frac{F \sin \omega \Delta t_2}{\omega^2 m_2 \sin \omega \Delta t_1} \sin \omega(t + \Delta t_2 - \Delta t_1) + \frac{F \cdot t}{\omega(m_1 + m_2)}$$

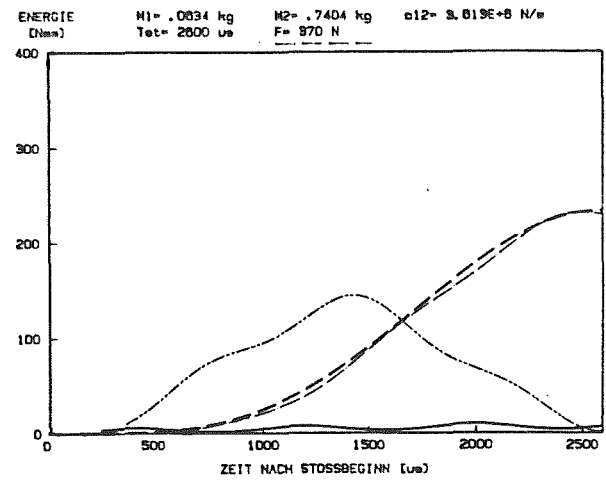
Die homogene Lösung beschreibt das Eigenschwingungsverhalten des Systems. Auch hier muß gelten, daß die Summe der homogenen Federkraftanteile zu Null werden muß. Es ist plausibel, daß im eingeschwungenem Zustand trotz der Laufzeitunterschiede zwischen Masse 1 und 2 die Schwingung synchron, also ohne Phasengang, erfolgen muß. Die Phasenlage dieser synchronen Schwingung und die Amplitude müssen aus den Endwerten der vorausgegangenen Phasen bestimmt werden. Da erst in der letzten Teilphase eine vollständige Kopplung der Teilschwingungen erreicht wird, werden an der Phasengrenze gewisse Sprünge z. B. im Geschwindigkeitsverlauf entstehen, was sich auch in den Messungen am Modell zeigte. Der Phasenübergang kann deshalb nicht mit Hilfe von Verträglichkeitsbedingungen (wie in den vorausgehenden Phasen) bestimmt werden, sondern ist z. B. mit Hilfe des Impulssatzes zu ermitteln. Mathematische Schwierigkeiten entstehen dadurch nicht.

Damit ist die vollständige Lösung gefunden. Um den Rechenaufwand zu vermindern wurde ein Berechnungsprogramm erstellt, mit dem Parameterstudien durchgeführt werden konnten. Beispiele aus den Energiebilanzen sollen den Einfluß der endlichen Laufzeit demonstrieren: In den Bildern 3a, b und c wurde jeweils die Verzögerungszeit  $\Delta t_2$  zwischen den Massen 1 und 2 variiert. Bild 3a zeigt eine geringe Energieaufnahme der Feder mit Werten um etwa 10 Nmm. Diese Energie wird offensichtlich etwa gleichmäßig an die Teilmassen  $m_1$  und  $m_2$  bis zum Stoßende bei 2600  $\mu$ s abgegeben. Diese Verteilung entspricht etwa der, die mit der synchronen Lösung nach Abschnitt 2 erzielt wird. In Bild 3b und 3c beobachtet man bei geänderter Laufzeit  $\Delta t_2$  (entsprechend größerem und kleinerem

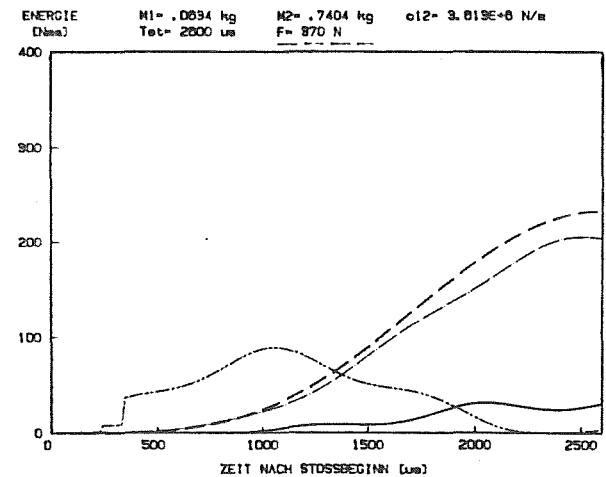


3a)  $\Delta t_2 = 112 \mu s$

$\Delta t_1 = 120 \mu s$



3b)  $\Delta t_2 = 118 \mu s$



3c)  $\Delta t_2 = 105 \mu s$

- - - - pot. Energie (Federarbeit)
- kin. Energie  $m_1$
- · · · kin. Energie  $m_2$
- · - · - · zugeführte Energie

Bild 3 Einfluß unterschiedlicher Laufzeiten  $\Delta t_2$  auf die Einfederung und Energieverteilung

rem Abstand der Schwerpunkte  $m_1$  und  $m_2$ ) eine erheblich größere Energieaufnahme der Feder. Diese Energie wird nun aber unterschiedlich an die Teilmassen abgegeben: Bei großem Schwerpunktsabstand ( $\hat{=}$  großes  $\Delta t_1$ ) (Bild 3b) wird vor allem die Energie der Masse 2 erhöht, bei kleinerem Schwerpunktsabstand vor allem die der Masse 1. Die Laufzeiten beeinflussen also maßgeblich die Energieverteilung im System.

Schrifttum

- /1/ Barth, H.-J.; Dietz, P.; Bengersberger, E.:  
Spannungsoptische Modellversuche als kostengünstiges Verfahren zur Ermittlung dynamischer Beanspruchungen.  
VDI-Berichte Nr. 480, 1983

# DRUCKVERTEILUNG UND SPANNUNGSZUSTAND IN EINER BOLZENVERBINDUNG

Siemieniec, A.

Die Verteilung des Oberflächendrucks eines belasteten Bolzens in einer Bohrung ist im wesentlichen von dem vorgesehenen Radialspiel  $\Delta R = R_2 - R_1$  abhängig (Bild 1).

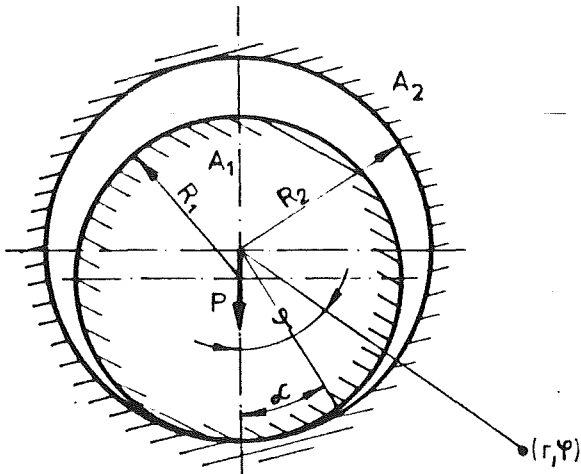


Bild 1: Geometrische Grundlagen zur Bolzen-Verbindung

Die allgemeingültigen Formeln von H.R. Hertz sind allein für einen kleinen Berührungsbereich, d.h. für großes Spiel richtig. Für die in der Ingenieurpraxis vorkommenden Bolzenverbindungen treffen die Voraussetzungen von Hertz nicht zu, man kommt hier allgemein zu angenäherten Druckformeln im Intervall  $- 90^\circ \leq \varphi \leq 90^\circ$  /1/:

$$P = \frac{P}{2r} \quad (1)$$

oder

$$P_{(\varphi)} = \frac{2P}{\pi r} \cos \varphi \quad (2)$$

wobei die Scheibendicke  $b = 1$  angenommen wurde. Im Falle der Preßpassung wird additiv der aus den Formeln von Lamé bestimmte Preßflächendruck hinzugefügt.

Aus einfachen Formeln, die die Werkstoffart berücksichtigen, kann ermittelt werden /1/:

$$P_{(\varphi)} = \frac{P}{r(\sin \varphi_0 \cos \varphi_0 + \varphi_0)} \cos \varphi \quad (3)$$

wobei der Wert des Berührungswinkels  $\varphi_0$  unter Zugrundelegung von Hilfsdiagrammen gewählt wird. Die exakte Auflösung in Form der Integralgleichung von Prandtl unter Berücksichtigung von Berührungswinkel und vom Unterschied der Radien ist in /2/ angegeben. Die angenäherte Auflösung dieser Gleichung ergibt sich in folgender Form:

$$P_{(\varphi)} = - \sec^2 F(\operatorname{tg} \varphi) - \frac{k}{\pi} R(\operatorname{tg} \varphi) + \frac{k}{\pi^2} \int_0^{\operatorname{tg} \varphi} \left[ \pi F(t) + \frac{kR(t)}{1+t^2} \right] \sin k(\varphi - \operatorname{arctg} t) dt \quad (4)$$

$$+ \frac{k}{\pi} \int_0^{\operatorname{tg} \varphi} \left[ f(t) - \frac{g t}{a^2 - t^2} \right] \cos k(\varphi - \operatorname{arctg} t) dt + c_2 k \cos \varphi$$

Hierbei sind  $f(\operatorname{tg} \varphi)$ ,  $F(\operatorname{tg} \varphi)$ ,  $R(\operatorname{tg} \varphi)$  Funktionen, die als teils nicht elementare Integrale oder als Quotienten algebraischer Reihen auftreten.

Gleichung (4) ist zur Lösung praktischer Probleme in der angegebenen Form unhandlich und nur begrenzt anwendbar. Für die praktische Anwendung wird nach /3/ eine Approximation dieser Gleichung mit Hilfe von zwei ungeraden Gliedern trigonometrischer Reihen vorgeschlagen

$$P_{(\varphi)} = a_1 \cos \frac{\pi \varphi}{2\varphi_0} + a_3 \cos \frac{3\pi \varphi}{2\varphi_0} \quad (5)$$

Der Berührungswinkel  $\varphi_0$  und die Koeffizienten  $a_1$  und  $a_3$  werden in /3/ über zweckentsprechende Diagramme dargestellt. Diese Diagramme sind für die Werte  $16^\circ \leq \varphi \leq 64^\circ$  bearbeitet. Daneben existieren andere Approximationsvorschläge.

Ferner sind neben diesen theoretischen Lösungen auch empirische Untersuchungen bekannt, von denen insbesondere die Arbeit /4/ oder auch die empirisch-theoretische Arbeit /5/ erwähnt werden soll.

Die Arbeiten /6/ und /7/ enthalten einen Versuch zur Verallgemeinerung der bisherigen bearbeiteten Fälle durch eine Lösung für die Druck- und Spannungsverteilungen bei beliebigen Berührungswinkeln. Die Betrachtung wurde elastizitätstheoretisch abgeleitet und die Lösung mit Hilfe der Spannungsfunktion von Airy durchgeführt. Die Gesamtlösung entsteht aus der Superposition zweier Sonderfälle, die man aus Bild 1 ableiten kann:

Die Scheibe  $A_1$  wird mit Normalkräften am Scheibenrand und mit einer Einzelkraft in der Mitte belastet, die Bohrung wird als unendliche Scheibe mit einer Öffnung und mit der entsprechenden Gegenkraft am Öffnungsrand angesetzt (Scheibe  $A_2$ ). Dabei wurde auch eine Beziehung für den allgemeinen Fall der Berührfläche, d.h. für eine elastische Scheibe und für einen elastischen Bolzen abgeleitet. Aufgrund dieser Ableitungen ergab sich die Spannungsverteilung für die Scheibe mit der Öffnung:

$$\sigma_r = \frac{r^2 - R_2^2}{2r^2} \int_{-a}^a p(\varphi) d\varphi + \int_{-a}^a p(\varphi) \cdot S d\varphi + \frac{3-\nu}{4\pi} \frac{P}{r} \left(1 - \frac{R_2^2}{r^2}\right) \cos\varphi$$

$$\sigma_r + \sigma_\varphi = \frac{1}{\pi} \int_{-a}^a p(\varphi) d\varphi + 2 \int_{-a}^a p(\varphi) K d\varphi + \frac{3-\nu}{2\pi} \frac{P}{r} \cos\varphi \quad (6)$$

$$\tau_{r\varphi} = \int_{-a}^a p(\varphi) T d\varphi + \frac{(3-\nu)P}{4\pi r} \left(1 - \frac{R_2^2}{r^2}\right) \sin\varphi$$

$$R_2 \leq r \leq \infty$$

wobei  $K = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{R_2^2 - r^2}{R_2^2 + r^2 - 2R_2 r \cos(\varphi - \psi)}$  Poissonscher Kern

$$S = \frac{1}{2\pi} \frac{(R_2^2 - r^2)^2}{r} \frac{R_2 \cos(\varphi - \psi) - r}{|R_2^2 + r^2 - 2R_2 r \cos(\varphi - \psi)|^2}$$

$$T = \frac{1}{2\pi} \frac{R_2(R_2^2 - r^2)^2}{r} \frac{\sin(\varphi - \psi)}{|R_2^2 + r^2 - 2R_2 r \cos(\varphi - \psi)|^2}$$

Druckverteilung:

$$p(z) = \frac{R P(z)}{P} = \frac{2}{\pi \sqrt{a^2 + 1}} \frac{\sqrt{a^2 - z^2}}{1 + z^2} + \frac{1}{2\pi a^2 (1 + a^2)} \ln$$

$$\frac{\sqrt{a^2 + 1} + \sqrt{a^2 - z^2}}{\sqrt{a^2 + 1} - \sqrt{a^2 - z^2}} \quad (7)$$

$$-a \leq z \leq a, \quad a = \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}, \quad z = \operatorname{tg} \frac{\pi}{2}$$

Die Abhängigkeit zwischen der Kraft P, dem Spiel  $\Delta R$  und der Funktion des Berührungswinkels  $a = \tan \frac{\alpha}{2}$ , wobei  $a$  die Hälfte des Berührungswinkels darstellt, bestimmt folgende Formel:

$$\frac{E \Delta R}{P} = \frac{2(1-a^2)}{\pi a^2} - \frac{1}{\pi a^2 (1+a^2)} \int_{-a}^a \frac{1}{1+t^2} \ln \frac{\sqrt{a^2+1} + \sqrt{a^2-t^2}}{\sqrt{a^2+1} - \sqrt{a^2-t^2}} dt \quad (8)$$

Das Diagramm des Integrals in Formel (8) ist in /7/ angegeben. Den Maximalwert der Drücke erhält man aus

$$P_{\max} = \frac{2|a|}{\pi \sqrt{a^2 + 1}} + \frac{\ln(\sqrt{a^2 + 1} + |a|)}{\pi a^2 (1 + a^2)} \quad (9)$$

Die Abhängigkeit dieser Drücke vom Berührungswinkel sind in Bild 2 dargestellt, wobei die Linie A der Formel (1) und die Linie B der Formel (2) entspricht. Bild 3 veranschaulicht einen dimensionslosen Wert  $\frac{E \Delta R}{P}$  als Funktion des Berührungswinkels. Die Abhängigkeit zwischen dem Maximaldruck, der Belastung und dem Spiel ist in Bild 4 ersichtlich. In Bild 5 ist die dimensionslose Größe des Unterschiedes von Hauptspannungen der Maximalschubspannung als Funktion  $\frac{r}{R}$  in der unendlichen Scheibe im Fall des ebenen Verzerrungszustandes dargestellt, wobei  $a$  die abhängige Größe ist.

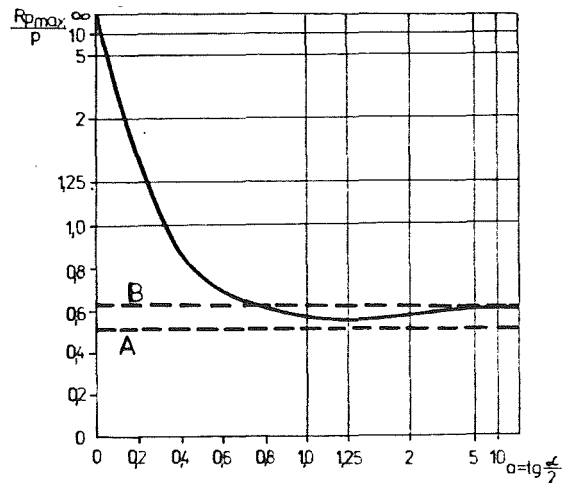


Bild 2: Dimensionsloser Wert der Maximaldrücke als Funktion des Berührungswinkels

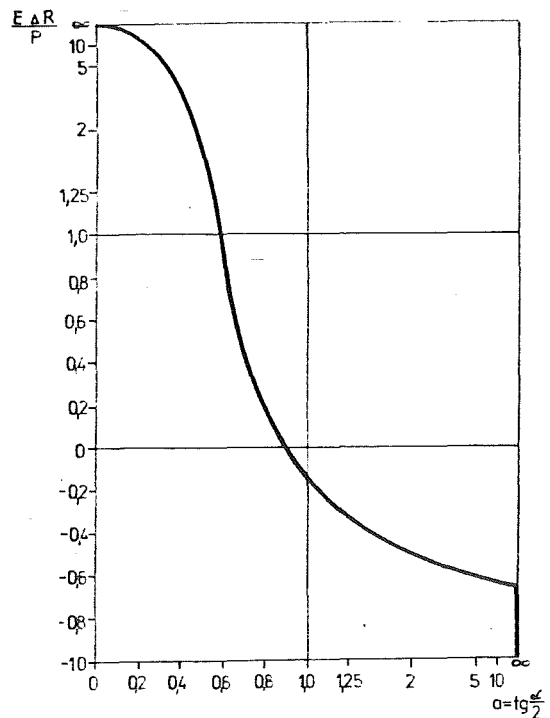


Bild 3: Abhängigkeit zwischen dem Berührungswinkel und der Belastung und dem Radialspiel

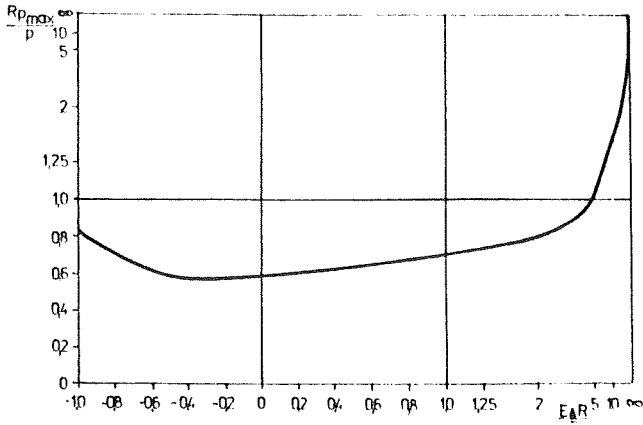


Bild 4: Abhängigkeit zwischen dem Maximaldruck und der Belastung und dem Radialspiel

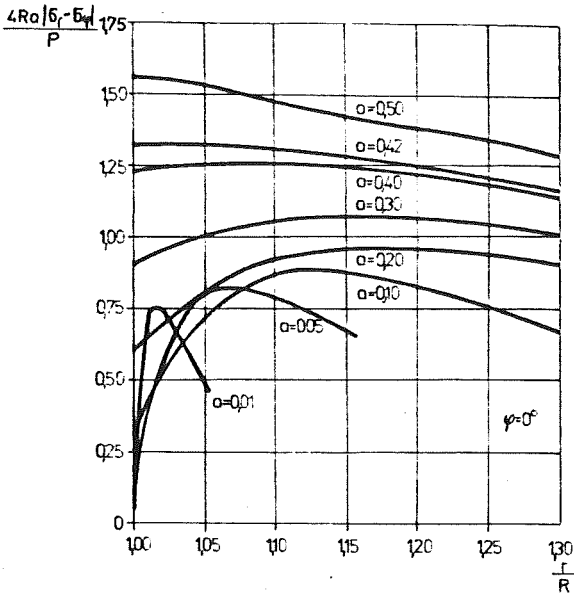


Bild 5: Werte des Unterschiedes von Hauptspannungen ( $\varphi = 0$ ) als Funktion des Radius für unterschiedliche Parameter des Berührungswinkels

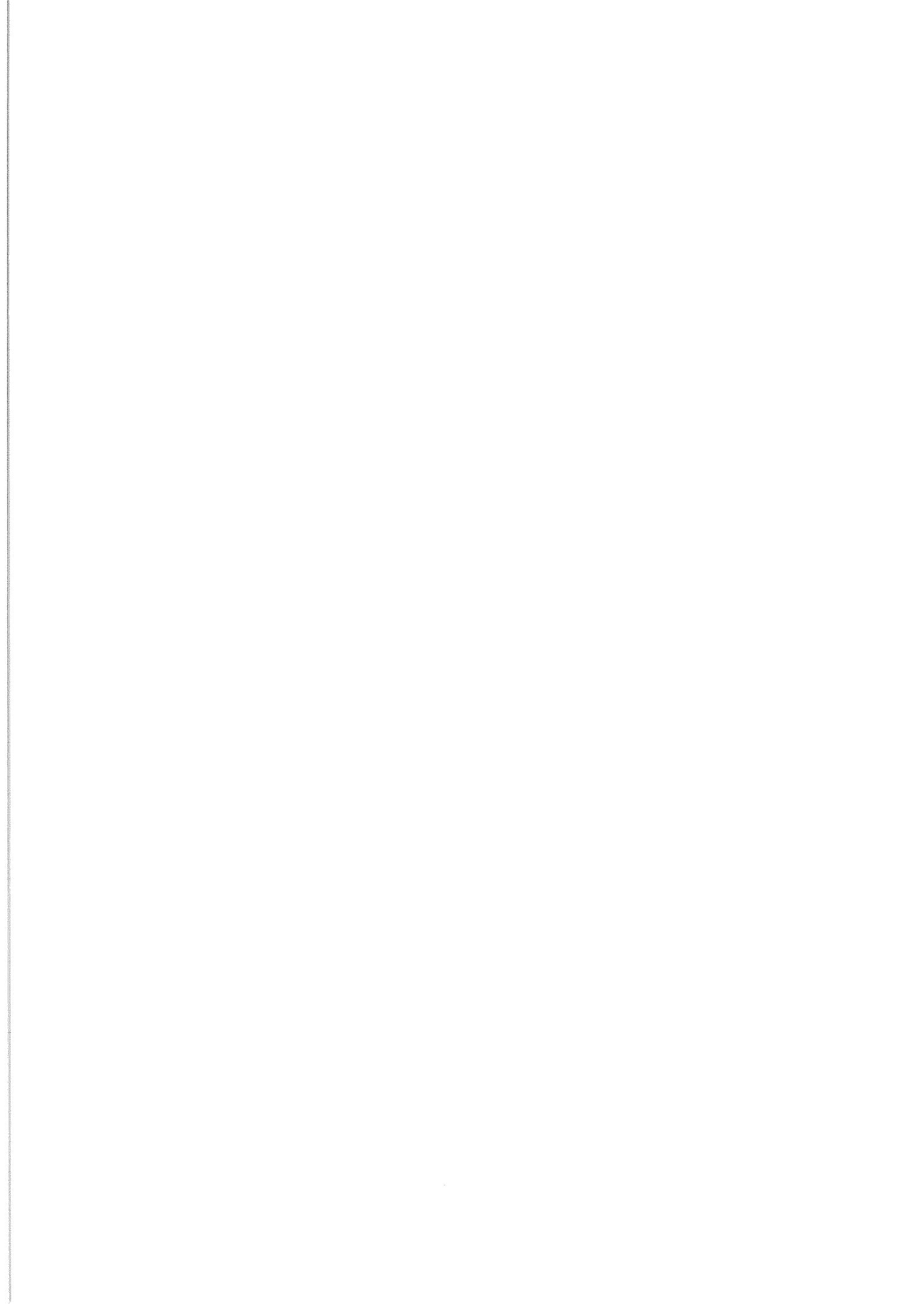
Aus diesem Diagramm läßt sich ersehen, daß das Maximum  $|\sigma_r - \sigma_\varphi|$  im Berührungsbereich ( $r = R$ ) erst für  $\alpha > 0,4$  ( $\alpha \approx 44^\circ$ ) auftritt.

Eine Überprüfung der Grundgleichungen (6) und (7) geschah durch Ableitung der Grenzfälle, wobei die Hertz'sche Lösung für den Grenzfall kleinster Berührungswinkel ( $\alpha \rightarrow 0$ ) und die von Girkmann ermittelte Lösung für den Grenzfall großer Winkel ( $\alpha = \pi$ ,  $p(\pm \pi) = 0$ ) steht /7/. Experimentelle Untersuchungen wurden mit Hilfe von spannungsoptischen Methoden in /8/ durchgeführt.

Sämtliche vergleichenden Untersuchungen /4/, /5/ und /8/ bestätigen, daß der Einfluß der Werkstoffe auf die betrachteten Fälle gering ist. Bei einer Änderung der Querdehnungszahl von 0,25 bis 0,4 haben  $\sigma_r$  und  $\tau_{r\varphi}$  eine Abweichung von 1,5 %, die Abhängigkeit für  $\sigma_\varphi$  beträgt dabei maximal 7 %.

Schrifttum

- /1/ Krupa, Z. Sposoby obliczania nacisków powierzchniowych występujących pomiędzy sworzniem a uchem w zależności od pasowania. Zeszyty Naukowe AGH, z. 652, Kraków 1977.
- /2/ Staermann, I.I.: Kontaktnaja zadacza teorii uprugosti. Moskwa 1949.
- /3/ Romalis, B.L.: Romalis, B.L.: Raspredelenije dawlenij pri wnutriennom kontakte uprugich krugowych cylindrow. Westnik Maszynostrojnie nr 12, 1958.
- /4/ Frocht, M.M.: Photoelasticity. Volume II, New York 1948.
- /5/ Siemieniec, A.: Badania teoretyczne i doświadczalne rozkladu naprezeń w elementach plastycznych oslabionych otworem kolowym. Zeszyty Naukowe AGH, z. 224, Kraków 1969.
- /6/ Siemieniec, A.; Kaczorowski, J.: Podstawowe rownania zagadnienia kontaktowego teorii sprzystosci w polaczeniu sworzni-otwór. Zeszyty Naukowe AGH, z. 719, Kraków 1979.
- /7/ Kaczorowski, J.; Siemieniec, A.: Rozklad nacisków w strefie kontaktu w polaczeniu sworzni-otwór. Zeszyty Naukowe AGH, z. 701, Kraków 1979.
- /8/ Kaczorowski, J.; Siemieniec, A.: Doświadczalna analiza naprezeń w polaczeniu sworzniowym. Zeszyty Naukowe AGH, z. 857, Kraków 1981.







## Spannungsoptische Modellversuche als kostengünstiges Verfahren zur Ermittlung dynamischer Beanspruchungen

Von H.-J. Barth, P. Dietz und E. Hengsberg, Clausthal-Zellerfeld

Maschinenteile und Maschinenkonstruktionen werden im Betrieb häufig stoßartig belastet. Die Stöße können betriebsbedingt sein wie bei Schmiedepressen, bei Stanzvorgängen und bei schlagenden und drehschlagenden Werkzeugen, sie können aber auch das Ergebnis von nicht vermeidbaren Betriebsstörungen sein, wie beim Aufprall eines Krans oder Schienenfahrzeugs auf einen Prellbock oder beim Einziehen eines zu stark abgekühlten Knüppels in ein Walzgerüst. Die dynamischen Beanspruchungen, denen die Bauteile bei solchen Stößen ausgesetzt sind, können weit höher sein als die Beanspruchungen aus den normalen Betriebskräften und müssen deshalb bei der Auslegung berücksichtigt werden. Dabei ergeben sich oft große Schwierigkeiten dadurch, daß die Spannungsverteilungen im gestoßenen Bauteil und ihr zeitlicher Ablauf nicht berechnet oder wenigstens abgeschätzt werden können.

Hier erweisen sich dynamische spannungsoptische Modellversuche als wirkungsvolles und kostengünstiges Verfahren zur Spannungsermittlung und zur Konstruktionsbeurteilung und -optimierung. Die dynamische Spannungsoptik unterscheidet sich von der bekannten statischen Spannungsoptik durch spezielle Aufnahmeverfahren, Auswertungsmethoden und erweiterte Modellgesetze. Die Anschaulichkeit als wesentlicher Vorzug spannungsoptischer Verfahren wird dadurch nicht beeinträchtigt und erweist sich als besonders wertvoll: Gleichzeitig mit den Meßwerten gewinnt man eine Vorstellung über den Ablauf von Stoßvorgängen.

Anders als bei den gebräuchlichen spannungsoptischen Verfahren ist bisher erst eine begrenzte Zahl von Forschungsarbeiten zur dynamischen Spannungsoptik durchgeführt worden. Dabei zeigte sich, daß bei Stoßproblemen eine Fülle von Einflußgrößen zu berücksichtigen sind, so daß sich bei ihrer Untersuchung häufig zunächst überraschende Ergebnisse und neue Fragestellungen ergeben. Wegen des benutzten Registrierungsverfahrens beschränken sich die bisherigen Versuche auf ebene, d.h. Scheiben- und Plattenprobleme. Für die Untersuchung von Stoßbeanspruchungen hat es sich als nützlich erwiesen, die Stöße nach dem Verhältnis von Stoßdauer zu Bauteilgröße einzuteilen: In Festkörpern können sich Schallwellen in Form von Longitudinal- und Transversalwellen ausbreiten. Longitudinalwellen bilden die Wellenfront. Ihre Geschwindigkeit in Scheiben beträgt

$$c_L = \sqrt{\frac{E}{\rho (1 - \nu^2)}} \quad (1)$$

Die Durchlaufzeit der Longitudinalwelle durch ein Bauteil ist

$$\Delta t_D = \frac{l}{c_L} \quad (2)$$

Abhängig von der Durchlaufzeit von Spannungswellen definiert man:

### 1. Quasistatischer Stoß

Die Stoßdauer ist merklich länger als die Durchlaufzeit von Spannungswellen. Es ergeben sich Spannungsverteilungen, bei denen die Spannungen an jeder beliebigen Stelle des belasteten Bauteiles proportional zur momentanen Stoßkraft sind. Nach Stoßende ist das Bauteil spannungsfrei. Es verhält sich also wie ein ruhend mit unterschiedlicher Lasthöhe beanspruchtes Bauteil.

### 2. Rein dynamischer Stoß

Die Stoßdauer ist kürzer als die Durchlaufzeit von Longitudinalwellen. Bei derartigen Stößen breiten sich Spannungswellen von der Stoßstelle ausgehend im Bauteil aus. Bis zum Stoßende wird den Spannungswellen Energie zugeführt, ihre Wellenlänge hängt ab von der Stoßdauer. Nach Stoßende breiten sich die Spannungswellen im Bauteil weiter aus, wobei mit zunehmender Entfernung von der Stoßstelle die Amplituden abnehmen. Die Wellenausbreitung endet, wenn die Energie der Wellen durch innere Dämpfung verzehrt ist. Treffen Spannungswellen auf Grenzflächen auf, so werden sie gebrochen und unter teilweise Umwandlung der einen in die andere Wellenart reflektiert. Die sich ausbreitenden und die reflektierten Spannungswellen überlagern sich und erzeugen rasch sich ändernde Spannungsverteilungen, die außer bei sehr einfachen Bauteilgeometrien bis heute nicht zu berechnen sind.

Zwischen diesen Grenzfällen gibt es Beanspruchungsverhältnisse, bei denen als Folge eines Stoßes BiegeWellen ausgelöst werden. Wenn die Stoßdauer der Größenordnung nach der Eigenschwingungsdauer des Bauteils entspricht, ergibt sich häufig rasch ein ausgeprägter Eigenschwingungszustand, der auch nach Stoßende fort dauert. Auch bei kürzeren Stoßdauern werden häufig BiegeWellen ausgelöst, die nach einer längeren Anlaufphase in einen Eigenschwingungszustand übergehen. Im folgenden werden Ergebnisse aus Untersuchungen vorgestellt, die zeigen sollen, daß die dynamische Spannungsoptik mit geringem Aufwand auf praktische Stoßprobleme angewendet werden kann und dabei helfen kann, die häufig zunächst unübersichtlichen Stoßwirkungen zu veranschaulichen.

Die spannungsoptischen Bilder wurden nach dem von KUSKE [1] entwickelten Verfahren der verzögerten Einzelblitze aufgenommen. Dabei wird vom stoßenden Körper über eine Lichtschranke oder über Kontaktschluß ein Signal erzeugt. Dieses Startsignal löst nach einer einstellbaren Verzögerungszeit eine Blitzlampe aus. Wiederholt man den Stoß, wobei jeweils der Blitzzeitpunkt stufenweise gegenüber dem Stoßzeitpunkt verzögert wird, so läßt sich der gesamte Spannungsablauf registrieren. Voraussetzung ist dabei, daß der Stoß streng reproduzierbar erfolgt. Für Stoßbelastungen mit langen Stoßdauern von 500  $\mu\text{s}$  und mehr haben sich Pendelschlagwerke bewährt, bei denen das Schlaggewicht mit Hilfe eines Druckluftzylinders gelöst wird. Kurze Stoßdauern bis

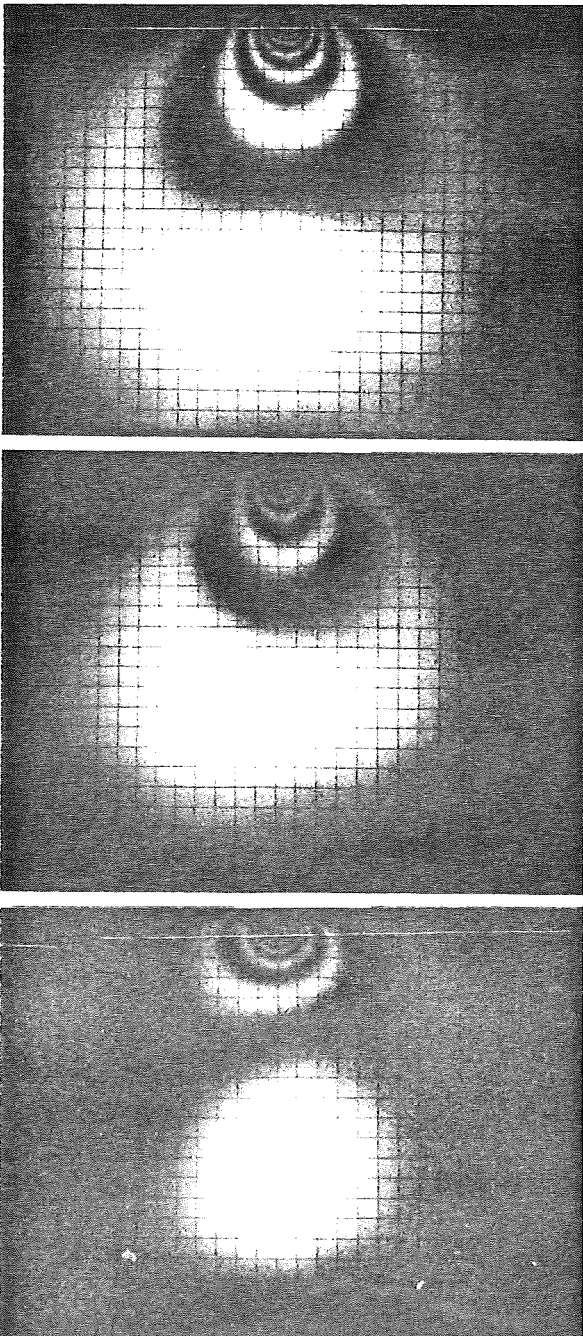


Bild 1. Quasistatische Stoßbelastung

Die Spannungen klingen synchron zur Stoßkraft ab. Verzögerungszeit nach Stoßbeginn von oben nach unten 300/400/500  $\mu\text{s}$ , Stoßdauer ca. 650  $\mu\text{s}$

zu weniger als 20  $\mu\text{s}$  werden mit Hilfe von Wälzlagerkugeln erzeugt, die mittels eines definierten Druckluftimpulses in einem Rohr beschleunigt und gegen das Modell geschossen werden. Als Modellmaterial wird handelsübliches Plattenmaterial aus Araldit B verwendet.

Bild 1 und 2 zeigen die Unterschiede in der Spannungsverteilung bei einer quasistatischen und rein dynamischen Stoßbelastung in einer Rechteckscheibe 400 x 400 mm. Deutlich erkennbar ist in Bild 1 die zwiebelartige Ausbildung des Isochromatenfeldes, das mit wachsender Stoßkraft aus dem Punkt der Lasteinleitung herausquillt. Die Ränder beiderseits der Stoßstelle bleiben spannungsfrei. Charakteristisch für den rein dynamischen Stoß in Bild 2 sind die sich kreisförmig ausbreitenden Spannungswellen, die auch den der Stoßstelle benachbarten Rand erfassen. Gerade am Rande sind dabei die höchsten Spannungswerte zu beobachten, die durch Rayleigh-Wellen erzeugt werden. Deutlich erkennt man, daß sich die Spannungswellen auch nach Stoßende weiter ausbreiten.

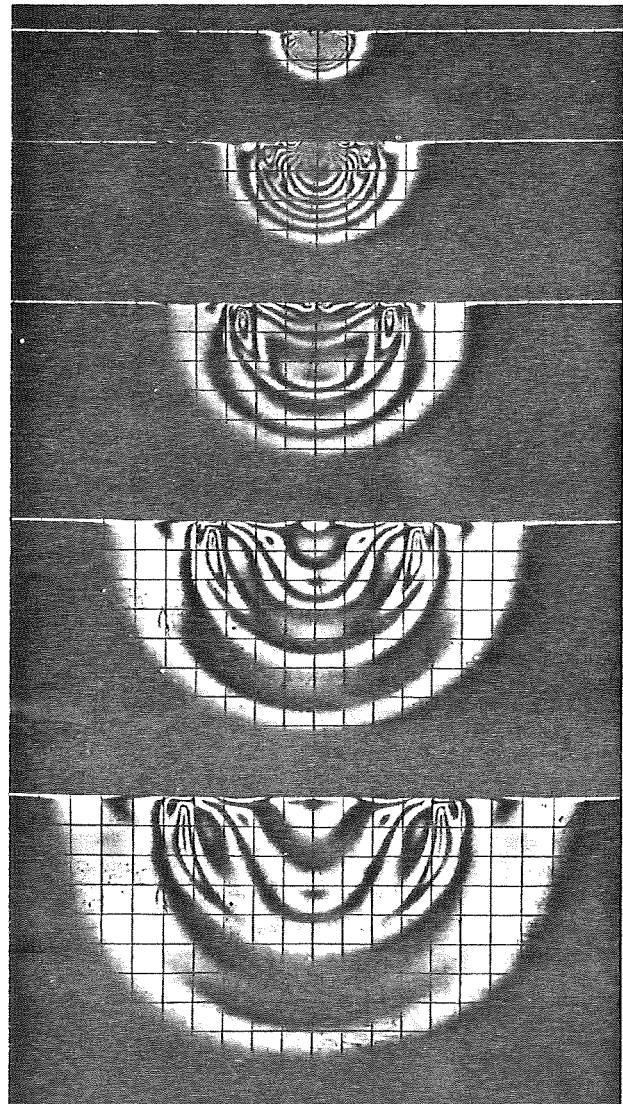


Bild 2. Rein dynamischer Stoß

Verzögerungszeit nach Stoßbeginn von oben nach unten 10/20/30/40/50  $\mu\text{s}$ , Stoßdauer etwa 25  $\mu\text{s}$

Ein typisch quasi-statisches Stoßproblem stellt das erste praktische Beispiel dar: Für das Fahrgestell eines Nutzfahrzeugs in einer Sonderbauweise war zu untersuchen, in welcher Weise nach einem Aufprall auf ein Hindernis die Stoßenergie vom System Fahrgestell-Wagenaufbau aufgenommen wird. Aus den Ergebnissen dieser Untersuchung sollen Hinweise für die konstruktive Gestaltung abgeleitet werden. Die vom Stoß erzeugten Längskräfte werden in der Gestellmitte in den Wagenaufbau eingeleitet. Das Fahrgestell ist in der Hauptausführung eine Schweißkonstruktion aus Blechen und Stahlprofilen, also ein räumliches Gebilde mit geringen Wandstärken. Da in der dynamischen Spannungsoptik, wie erwähnt, bisher nur ebene Modelle untersucht werden können, mußte das Fahrgestell soweit vereinfacht werden, daß es als ebene Rahmenkonstruktion hergestellt werden konnte. Eine maßstäbliche Verkleinerung wäre wegen der geringen Wandstärken der Hauptausführung ohnehin nicht in Frage gekommen. Die vorgenommene starke Vereinfachung hat zur Folge, daß die im Modell auftretenden Spannungen nicht quantitativ auf die Hauptausführung übertragen werden können. Die Modellabmessungen wurden deshalb so gewählt, daß die Steifigkeitsverhältnisse im Modell denen der Hauptausführung ähnlich sind. Damit sollte erreicht werden, daß die zu erwartenden Biegeschwingungen sich in ähnlicher Weise wie in der Hauptausführung ausbilden. Der Stoß wurde über ein Pendelschlagwerk mit einer stoßenden Masse von 0,95 kg bei einer Aufprallgeschwindigkeit von etwa 0,14 m/s in das Modell eingeleitet. Die Stoßdauer betrug etwa 2,1 ms und war damit deutlich länger als die Durchlaufzeit von Longitudinalwellen durch das Modell von etwa 230 µs. Die Stoßgrößen wurden so gewählt, daß das Verhältnis von Stoßdauer zur Wellendurchlaufzeit und das Verhältnis von stoßender und gestoßener Masse im Modell und Hauptausführung gleich wird. Damit werden im Versuch ähnliche Stöße wie in der Hauptausführung erzeugt. Ferner gilt für das Verhältnis der Eigenfrequenzen möglicher Biegeschwingungen:

$$\frac{\omega_M}{\omega_H} = \sqrt{\frac{E_M}{E_H} \cdot \frac{I_M}{I_H} \cdot \frac{l_H^3}{l_M^3} \cdot \frac{m_H}{m_M}} = \frac{t_M}{t_H} = \frac{c_H}{c_M} \cdot \frac{l_M}{l_H}$$

Das Verhältnis der Kreisfrequenzen entspricht also dem Zeitmaßstab  $t_M/t_H$ .

Bild 3 zeigt ein Beispiel aus den spannungsoptischen Aufnahmen. Die Auswertung brachte folgende Ergebnisse:

Der Spannungsablauf läßt sich in drei Phasen unterteilen. Während der Anlaufphase breiten sich Spannungen vom gestoßenen Wagenendteil in die Längsträger aus und erzeugen in diesen homogene Druckspannungen. In der anschließenden zweiten Phase werden infolge der Trägheit der angekoppelten Nutzlast Biegeschwingungen in den Längsträgern ausgelöst. Gleichzeitig wird bis zum Stoßende vom gestoßenen Gestellende Energie nachgespeist. Die dritte Phase beginnt mit dem Ende des Stoßes: Das gestoßene Gestellende wird spannungsfrei. Die vom Feder-Masse-System aus Längsträgern und Nutzlast aufgenommene Energie unterhält die Biegeschwingungen, wobei allmählich ein Einschwingen in die Eigenfrequenz erfolgt. In ähnlicher Weise wurde das Schwingungsverhalten senkrecht zur Ge-

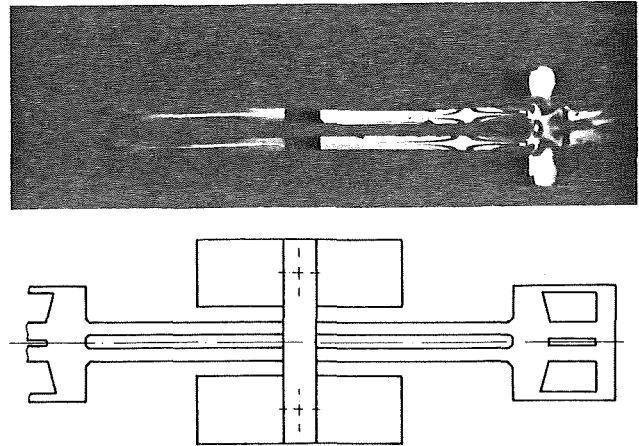


Bild 3. Anregung von Biegeschwingungen in einem Fahrzeugrahmen nach quasistatischer Stoßbeanspruchung. Verzeigerungszeit 2400 µs nach Stoßbeginn, Stoßdauer 2100 µs

stellebene untersucht. Es konnte gezeigt werden, daß die höchstbeanspruchten Stellen im Bereich der Massenankopplung liegen. Aus der Spannungsverteilung längs der Träger für beide Schwingungsebenen konnten konstruktive Hinweise für die Ankopplung abgeleitet werden. Es konnte ferner nachgewiesen werden, daß Versteifungen zwischen den Trägern spannungserhöhend wirken.

Eine Untersuchung in der hier beschriebenen Art liefert eine Übersicht über den Stoßablauf und die höchstbeanspruchten Bauteilpartien. Wenn die Bauteilgeometrie wie im vorliegenden Fall bei der Modellbildung stark vereinfacht werden mußte, sind quantitative Aussagen etwa über die Kerbwirkung nicht möglich. Ist es erforderlich, für kritische Bereiche die Spannungen quantitativ zu ermitteln, so kann der beobachtete ungünstigste Beanspruchungsfall in einem statischen spannungsoptischen Versuch an einem Modell der entsprechenden Bereiche nachgebildet werden.

Als weiteres Beispiel werden Versuche beschrieben, die in Zusammenarbeit mit dem Battelle-Institut e.V. durchgeführt wurden. Das Battelle-Institut hat vorgeschlagen, bei der Außerdienststellung von Kernkraftwerken den eigentlichen Reaktorbehälter sprengtechnisch in Teile transportabler Größe zu zerlegen. Damit soll u.a. erreicht werden, daß das Demontage-Personal sich nur kurzzeitig im Gefahrenbereich aufhalten muß. Der Vorschlag sieht außerdem vor, den Behälter vor der Sprengung durch starke Abkühlung zu verspröden. Für die Anwendung dieses Verfahrens mußten einige Verfahrensgrößen untersucht und optimiert werden. Dazu wurden Sprengversuche an stählernen Modellbehältern durchgeführt. Besonders günstige Zerlegungsverhältnisse wurden erzielt, wenn über acht achsparallele gleichmäßig über den Umfang verteilte Sprengschnüre gesprengt wurde. Dabei zeigte sich, daß nicht nur an den Lasteinleitungsstellen sondern oft auch jeweils in der Mitte zwischen zwei Sprengschnüren Risse eintraten, für deren Ursache zunächst eine plausible Erklärung fehlte.

Um gezielt weiterführende Versuche in einem vergrößerten Modellmaßstab durchführen zu können, sollte zuvor der Mechanismus der Wellenausbreitung untersucht werden. Dabei sollte geklärt werden, welches die wesent-

lichen Bruchursachen sind, welche Kerbwirkung durch Vorkerbungen erzielt werden kann und welchen Einfluß der Modellmaßstab auf die beobachteten Brüche zwischen zwei Anregungsstellen hat.

Die Wellenausbreitung wurde mit Hilfe der dynamischen Spannungsoptik untersucht. Als Modell wurde ein ebenes Kreisringsegment von  $180^\circ$  gewählt. Die Last wurde über einen Stoßübertragungskörper an zwei um  $45^\circ$  versetzten Stellen in den Ring eingeleitet (Bild 4). Daraus ergab sich die Einschränkung, daß nur der Anlaufzustand (Überlagerung der Spannungsfelder von zwei benachbarten Anregungsstellen) untersucht werden konnte. Die Versuche wurden im elastischen Bereich durchgeführt, d.h. es wurden keine Brüche erzeugt. Die Auswertung erfolgte anhand von Auftragungen der beobachteten Isochromatenordnungen längs der Ränder.

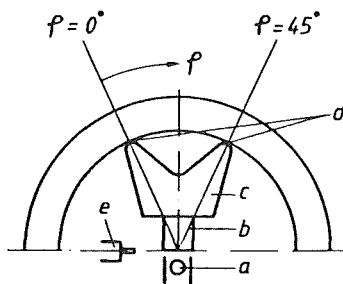


Bild 4. Dynamische Stoßeinleitung an zwei Stellen eines Rings - schematische Versuchsordnung

- Druckluftrohr (Schießrohr)
- Zylinderrolle zur Stoßübertragung
- Stoßübertragungskörper für zwei Stoßeinleitungsstellen
- Ort der Stoßeinleitung in das Kreisringmodell
- Lichtschranke

Erwartungsgemäß zeigte sich, daß von den Stoßeinleitungsstellen Spannungswellen ausgehen, die nach kurzer Laufzeit den Außenrand erreichen und dort reflektiert werden. Es entstehen Biegewellen, die sich seitlich ausbreiten. Gleichzeitig bilden sich am Innenrand Zugspannungsimpulse aus, die sich mit gleichmäßiger Geschwindigkeit längs des Randes von den Stoßeinleitungsstellen entfernen. Zwischen den beiden Stoßeinleitungsstellen prallen diese Impulse nach einer entsprechenden Laufzeit aufeinander und kommen zum Stillstand, wobei es zu einem starken Spannungsanstieg kommt (Bild 5). Die in die nicht angestossenen Ringbereiche außerhalb der Stoßeinleitungsstellen laufenden Zugspannungsimpulse breiten sich mit etwa konstanter Geschwindigkeit und Amplitude und ohne erkennbare Dispersion weiter aus. Dies sind typische Eigenschaften der Rayleigh-Wellen. Unterschiede in der hier gemessenen Ausbreitungsgeschwindigkeit und der theoretischen Geschwindigkeit der Rayleigh-Wellen resultieren vermutlich aus den Unterschieden zwischen den Randbedingungen für den theoretischen Ansatz und für das hier gewählte Modell. Sie werden gegenwärtig näher untersucht. Aus der zeitlichen Änderung der Spannung für verschiedene Randpunkte ist zu schließen, daß das Bauteil nach der Anlaufphase rasch in einen Biegeeigenschwingungszustand vierter Ordnung (entsprechend den

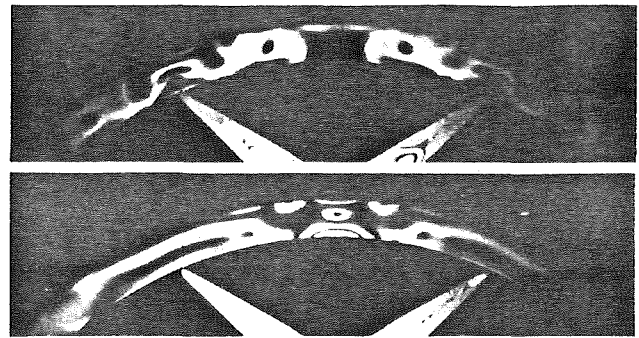


Bild 5. Ausbreitung von Spannungsfeldern in einem Ring (Belastung wie in Bild 4)

Oben: Verzögerungszeit  $80 \mu\text{s}$  nach Stoßbeginn: Die Wellenfront hat den Bereich in der Mitte zwischen den Stoßeinleitungsstellen noch nicht erreicht

Unten: Verzögerungszeit  $150 \mu\text{s}$  nach Stoßbeginn: Spannungserhöhung nach Zusammenprall der Zugspannungsimpulse in der Mitte zwischen den Stoßeinleitungsstellen

acht Lasteinleitungsstellen) einschwingt. Durch Vergleich ungekerbter mit gekerbten Modellen konnte der Kerbfaktor  $\alpha_K$  bestimmt werden.

Als mögliche Bruchursachen ergaben sich:

- Anrisse an den Lasteinleitungsstellen während des Stoßes
- Anrisse zwischen zwei Lasteinleitungsstellen durch Überlagerung der zusammenprallenden Randwellen
- Rißausbreitung infolge Biegewechselbeanspruchung in der Eigenfrequenz

Mit Hilfe von Modellgesetzen wurde die Übertragbarkeit der gewonnenen Ergebnisse auf die Hauptausführung und der Einfluß von Maßstabsänderungen auf den Spannungsablauf diskutiert.

Beide Beispiele zeigen, daß die dynamische Spannungsoptik ein nützliches Hilfsmittel zur Untersuchung von Stoßproblemen aus der Ingenieurpraxis sein kann. Ihr besonderer Vorzug besteht darin, daß sie die meist unübersichtlichen Auswirkungen von Stößen auf die örtlichen und zeitlichen Spannungsverteilungen in Bauteilen sichtbar und damit anschaulich macht. Diese Anschaulichkeit ist umso wertvoller, als der Ingenieur von seiner Ausbildung her oft nicht in der Lage ist, Stoßprobleme richtig zu beurteilen. Dynamische spannungsoptische Untersuchungen sind preisgünstig und können damit in erheblichem Umfang helfen, Kosten für die Entwicklung oder Umkonstruktion einzusparen. Als verhältnismäßig junges Verfahren ist die dynamische Spannungsoptik noch gewissen Einschränkungen unterworfen wie z.B. der bisher noch erforderlichen Beschränkung auf Scheiben- und Plattenprobleme. Am Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal geplante Grundlagenuntersuchungen sollen zu einer weiteren Verbesserung der Anwendungsmöglichkeiten und der bestehenden Modellgesetze führen.

Schrifttum

- [1] K u s k e, Albrecht: Spannungsoptische Untersuchungen von Stoßvorgängen. VDI-Bericht 135 (1969), S. 39-42.



## Anwendung des Modellwerkstoffes Silberchlorid bei der Untersuchung von Kerben und in der Gewindeforschung

### Silver chloride used as a model material for experimental research of holes, notches and threads

Von P. Dietz, J. Blechschmidt und H.-J. Weber, Clausthal-Zellerfeld

#### Summary

The accuracy of photoplastic experiments using Silver Chloride (AgCl) as a model-material has been improved.

Three examples show the results which can be obtained nowadays.

First elastic-plastic deformation of a tensile bar with a hole is discussed, with good accordance to a theoretical solution.

Using more difficult geometry of a threading connection under load, the change of load distribution - when reaching plastic deformation - can directly be observed. Furthermore a new model for the process of thread rolling is presented, simulated by punching a notch into a Silver Chloride plate.

#### 1. Einleitung

Schon seit einiger Zeit werden mit Hilfe spannungsoptischer Methoden Versuche zur Ermittlung von Beanspruchungen, die eine Teilplastifizierung des Bauteils bewirken, durchgeführt. Zielsetzung ist die Tragfähigkeitssteigerung von Bauteilen aus üblichen metallischen Werkstoffen unter Ausnutzung eines teilplastischen Verformungsverhaltens. Das bisher einzige Modellmaterial, das auch im plastischen Bereich eine gute Ähnlichkeit zum Verhalten der zu untersuchenden Metalle der Hauptausführung zeigt, ist der Modellwerkstoff Silberchlorid (AgCl).

Die bisher durchgeführten Untersuchungen [ 1 ] lassen erkennen, daß AgCl neben einem  $\sigma$ - $\epsilon$ -Diagramm mit Hooke'scher Gerade und Verfestigung im plastischen Bereich auch in den Fließkurven, dem Fließtyp, dem Einfluß der Formänderungsgeschwindigkeit und dem Reibverhalten eine Vergleichbarkeit zu Metallen aufweist, die die Aufstellung von Ähnlichkeitsgesetzen gestattet.

Der kristalline Aufbau des Modellmaterials stellte zunächst die Aufgabe, die mechanischen und optischen Eigenschaften in hinreichend engen Grenzen zu reproduzieren und auswertbare Isochromatenbilder zu erzeugen. Eine wesentliche Vorbedingung für die Anwendung der Modelltechnik auf reale Bauteile des Maschinenbaus besteht darin, daß mechanisch und optisch homogene Proben größerer Abmessungen herstellbar sind. Im Gegensatz zu früheren Untersuchungen, die Proben von 30 x 3 x 2 mm Größe verwendeten [ 2 ], konnten für die hier vorgestellten Beispiele Probengrößen von bis zu 110 x 50 x 4 mm eingesetzt werden. Die folgenden Beispiele sind Teil der laufenden Forschungsarbeiten, die unter anderem die Untersuchung von Kerben und Gewinden bei unterschiedlicher Belastungsart unter Berücksichtigung von Teilplastifizierung zum Inhalt haben.

#### 2. Einsatz von Silberchlorid bei der Untersuchung von Kerbproblemen mit elasto-plastischer Beanspruchung

##### 2.1 Zugstab mit Loch

Die unter diesem grundlegenden Belastungsfall auftretende Spannungsverteilung kann sowohl theoretisch und numerisch als auch experimentell für rein elastische Beanspruchung ermittelt und zur Überprüfung herangezogen werden.

Zur Zeit werden theoretische Berechnungsansätze zur Erfassung teilplastischer Vorgänge mit Versuchen an AgCl-Proben verglichen. Bild 1 zeigt den AgCl-Lochstab ohne Belastung. Zu erkennen ist, daß die Probe optisch nicht vollständig homogen ist. Dies ist verfahrensbedingt und läßt sich nicht immer vermeiden, hat aber keinen Einfluß auf die Aussagefähigkeit der Ergebnisse.

Auf Bild 2 ist die Silberchloridprobe unter einer Belastung von 1 122 N zu sehen. Dies entspricht einer Nennspannung von 13,1 N/mm<sup>2</sup>. Das in Bild 3 dargestellte Diagramm zeigt den aus der spannungsoptischen



Bild 1: Lastfreier Lochstab aus Silberchlorid

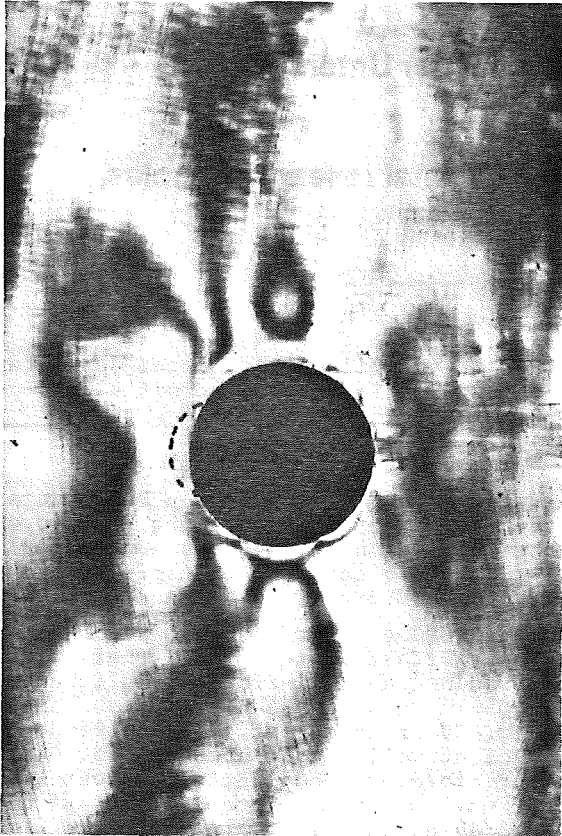


Bild 2: Lochstab aus AgCl bei einer Zugkraft von  $F = 1122 \text{ N}$  (plastische Zone: strichliert eingezeichnet)

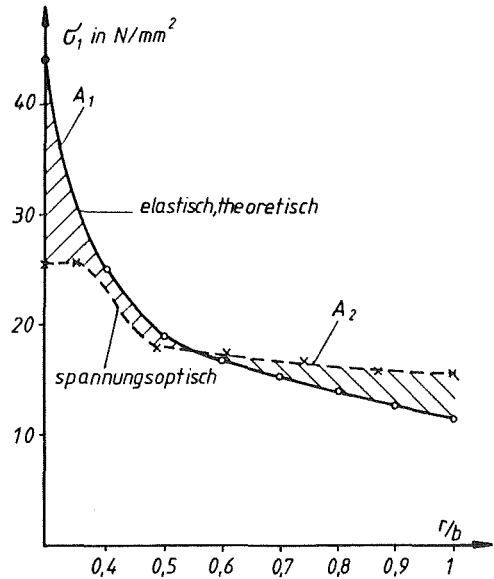


Bild 3: Spannungsverlauf im Querschnitt des Lochstabes  
a) elastisch, theoretisch  
b) plastisch, experimentell

gen eingeschlossenen Flächen  $A_1$  und  $A_2$  (s. Bild 3) gleich sind. Dies bedeutet, daß die spezifische mittlere Querschnittsbelastung konstant bleibt. Die durch die spannungsoptische Untersuchung mit Silberchlorid ermittelte Spannungsverteilung entspricht also den nach theoretischen Überlegungen zu erwartenden Werten.

Auswertung erhaltenen Spannungsverlauf. Zum Vergleich ist auch die theoretisch ermittelte Spannungsverteilung (rein elastisch) aufgetragen. Man erkennt deutlich, daß am Lochrand schon eine plastische Verformung stattgefunden hat (s. Bild 2). Ein Vergleich zeigt, daß die zwischen den beiden Kurvenzügen

2.2 Flankenbelastete Kerben

Gewinde können geometrisch vereinfacht als eine Hintereinanderschaltung von Kerben betrachtet werden. Als Besonderheit tritt hier jedoch die Krafteinleitung in unmittelbarer Nähe der Kerbausrundung auf. Zusätzlich stellt sich in Abhängigkeit von den Ferti-

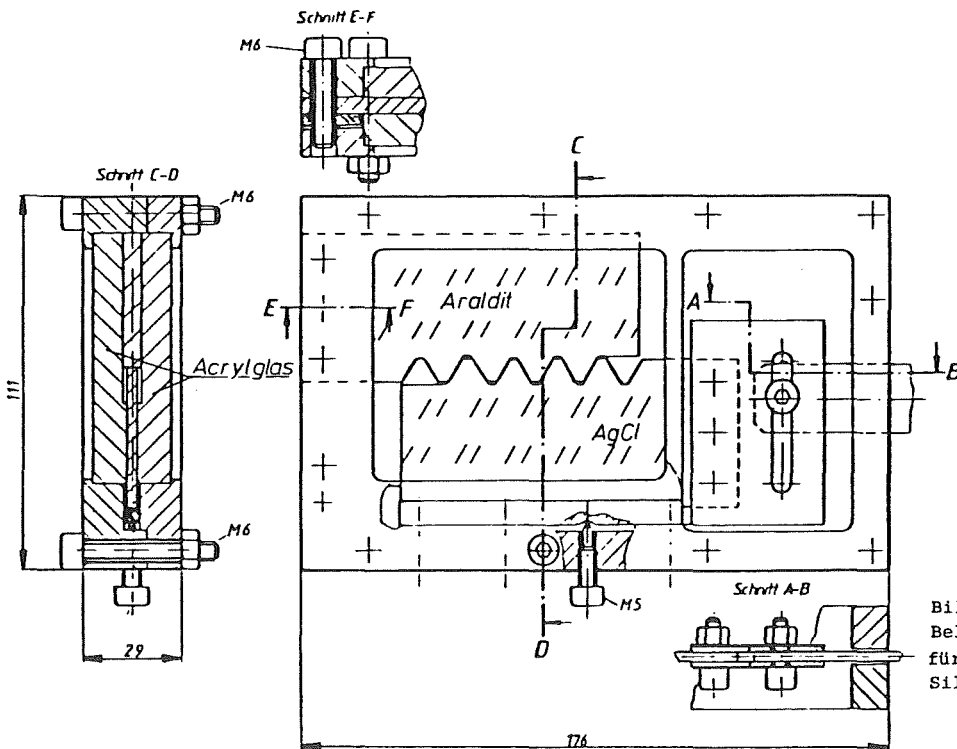


Bild 4: Belastungsvorrichtung für Gewindeversuche mit ebenen Silberchloridmodellen

gungstoleranzen, der Werkstoffpaarung und der allgemeinen geometrischen Gestaltung eine Lastverteilung in der Gewindeverbindung ein, die wesentlich von dem Verformungsverhalten der im Eingriff befindlichen Gänge bestimmt wird und üblicherweise dazu führt, daß die ersten Gänge den überwiegenden Anteil der Kraft übertragen.

Diese Lastverteilung auf die einzelnen Gewindegänge stellt ein Hauptkriterium für die Belastbarkeit einer Gewindeverbindung sowie für mögliche Tragfähigkeitssteigerungen durch Ausnutzung teilplastischen Verhaltens (durch Aufbringung entsprechender Vorspannkräfte) dar. Die gegenseitige Kopplung von Beanspruchung und Verformung in den einzelnen Gängen und die damit verbundene Lastumlagerung ist von großem Interesse für die Schraubenforschung.

Mit Hilfe des Modellwerkstoffs Silberchlorid entstanden in einem ebenen Versuch mit einer zehnfach vergrößerten Gewindegeometrie M8 x 1,25 die folgenden Isochromatenaufnahmen (Bild 5). Die Belastung auf Zug erfolgte in einer Zugvorrichtung (Bild 4) mit einem Gegenstück aus Araldit. Die Wahl dieser Werkstoffkombination gestattet eine experimentelle Überprüfung des Beanspruchungsverhaltens im Versuch, das Steifigkeitsverhalten entspricht in etwa der realen Paarung Mutter-entkohlte Schraube. Die Auswertung der maximalen Kerbspannungen führte

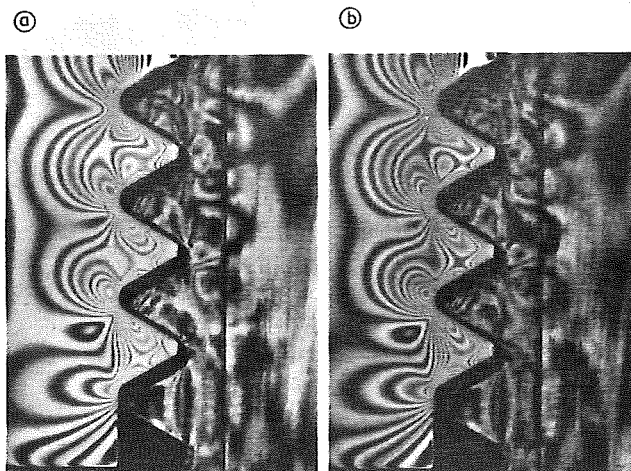
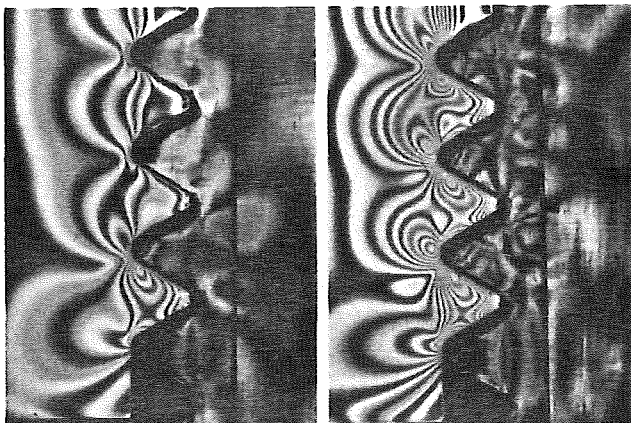


Bild 5: Isochromatenaufnahmen des Gewindeversuchs, rechts AgCl, bei  
 a) F = 387 N  
 b) F = 1160 N  
 c) F = 1354 N  
 d) F = 1547 N

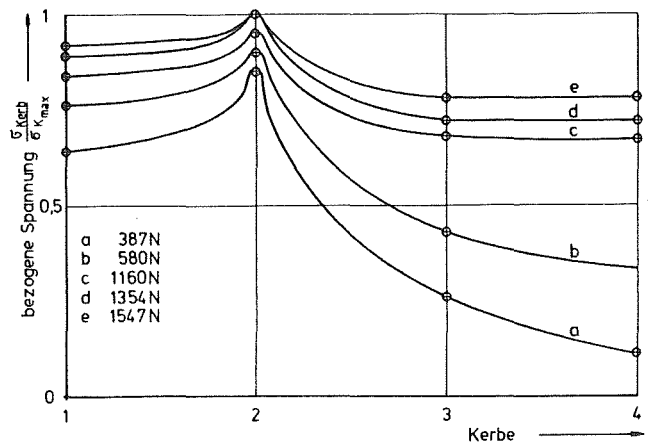


Bild 6: Lastverteilung im Modellgewinde

zu dem in Bild 6 dargestellten Diagramm. Dort erkennt man deutlich die Verlagerung der Belastung und Einebnung der Lastverteilung bei Zunahme der äußeren Last.

Nach dem Überschreiten der Elastizitätsgrenze besteht kein linearer Zusammenhang zwischen der maximalen Kerbspannung  $\sigma_{max}$  und der Nennspannung im geschwächten Querschnitt  $\sigma_{nennKern}$ , so daß sich der folgende Verlauf von  $\alpha_K^*$  ( $= \sigma_{max}/\sigma_{nennKern}$ ) als Funktion der äußeren Last ergibt, Bild 7. Kerbe 2 zeigt nach Lastumlagerungen durch plastisches Fließen mit hohem Gradienten eine Abnahme des Kerbfaktors, wohingegen bei Kerbe 3 und 4 nach einer vorläufigen Lastübernahme zunächst größere Werte festzustellen sind. Bei größeren Kräften streben alle Kurven, auch die der freien Kerbe 1, einem gemeinsamen Grenzwert zu. Der Absolutwert von  $\alpha_K^*$  ist auf die Werkstoffpaarung Araldit-AgCl zurückzuführen und für die hier angestellten Betrachtungen ohne belang.

3. Anwendung von Silberchlorid bei Modellversuchen zur Gewindeherstellung

Der theoretische Grundansatz von Hill [3] zur Modelldarstellung des Gewindewalzens, das Eindringen eines Keils in einen Halbraum, geht von einem quasistationären ebenen Verzerrungszustand aus. Stellt man sich den

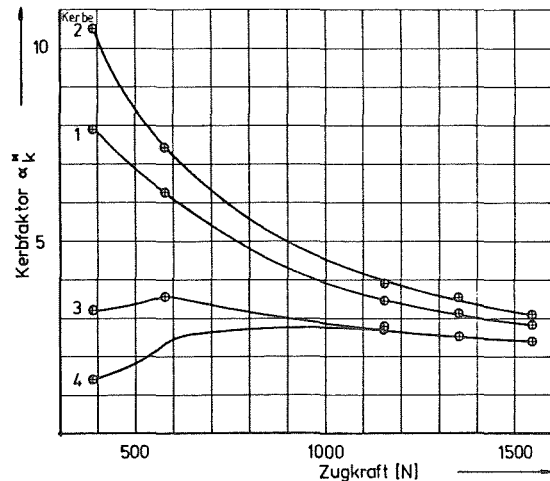


Bild 7: Abhängigkeit des Kerbfaktors  $\alpha_K^*$  im Gewinde von der Zugkraft

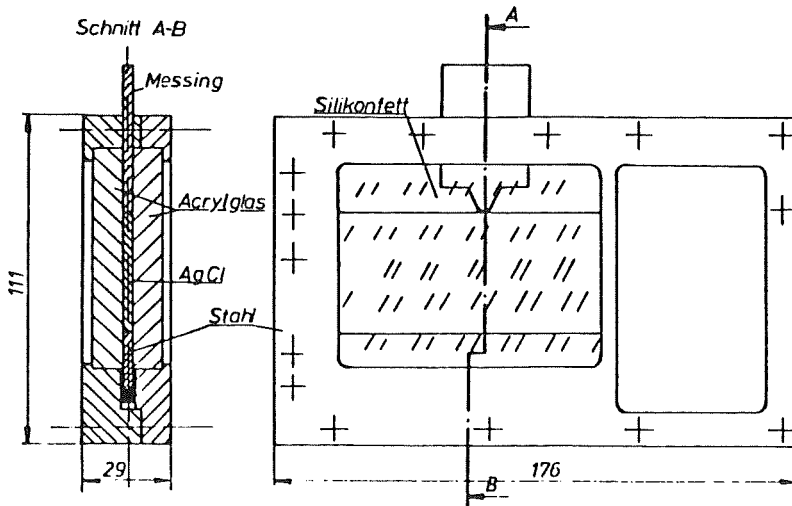


Bild 8:  
Vorrichtung zum Eindringversuch  
eines Keils

zylindrischen Werkstoffgrundkörper dabei in dünne Scheiben aufgliedert vor, so wird jede einzelne Scheibe bei Belastung durch den Keil an ihrer Dickendehnung gehindert, weil sie durch das benachbarte Material beidseitig "eingespannt" ist.

In Anlehnung an diese Vorstellung wurde ein ebener Keil mit Gewindegeometrie in eine Silberchloridscheibe eingedrückt, wobei durch die Vorrichtung konstruktiv die Dickendehnung behindert wird (Bild 8). Die spannungsoptischen Aufnahmen sind in Bild 9 wiedergegeben. Die Auswertung erfolgte an Farbaufnahmen, die eine wesentlich bessere Auflösung zeigen, als die

hier gezeigten monochromatischen Bilder, die alleine für eine Interpretation nicht ausreichen.

Auffällig an den gezeigten Aufnahmen ist die fehlende Wulstbildung neben dem eindringenden Keil, die nach der Theorie (Hill [ 3 ]) und praktischen Versuchen (Apel [ 4 ]) auftreten sollte. Weitere Versuche sollen zeigen, ob die Reibung oder eine ungenügende Steifigkeit der Acrylglasplatten zu Dickendehnungen des Materials führen und damit für dieses Phänomen verantwortlich sind. Der interessantere Aspekt dieses Modellversuches zeigt sich in der Ausbildung einer zweiten, seitlichen Zone

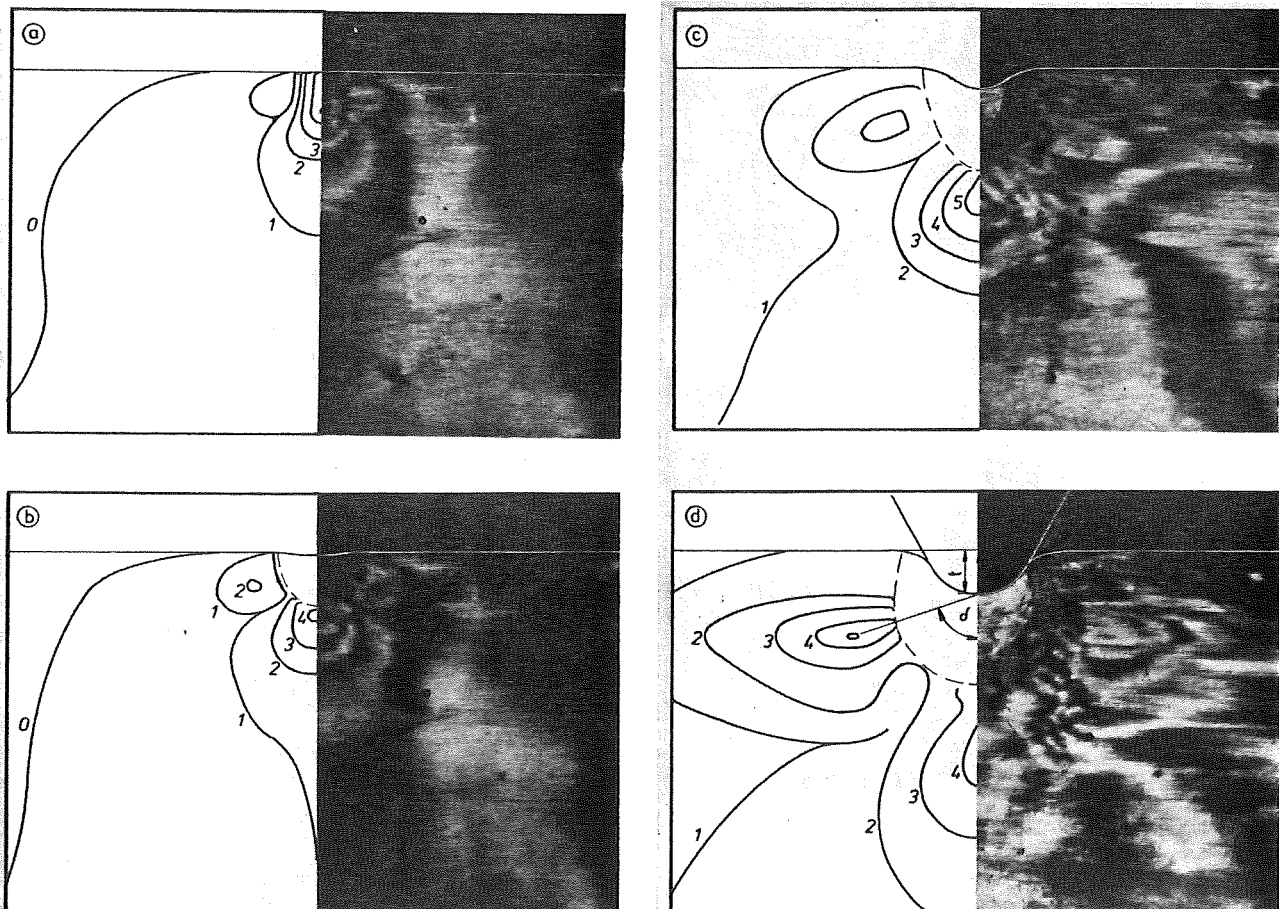


Bild 9: Eindringversuch eines Keils, Isochromatenaufnahmen



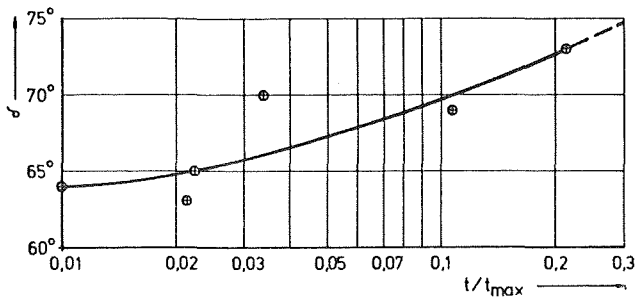


Bild 10: Abhängigkeit des zweiten Ortes maximaler Schubspannung von der Eindringtiefe beim Keilversuch

mit hohen Schubspannungen durch Hertz'sche Pressung, die von der belasteten plastischen Zone herrühren kann, welche dann praktisch als Sekundärkeil auf das elastische Restmaterial wirkt. Es liegt die Vermutung nahe, daß der Winkel, unter dem dieser Effekt auftritt, von der Eindringtiefe des Keils abhängt (Bild 10). Inwieweit diese bisher ungesicherte Feststellung auch von den sonstigen Randbedingungen wie Keilgeometrie, Reibung, Dickendehnung, räumlichen Effekten oder den Einspannbedingungen der Scheibe abhängt, ist noch zu klären und Ziel weiterer Untersuchungen.

#### 4. Zusammenfassung

Die zwischenzeitlich erreichbare Genauigkeit von Versuchen mit Silberchlorid wird am Beispiel eines gelochten Zugstabes dargestellt.

Anhand des Modells einer Gewindeverbindung läßt sich mit diesem Modellwerkstoff relativ einfach zeigen, wie sich die Lastverteilung über die Gewindelänge bei Überelastischer Beanspruchung verändert. Die Er-

gebnisse decken sich mit den Erwartungen, daß vorher bestehende Lastüberhöhungen durch plastisches Nachgeben des Werkstoffs abgebaut werden und zu einem gleichmäßigeren Tragen aller Gänge führen.

Für die Untersuchung des Vorgangs "Gewindewalzen" wird ein Modellversuch vorgestellt, der erste Rückschlüsse auf die Spannungsverteilung im Werkstück bei der Profilgebung zuläßt.

Die angeführten Beispiele machen deutlich, daß der Modellwerkstoff Silberchlorid das Experimentierstadium verlassen hat und sich gut für die Erforschung von Belastungsfällen mit Teilplastifizierung eignet.

Mit Hilfe dieses Werkstoffes wird es in Zukunft unter anderem auch möglich sein, theoretische Lösungsansätze für die Spannungsverteilung an komplizierteren Bauteilen mit Teilplastifizierung auf ihre Übertragbarkeit auf reale Werkstoffe zu überprüfen.

#### Schrifttum

- |1| Schmidt, O.A.: Beitrag zur Untersuchung von Umformvorgängen beim Strangpressen von Metallen mit Hilfe spannungsoptischer Methoden. Dissertation TU Clausthal 1981
- |2| Zhitnikov, R.A.: Soviet Physics Technical Physics 28 (1958), S. 1839 - 1853.
- |3| Hill, R.: The mathematical theory of plasticity, Oxford 1950
- |4| Apel, H.: Gewindewalzen. Carl Hanser Verlag, München, 1952

Wirtschaftliche Vorteile sind gegeben

# Pendelbearbeitung und Baukasten-Maschinensysteme steigern die Produktivität

Die Pendelbearbeitung als Mittel zur Verkürzung der Nebenzeiten kann bei Drehmaschinen erhebliche Zeit- und Kosteneinsparungen ermöglichen. Ein kritischer Vergleich anhand einiger Bearbeitungsbeispiele zeigt Möglichkeiten und Grenzen dieses Verfahrens auf. Der Aufbau flexibler Fertigungssysteme geschieht dabei zweckmäßig aus einer Maschinen-Baukastenstruktur, die mit Standardbaugruppen eine optimale Anpassung an die Fertigungsaufgabe ermöglicht.

## 1. Pendelbearbeitung als Verfahren zur Steigerung der Produktivität

Bei der Weiterentwicklung der Drehtechnik zu höherer Produktivität spielt die Verkürzung der Nebenzeiten eine erhebliche Rolle. Dabei setzt sich der erkennbare Trend zur Automatisierung fort, die Anwendung peripherer Geräte oder spezieller, auf die Fertigungsaufgabe zugeschnittener Maschinenkonfigurationen rechtfertigt durch Zeit- und Kosteneinsparung in der überwiegenden Zahl der Fälle die damit verbundenen Investitionen. Für den Bereich mittlerer Seriengrößen und besonders bei mittelständischen Unternehmen ergibt sich für die Beschaffung neuer Einrichtungen oft der Entscheidungszwang auf einem schmalen Grat zwischen den sich widersprechenden Forderungen nach hoher Produktivität, niedrigen Produktionskosten und notwendiger Flexibilität. In den zur Zeit von starken Innovationen geprägten Fertigungsstrukturen stellt sich dieses Risiko bei jeder Investition neu, unter den derzeitigen wirtschaftlichen Umweltbedingungen kann eine Entscheidung die Zukunft einer Fertigungsstätte erheblich beeinflussen.

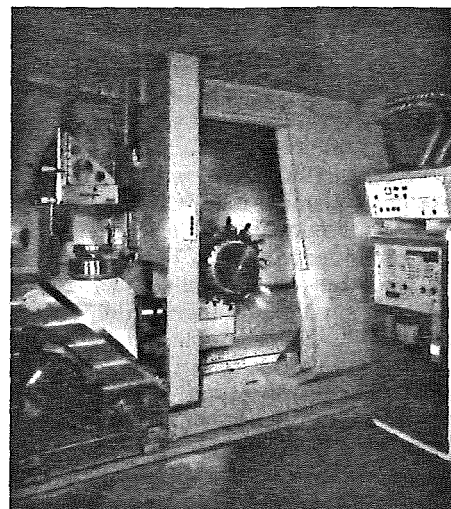
Die Aufgabe der Verkürzung von Ladezeiten wird heute auf zwei grundsätzlich verschiedene Arten gelöst: durch die Verwendung von Handhabungsgeräten und durch Ladespindeln. Während bei Handhabungsgeräten oft ein nachträgliches Anbringen möglich ist, stellen Ladespindeln immer eine maschinenintegrierte Lösung dar und bestimmen damit die Konzeption der Fertigungseinheit. Im Prinzip wird hier der Zeitraum des Bearbeitens selbst zum Be- und Entladen, zum Spannen und Zentrieren genutzt, wobei der Beladevorgang in die beiden Schritte „Spannen außerhalb des Arbeitsraumes“ und „Zusammenführung von Werkstück und Werkzeug“ zerlegt wird.

Dieses fertigungsstrategische Prinzip wird durch zwei konstruktive Lösungsmöglichkeiten der Maschinengestaltung

verwirklicht, wobei erst in jüngster Zeit eine Anwendung auf NC-gesteuerte flexible Dreheinheiten zu beobachten ist:

1. Die *bewegte Ladespindel* (Schalttrommelverfahren) stellt eine besonders geeignete Vorrichtung dar, mit deren Hilfe Belade- und Bearbeitungsvorgänge an zwei räumlich voneinander getrennten Orten durchgeführt werden können. Bild 1 zeigt die Anwendung an einer flexiblen Dreheinheit mit jeweils einer um 90° versetzten Belade- und Bearbeitungsspindel. Der Aufbau einer mehrspindligen Anlage mit zwei Bearbeitungs- und zwei Ladespindeln in einer Schalttrommel in Senkrechtaufbauweise ist in Bild 2 zu erkennen. Die NC-Technik in Verbindung mit einem Werkzeugaufbau auf Revolvern (permanent tooling) erlaubt dabei verschiedene Strategien des Materialflusses durch die Maschine, wie sie in Bild 3 am Beispiel des Vierspindel-Senkrechtdrehautomaten (Bild 2) aufgezeigt wird. Außer durch die Bearbeitungszeit wird die Stückzeit durch die Schaltzeiten der Schalttrommel bestimmt. Die konstruktive Ausbildung des Schaltmechanismus beeinflusst die Maschinenkosten und die erreichbare Drehgenauigkeit erheblich.

2. Die *ortsfeste Ladespindel* (Pendelverfahren) beruht auf einer zuerst bei Fräs- und Schleifbearbeitung für sehr große und unhandliche Werkstücke angewendeten Technik mit langen Bearbeitungs- und Beladezeiten. Bild 4 stellt eine konstruktive Lösung für die Drehbearbeitung mit relativ langen Laufzeiten dar, wobei die Bearbeitung und die Beladung wechselweise an zwei ortsfesten Spindeln vorgenommen werden. Der verlängerte Planhub des Schlittens dient dabei der „Verlagerung des Arbeitsraums“ von einer zur anderen Spindel. Unter dem Gesichtspunkt der Drehbearbeitung in mehreren Einspannungen bei kurzen Stückzeiten und unter Anwendung von Handhabungsgeräten erlaubt ein derartiges Maschinenkonzept in vielen Fällen



1 Flexibles Drehsystem mit um 90° versetzter Ladespindel für die automatische Zuführung und Messung (Werkbild: J. G. Weisser)

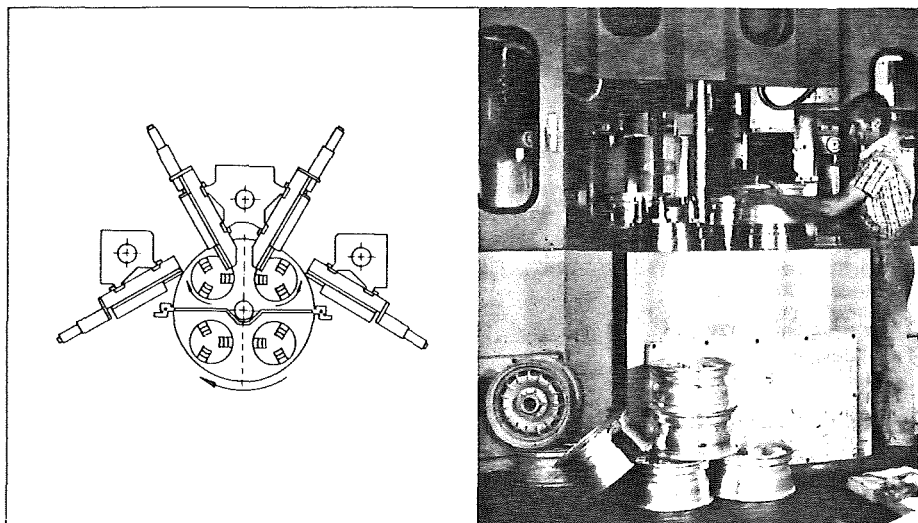
die Loslösung der Gesamtfertigung von der Taktgebundenheit einer (der längsten!) Einspannung und stellt damit einen weiteren Schritt zur Drehbearbeitung nach technologisch optimierten Gesichtspunkten dar. Die Verwendung ortsfester Spindeln gibt im Vergleich zu Teilsystemen eine höhere Gewähr für Genauigkeit und ist in bezug auf Wärme- und Wartungsprobleme sicherlich unkritischer. Die Stückzeit wird entscheidend bestimmt von der „Sprungzeit“ des Schlittens beim Wechsel von einer Spindel zur anderen, während – so lange die Beladezeiten nicht größer als die Bearbeitungszeiten sind – die Ladezeit überhaupt nicht mehr zur Stückzeit beiträgt. Dabei kann, wenn Spannung und Werkzeugeinrichtung dies zulassen, neben der Arbeit mit Zwischenstapeln auch ein wechselweises Bearbeiten mehrerer Einspannungen erfolgen, was insbesondere bei automatischen Fertigungsprozessen den kontinuierlichen Teilausstoß (vgl. Bilder 3 und 5) fördert.

Die Vorteile der Pendelbearbeitung lassen sich an dem häufigsten Fall des Drehens in zwei Einspannungen wie folgt erläutern. Die Grundzeit eines Teiles setzt sich bei Drehbearbeitung nach dem Pendelverfahren zusammen nach

$$t_{gp} = t_{gmax}^* + \langle t_{lad} - t_{gmax}^* \rangle + t_{gmin}^* + \langle t_{lad} - t_{gmin}^* \rangle + 2t_{spr}$$

Dabei bedeuten  $t_{gmax}^*$  und  $t_{gmin}^*$  die längere bzw. kürzere Grundzeit einer Einspannung ohne die Schlitteneilgangszeit  $t_{eil}$  in die Beladestellung,  $t_{lad}$  ist die Zeit für den Ladevorgang und  $t_{spr}$  die Eil-

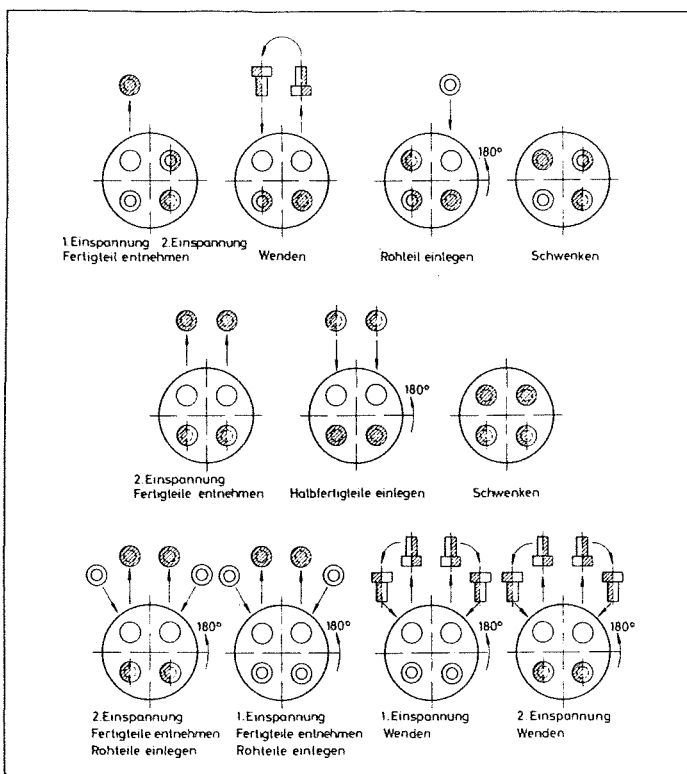
Verfasser:  
o. Prof. Dr.-Ing. P. Dietz,  
Clausthal-Zellerfeld



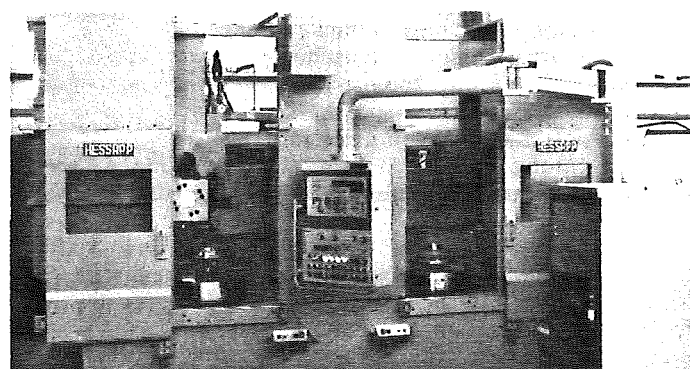
2 Senkrecht-Drehautomat mit vier Spindeln und Schalltrommel (Werkbild: Pittler)

gen in Richtung schnellerer Beladegeräte werden diese Verhältnisse ändern.

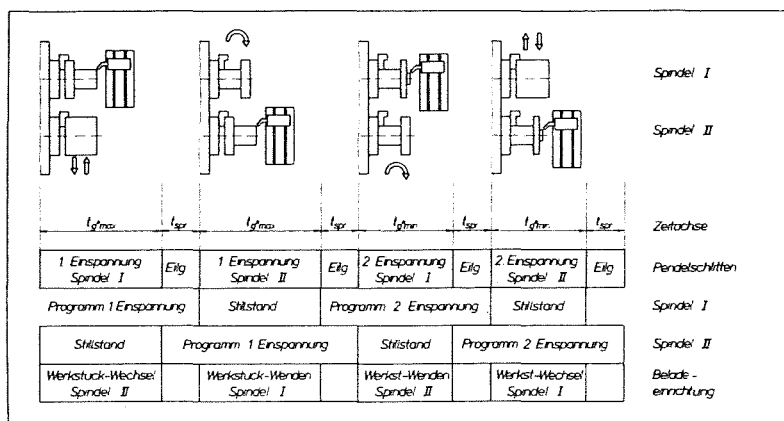
Diese Gleichungen können für einen Stückzeitvergleich zwischen den aufgeführten Verfahren verwendet werden, wie in Bild 6 schematisch gezeigt. Zum Vergleich kommen dabei neben den Bearbeitungsmethoden auch die Beladungsmethoden, da sich beispielsweise bei der Taktfertigung wahlweise eine oder zwei Beladeeinrichtungen verwenden lassen und die Beladung der Einspindel-Einschlittenmaschine grund-



3 Arbeitsweisen bei Vierspindel-NC-Drehautomaten, Bearbeitung in zwei Einspannungen mit Wenden; oben: Taktbearbeitung mit gleichen Zeiten für erste und zweite Einspannung; Mitte: Simultanbearbeitung mit Zwischenstapeln (nur zweite Einspannung gezeichnet); unten: Pendelverfahren ohne Zwischenstapeln



4 Zweispindel-Senkrecht-drehmaschine für die Bearbeitung im Pendelverfahren bei Handbeladung (Werkbild: Hessapp)



5 Arbeitsweise der Pendelbearbeitung an einer Maschine mit zwei Spindeln und einem Schlitten

gangzeit des Schlittens zum Wechseln der Bearbeitungsseite bei Pendelbearbeitung. Die eckige Klammer deutet an, daß der betreffende Term nur Gültigkeit hat, wenn er positiv ist, wenn also die Ladezeit länger als die jeweilige Grundzeit ist.

Diesem Verfahren wird die taktgebundene NC-Fertigung gegenübergestellt.

$$t_{gT} = 2 t_{gmax}^* + t_{eil} + t_{lad}$$

Im Falle der Verwendung von Doppelspindel-Drehautomaten muß dabei dem Vorteil der kürzeren Stückfolgezeit durch gleichzeitige Bearbeitung der Ko-

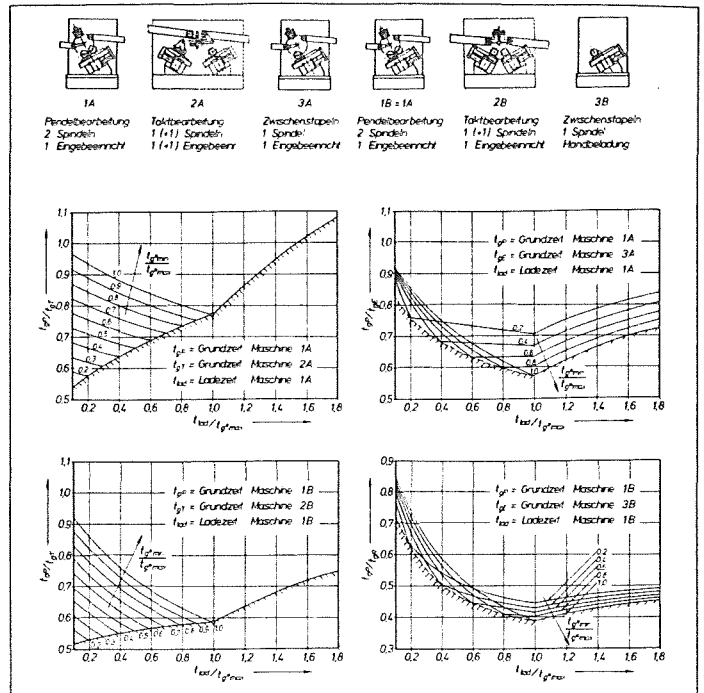
stenmehraufwand für die zweite Maschinenseite gegenübergestellt werden, gekennzeichnet durch zusätzliche Schlitten, Spindelantriebe und Zweiaachsen-Steuerung. Für die Fertigung auf einer Einspindel-Drehmaschine mit Zwischenstapeln ergibt sich als Grundzeit

$$t_{gE} = t_{gmax}^* + t_{gmin}^* + 2t_{eil} + 2t_{lad}$$

Der technische Stand flexibler und programmierbarer Handhabungsgeräte läßt für Produktionsmaschinen im Durchmesserbereich 100 bis 400 mm die Abschätzung  $t_{eil} \approx 0,1 t_{lad}$  und  $t_{spr} \approx 0,2 t_{lad}$  zu, künftige Entwicklun-

sätzlich auch von Hand erfolgen kann. Die Auftragung der Grundzeitvergleiche in Bild 6 zeigt zwei Dinge sehr deutlich:

□ Gegenüber einer Fertigung im Taktverfahren bei zwei Eingebearbeitungen (Maschine 2 A) lassen sich durch Pendelbearbeitung in der überwiegenden Anzahl der Anwendungsfälle 20 bis 30% an Bearbeitungszeit einsparen, bei Verwendung nur einer Eingebearbeitung im Taktverfahren (Maschine 2 B) beträgt die Einsparung bis zu 40%. Bei dieser Rechnung ist zu beachten, daß sich hier noch kein Schluß über die



**6 Verhältnis der Bearbeitungs-Grundzeiten im Vergleich verschiedener Arbeitsweisen bei Drehfertigung in zwei Einspannungen**

Wirtschaftlichkeit der Verfahren ableiten läßt, da das Taktverfahren oft mit Doppelspindelmaschinen ausgeführt wird, die einerseits einen wesentlich höheren Maschinenstundensatz besitzen, andererseits aber während der hier berechneten Zeiten insgesamt zwei Teile fertigen.

□ Gravierend werden die Unterschiede und die Vorteile des Pendelverfahrens bei dem Vergleich mit der Einspindelmaschine und Zwischenstapeln. Bei automatischer Beladung beträgt die Einsparung in den häufigsten Anwendungsfällen zwischen 30 und 40%, bei Handbeladung ergeben sich noch größere Unterschiede. Diese Differenzen kommen auch wirtschaftlich sehr stark zum Tragen, da die Investitionen einer Beladeeinrichtung grundsätzlich die Mehrmaschinenbedienung ermöglichen.

In den Darstellungen ist ferner eine Grenzlinie zu erkennen, über die sich allein durch die hier behandelte Wahl des Bearbeitungsverfahrens keine weiteren Stückzeitverkürzungen ergeben. Der wirtschaftlich günstigste Bereich des Pendelverfahrens ist dann erreicht, wenn die Bearbeitungszeiten und die Beladezeiten etwa gleich groß sind, so daß weder bei der Beladung noch bei der Bearbeitung Leerzeiten entstehen. Der Vergleich mit dem Taktverfahren fällt umso günstiger aus, je kleiner die Ladezeiten sind und je größer der Unterschied der Bearbeitungszeiten zwischen erster und zweiter Einspannung ist. Große Beladezeiten machen das Pendelverfahren unwirtschaftlich. Beim Vergleich mit der Einspindelbearbeitung ist der Unterschied der Bearbeitungszeiten innerhalb der üblichen Anwendungsgrenzen nicht so gravierend, entscheidend ist hier das Verhältnis von Beladezeit zur Bearbeitungszeit.

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 Schnittes sofort ansteht. Bild 7 zeigt diese Problematik am Beispiel eines Arbeitsplanes für Kugellagerbearbeitung auf. Die Drehaufgabe gestattet hier einen sehr platzsparen-

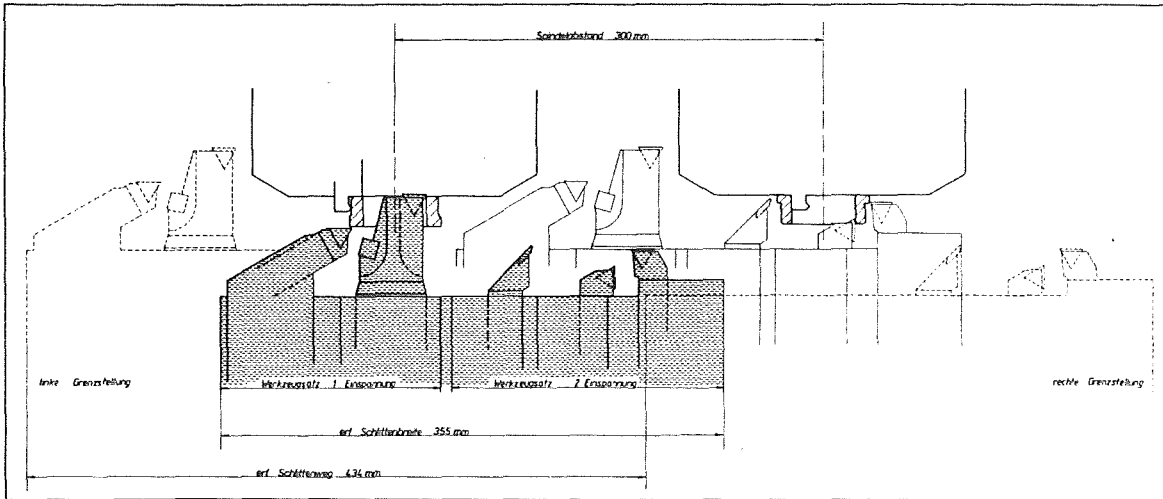
den Aufbau von relativ wenigen Werkzeugen, die wahlweise für die rechte oder linke Spindel nach der in Bild 5 gezeigten Methode eingesetzt werden können. Die Darstellung beweist einerseits die Vorzüge eines solchen Werkzeugaufbaus, zeigt aber auch die Platzprobleme für den Fall komplizierterer Bearbeitungsaufgaben mit aufwendigeren Werkzeugsätzen. Die zweite technische Einschränkung ist durch den Werkzeugwechsel bei Standzeiten begründet. Die Anordnung von Reservewerkzeugen innerhalb eines Revolvers verbietet sich meist aus Kollisionsgründen, für den automatischen Wechsel bei dem oben beschriebenen Werkzeugaufbau existieren bisher nur für wenige Aufgaben überzeugende konstruktive Lösungen.

**2. Aufbau flexibler Drehsysteme aus einer Maschinen-Baukastenstruktur**

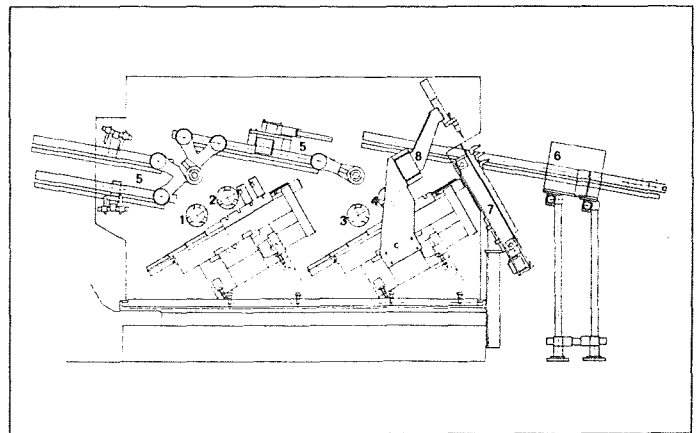
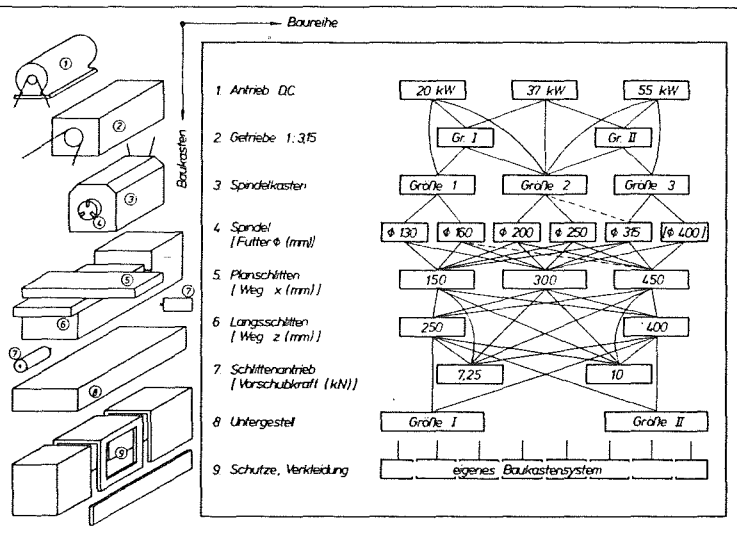
Die beschriebene Vorgehensweise beim Aufbau von Fertigungsinseln oder -straßen mit Pendelbearbeitung zur Erzielung höchster Wirtschaftlichkeit hat erhebliche Rückwirkungen auf die konstruktive Gestaltung von Maschinensystemen. Die fertigungsstrategischen Überlegungen können nur verwirklicht werden, wenn die konstruktive Gestaltung des Gesamtsystems „Fertigung“ auch maschinenseitig einem Optimum zugeführt wird. Diese Aufgabenstellung ist aus dem Sonderwerkzeugmaschinenbau bekannt, bei dem der Aufbau einer Fertigungsanlage durch die Kombination einer Anzahl festgelegter, möglichst seriengefertigter Funktionsgruppen realisiert wird. Dem besonderen Problem der Schnittstellen zwischen den einzelnen Baugruppen wird weitgehend durch genormte Abmessun-

gen Rechnung getragen. Die konstruktive Lösung führt damit zwangsläufig zu einem Baukasten-Baureihensystem, das den Aufbau von Drehfertigungs-Anlagen aus standardisierten Baugruppen ermöglicht. Im Gegensatz zu den auf die Fertigung eines einzelnen Teiles ausgerichteten Sondermaschinen erfordern die zumeist notwendige Flexibilität der Fertigung und ihre Verwirklichung durch elektronisch gesteuerte Systeme eine sorgfältige Definition der Bausteine aus der Funktionsanalyse und eine Berücksichtigung der gegenseitigen Beeinflussung. Alle technischen Randbedingungen müssen beim Aufbau des mechanischen Systems (z. B. räumliche Kompatibilität, Wärme- und Schwingungsprobleme) wie auch der elektrischen Steuerung (z. B. Trennung in Hard- und Software, Variantenzahl in der Spannungsversorgung, Sicherheits- und Werksvorschriften) erfaßt und einer konstruktiven Lösung zugeführt werden.

Bild 8 zeigt das Verknüpfungsdigramm für ein flexibles Drehsystem der genannten Anforderungen, Hinweise über die mit diesem System aus Standardbausteinen erstellbaren Fertigungsanlagen liefert der Baumusterplan nach Bild 9. Die konsequente Verwirklichung dieser Überlegungen zu einem Drehsystem als Beispiel für die Flexibilität des Aufbaus ist in Bild 10 dargestellt. In dieser Fertigungsstraße für Getriebeteile nach der Kombination 4/2 gemäß Bild 9 werden die Werkstücke in zwei Spindeln simultan vorbearbeitet, die rechte Seite arbeitet im Pendelverfahren zur Erzielung der Genauigkeit. Werkstückmessung sowie Werkstück- und Werkzeugwechseleinrichtungen ergänzen dieses System zur vollautomatischen Drehfertigungsstraße.



7 Arbeitsplan für das Fertigen eines Wälzlager rings für Pendelbearbeitung ohne Zwischenstapeln gemäß Bild 5



10 Flexibles NC-Frontdrehmaschinen-System zur Bearbeitung von Getrieberädern (Demonstrationsmaschine für Baukastenaufbau); 1 und 2: Spindeln für die simultane Vorbearbeitung und Beladung; 3 und 4: Spindeln für die Nachbearbeitung im Pendelverfahren; 5: Schwenkarm-Beladeeinrichtung; 6: Meßstation; 7: Werkzeugspeicher; 8: Werkzeug-Wechseleinrichtung (Werkbild: Pittler)

8 Verknüpfungsdiagramm des Baukasten-Baureihen-Systems „Dreh-einheit“, durchgeführt für den Bereich 130 bis 400 mm Futterdurchmesser

		Anzahl der Spindeln →				
		1	2	3	4	n
Anzahl der Schlitten ↓	1	nicht sinnvoll	Simultanbearbeitung Pendelbearbeitung	Simultanbearbeitung	mit Sonderschlitten ähnlich 3/1	nicht sinnvoll
	2	nicht sinnvoll	oder ähnlich 3/2	Simultanbearbeitung	mit Sonderschlitten ähnlich 3/2	z.B. Version 6/2
	3	nicht sinnvoll	Sondereinrichtung Drei Einspannungen	Sondereinrichtung Drei Einspannungen	Sondereinrichtung Simultan- oder Pendelbearbeitung	Erweiterungen bei Simultan- oder Pendelbearbeitungen möglich
	4	nicht sinnvoll	Zusammensetzung aus 2x 2/1	Kombination aus 1/2 und 2/2	Ähnlich 2/2 oder 3/3 Räumliche Anordnung der Einheiten durch Ladeneinrichtung bestimmen (z.B. für Portallader nach 3/3, Schwenkader nach 2/2)	Erweiterungen bei Simultan- oder Pendelbearbeitungen möglich
	n	nicht sinnvoll	nicht sinnvoll	vergleiche 3/4	vergleiche 3/4	vergleiche 4/4 (flexible Transferstraße)

9 Baumusterplan „Dreheinheit“

**3. Wirtschaftlicher Verfahrenvergleich**  
Zur Erläuterung der beschriebenen Zusammenhänge wird ein Wirtschaftlichkeitsvergleich an einem praktischen Anwendungsfall durchgeführt. Solche 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 Ma-

schinen die für jeden Anwender spezifischen Platzkosten, Energiekosten, Lohnkosten, Arbeitsvorbereitungskosten usw. Die in Bild 11 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 11 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.

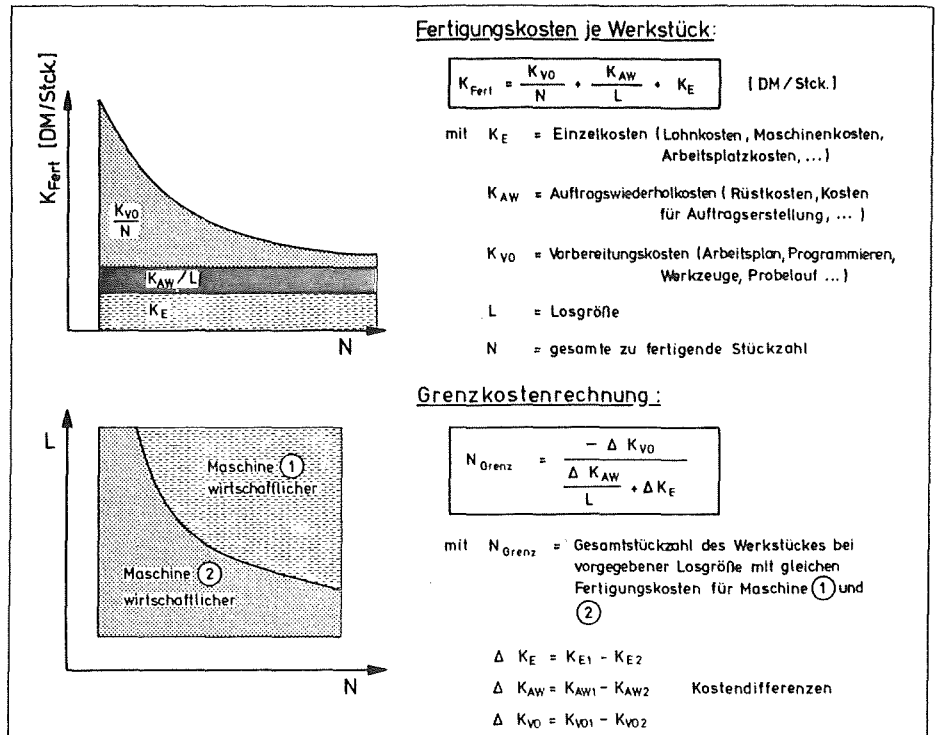
Im vorliegenden Fall wird die Fertigung eines Gangrades aus einem hochfesten Schmiederohling betrachtet. Die zum Vergleich herangezogenen Maschinensysteme werden gemäß der Übersicht in Bild 6 aus dem Baukastenprogramm eines Herstellers zusammengestellt. Da es sich bei diesem Kraftfahrzeugteil um ein Serienprodukt handelt, wird ein Werkzeugaufbau nach dem Prinzip der geringsten Eilgangwege angestrebt. Bild 12 zeigt den Werk-

zeugplan für die Pendelbearbeitung, die Arbeitsfolge entspricht hier dem Zwischenstapeln bei einer Maschine oder erfordert für die zweite Einspannung eine weitere Maschine. Die untersuchte Seriengröße entspricht etwa einer Dreitäges- bzw. einer Eintages-Produktion.

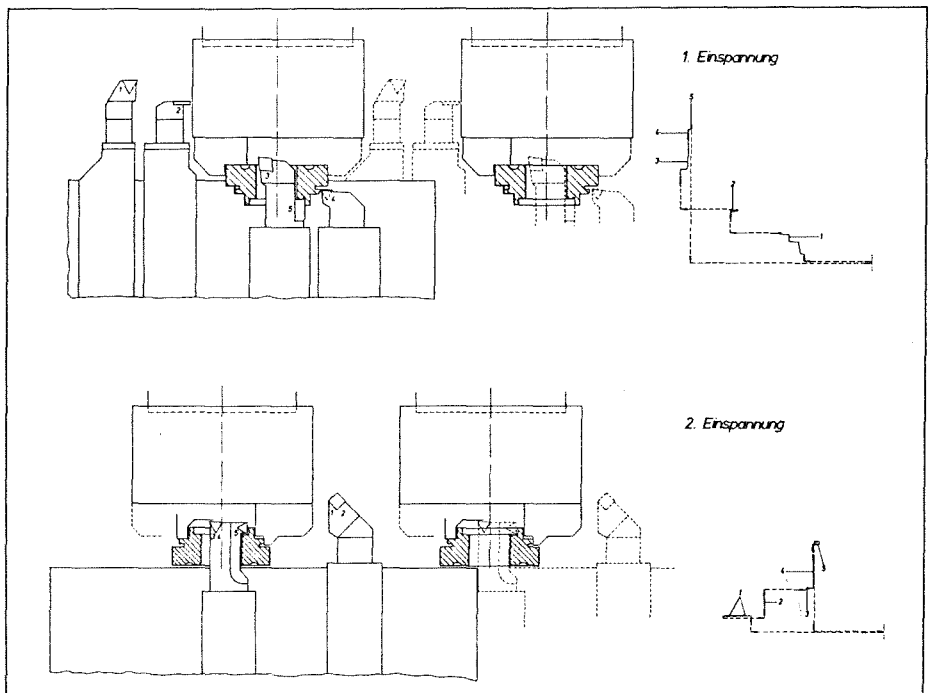
Der Arbeitsplan weist ein Verhältnis der Grundzeiten von  $t_{gmin}^*/t_{gmax}^* = 0,71$  auf, die Ladezeit beträgt nur 26% von  $t_{gmax}^*$ . Infolge der hier tatsächlich herrschenden Eilgang- und Schlittensprungzeiten ergibt sich entsprechend der Ausstattung gemäß Bild 6 (Maschinen 1 A und 2 A) ein Grundzeitverhältnis  $t_{gp}/t_{gT} = 0,78$ , was recht gut mit den Werten des Bildes 6 übereinstimmt. Im vorliegenden Fall der Verwendung einer Doppelspindelmaschine mit gleichzeitiger Bearbeitung beider Einspannungen kommen für die Stückzeitberechnung nur die maximalen Zeiten einer Einspannung zum Tragen, der Vergleich zwischen Einschlitten- und Zweischlittenmaschine liefert ein Verhältnis  $t_{gp}/t_{gD} = 1,37$ . Dem gegenüber ist die Taktmaschine mit einer höheren Investition verbunden, sie stellt gegenüber der Pendelmaschine eine Zweimaschineneinheit mit unabhängigen Antrieben, Steuerungen und Schlitten dar. Die vergleichbaren Arbeitsplatzkosten betragen RE 62,83 gegenüber RE 39,67 bei der Pendelmaschine, bei Verwendung nur einer Beladeeinrichtung (Maschine 2 B, Bild 6) weist der Vergleichswert RE 51,94 auf.

Die Einspindelmaschinen mit vergleichbaren Arbeitsplatzkosten von RE 39,77 (Maschine 3 A, Bild 6) mit und RE 40,05 (Maschine 3 B, Bild 6) ohne Beladeeinrichtung stellen die niedrigste Investition dar, die Grundzeitvergleiche fallen aber mit  $t_{rp}/t_{gE} = 0,77$  (Maschine 3 A) und  $t_{rp}/t_{gE} = 0,63$  (Maschine 3 B) recht ungünstig für die Fertigungsart mit Einspindlern aus. Bei den Arbeitsplatzkosten ist ferner zu beachten, daß die automatisch beladene Maschine wegen der kurzen Stückzeit in Verbindung mit Zwischenstapeln maximal Zweimaschinenbedienung gestattet, die handbeladene Maschine beansprucht einen Bedienungsmann.

Rüst- und Arbeitsvorbereitungskosten sind bei allen Maschinen vergleichbar, da diese im wesentlichen vom Werkzeugaufbau abhängig sind. Wegen der besonderen Kollisionsprobleme werden die Arbeitsvorbereitungskosten bei der Pendelmaschine etwas höher eingesetzt, das Rüsten erfordert bei Maschine 2 A wegen des doppelten Schlittenaufbaus und der beiden Beladeeinrichtungen etwas mehr Zeitaufwand.



11 Gleichungen zum Ermitteln des wirtschaftlichen Vergleiches

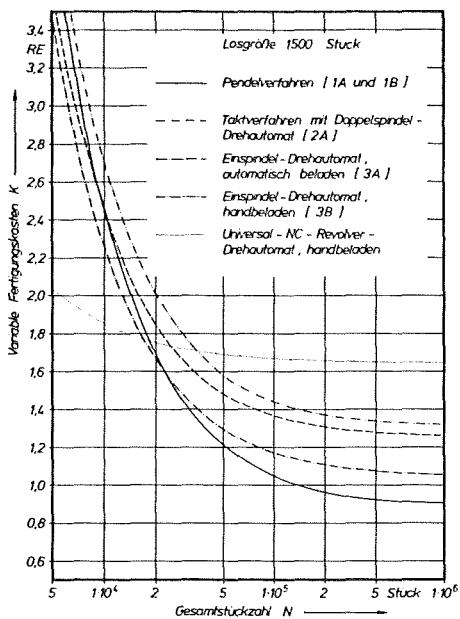


12 Arbeitsplan für die Drehfertigung eines Getrieberades in zwei Einspannungen mit Zwischenstapeln

Der Vergleich wird vervollständigt durch Einbeziehung einer NC-Universal-drehmaschine mit Trommelwerkzeugspeicher. Die Investition liegt bei einem Arbeitsplatz-Kostensatz von RE 40,4 in der Höhe der handbeladenen Baukastenmaschine, sämtliche Rüst- und Vorbereitungskosten betragen aber nur etwa 20% dieser Dreheinheiten. Infolge der großen Eilgangwege und der Nebenzeiten durch die Revolverschaltung liegen die Stückzeiten aber wesentlich höher.

Die Auswertung der Kostenvergleichsrechnung für die Losgröße 1500 (Bild 13) und 5000 (Bild 14) zeigt zu-

nächst, daß sämtliche Baukastenmaschinen in diesem Mittelserienbereich der Universal-Maschine überlegen sind. Innerhalb dieser Maschinen ist die Stückzeit von größter Bedeutung, die Investition aufwendiger Beladeeinrichtungen bringt bei diesem Vergleich einen Gewinn. Ab etwa einer Gesamtstückzahl von  $N = 20000$  zeigt die Pendelmaschine ihre Vorteile, bei  $N = 500000$  Stück lassen sich die Fertigungskosten gegenüber der Einspindelmaschine um über 30% verringern. Doppelspindel-Taktverfahren und Pendelverfahren liegen bei Losgröße 5000 in der gleichen Größenordnung, bei der

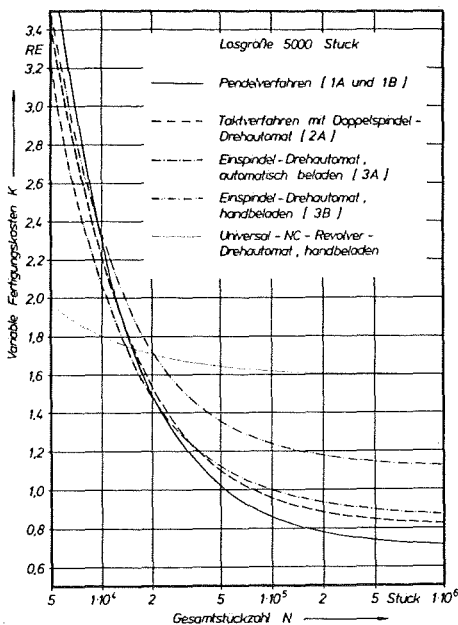


13 Vergleich der variablen Fertigungskosten für die Drehbearbeitung eines Getrieberades in zwei Einspannungen, Losgröße 1500 Stück

kleineren Losgröße zeigt sich auch hier eine eindeutige Überlegenheit des Pendelverfahrens.

4. Zusammenfassung

Bei dem Bestreben um Reduzierung von Stückzeit- und Stückkosten der Drehfertigung im Mittelserienbereich bietet sich in jüngster Zeit die soge-



14 Vergleich der variablen Fertigungskosten für die Drehbearbeitung eines Getrieberades in zwei Einspannungen, Losgröße 5000 Stück

nannte Pendelbearbeitung als Fertigungsstrategie an. Hierbei erfolgt während der Bearbeitungszeit der Beladevorgang an einer separaten Spindel, „Ladespindel“ und „Arbeitsspindel“ müssen anschließend vertauscht werden. Dem Vorteil einer erheblichen Nebenzeiteinsparung bei dieser Methode und einer möglichen Lösung von der

Taktfertigung bei Verkettungen steht der konstruktive Aufwand für die Ladespindel und deren Verlagerung gegenüber.

Der Aufbau von Drehfertigungseinrichtungen nach dieser Methode mit optimaler Anpassung an die Fertigungsaufgabe ist konstruktiv mit den Methoden einer Baukasten-Baureihenstruktur möglich. Standardisierte Funktionsgruppen und ihre Kombination gestatten den kostengünstigen Aufbau von Drehfertigungssystemen in einer hohen Variantenbreite.

Für den wirtschaftlichen Vergleich von Fertigungsstrategien wurden die entsprechenden Drehsysteme aus dem beschriebenen Baukasten zusammengestellt und untereinander verglichen. Im Bereich der Serienfertigung zeigt das Pendelverfahren wirtschaftliche Vorteile, die besonders gegenüber der Einspindelmaschine hervortreten. Auch der Vergleich mit einer Universaldrehmaschine zeigt, daß durch eine sorgfältige Planung des Fertigungsverfahrens die Kosten entscheidend beeinflußt werden können.



# Werkstatt und Betrieb

Zeitschrift für Maschinenbau, Konstruktion und Fertigung  
116. Jahrgang, April 1983, Heft 4, S. 185–240

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. H. Schulz  
Carl Hanser Verlag, München

## Baukastensystematik und methodisches Konstruieren im Werkzeugmaschinenbau

Von Prof. Dr.-Ing. Peter Dietz, Clausthal-Zellerfeld

Durch die allgemeine Tendenz nach automatisierten Fertigungsanlagen höchster Flexibilität und bestmöglicher Anpassung an die Fertigungsaufgabe wird der Konstrukteur von Werkzeugmaschinen zu grundsätzlich anderen Konzeptionen beim Aufbau von Fertigungsanlagen gezwungen. Um den technisch-wirtschaftlichen Erfolg und die Liefertermine zu gewährleisten, müssen solche Anlagen aus weitgehend standardisierten Baugruppen erstellt werden können. Damit wird die Arbeit des Konstrukteurs mehr und mehr geprägt von systemanalytischen und methodischen Vorgehensweisen, sowohl in der Entwicklung als auch in der Auftragsbearbeitung. Von besonderer Bedeutung sind dabei die von der Konstruktionslehre gebotenen Methoden der Baukasten-Baureihen-Systematik. Am Beispiel sog. flexibler Drehzentren wird die Anwendung des methodischen Konstruierens erläutert.

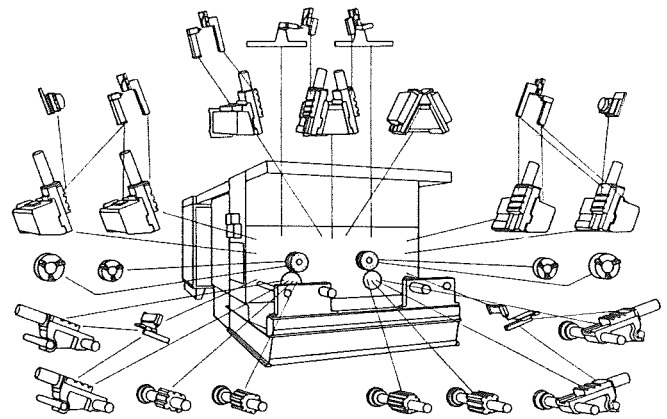


Bild 1. Frontdrehmaschine mit Einrichtungen nach dem Baukastenprinzip

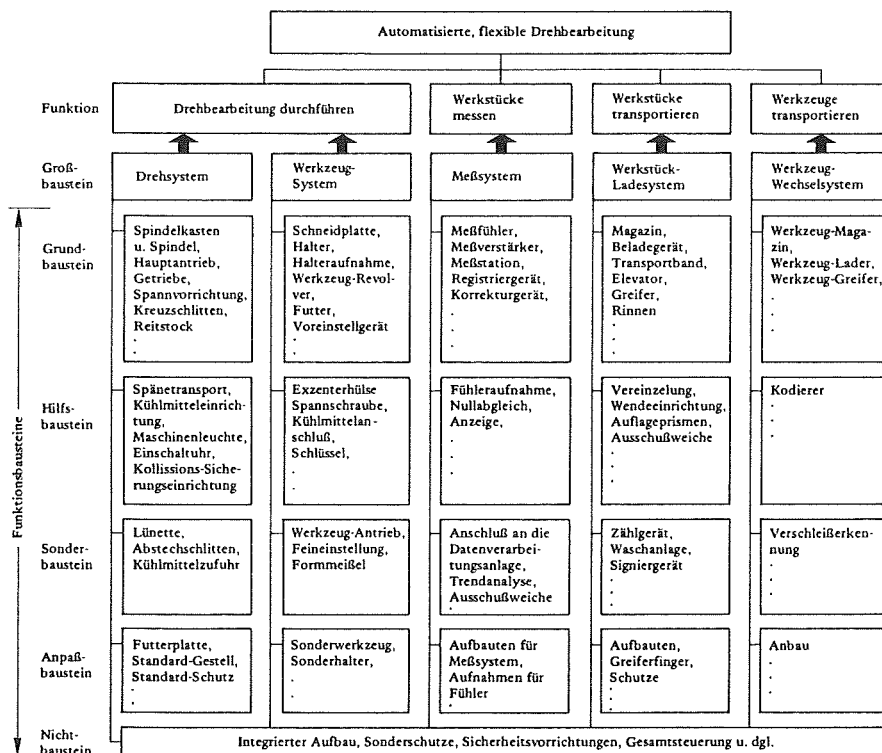


Bild 2. Baukastenstruktur für die Gesamtfunktion Drehfertigung

### 1 Konstruktion und Betrieb als systemanalytische Aufgabe

Die Entwicklung der spanenden Fertigungstechnik auf dem Gebiet der Schneidstoffe und in der Anwendung elektronischer Steuerungssysteme führt zu einer drastischen Senkung der Maschinen-Hauptzeiten. Auf der Suche nach weiterer Produktivitätssteigerung bietet das Reduzieren der Nebenzeiten sowie das Verkürzen der Belade- und der Werkzeug-Wechselzeiten einen Ansatz zur Optimierung der Produktion. Dabei hat sich gezeigt, daß das Verwirklichen von Automatisierungsaufgaben einer Reihe von Randbedingungen unterliegt und daß das Lösen eines Automatisierungsproblems Einfluß auf die Gestaltung der Maschine und des Fertigungsablaufs hat. Zur Zeit werden Überlegungen zum Aufbau von Fertigungsanlagen aus numerisch gesteuerten Einheiten angestellt, wobei die von den konventionell gesteuerten Maschinen bekannten voreinstellbaren Werkzeugsysteme in Verbindung mit der



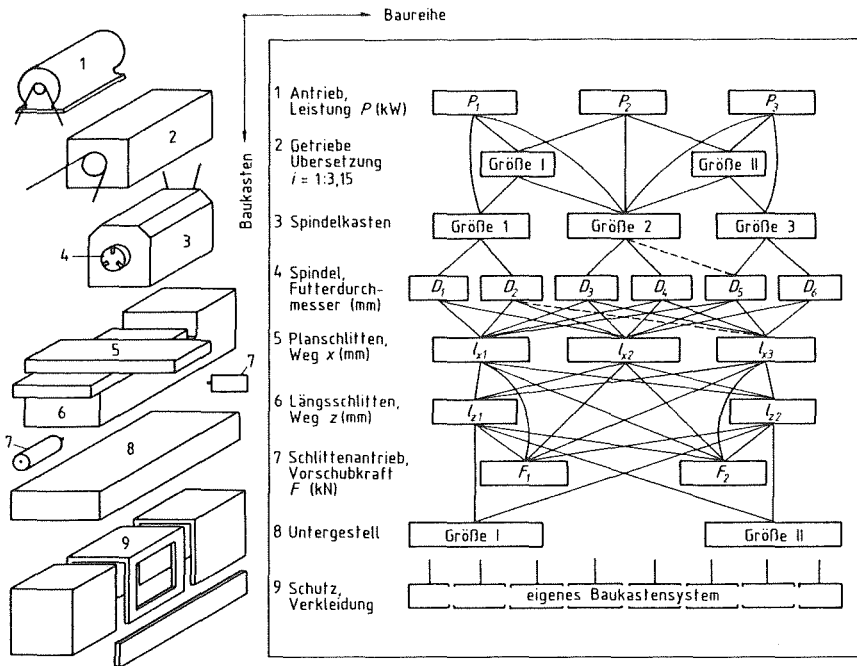


Bild 3. Verknüpfungs-Diagramm des Baukasten-Baureihen-Systems Dreheinheit für den Bereich von 130 bis 400 mm Futterdurchmesser

NC-Technik zu einer erheblichen Reduzierung der Produktionszeiten bei gleichzeitiger Verkürzung der Rüst- und Werkzeugwechselzeiten führen [1, 2].

Die Entwicklungen und Untersuchungen in der Fertigungsindustrie befassen sich mit dem Problem den Automatisierungsgrad ohne Einbuße an Flexibilität zu erhöhen. Der überwiegende Anteil der Unternehmen ist gezwungen, eine zunehmende Variantenzahl in der Einzelteilfertigung mit denselben Produktionsanlagen herzustellen, um eine befriedigende Auslastung der Einrichtungen sicherzustellen. Bei der Kurzlebigkeit heutiger Produkte kommt hinzu, daß eine Fertigung im Betrachtungszeitraum zwar optimal gestaltet werden kann, daß aber eine Vielzahl von Anwendern ihr Fertigungsspektrum nur für einen begrenzten Zeitraum beurteilen können. Das Optimieren von Fertigungseinrichtungen muß hier in ihrer gesamten Bandbreite, von der Einzelmaschine bis zum Fertigungssystem, von der Einzelfertigung bis zur Massenfertigung vorgenommen werden. Aus der Vielfalt der beschriebenen technischen Möglichkeiten ergibt sich künftig für den Anwender wie für den Hersteller von Maschinen, Werkzeugen und Handha-

lungsgerten die Verpflichtung, Fertigungsaufgaben und Produktionsstrukturen zum Erreichen höchster Wirtschaftlichkeit so aufeinander abzustimmen, daß das Gesamtsystem Fertigung einem Optimum zustrebt. Dies bedeutet das Entwickeln von Strategien und damit in sehr vielen Fällen einen Wandel bei der Arbeitsweise des Fertigungs- und Investitionsplanes.

Die Synthese des Fertigungsablaufs aus der Aneinanderreihung unterschiedlicher Arbeitsgänge mit den 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. Nicht vergessen darf man aber dabei, daß diese technologischen Strategien der Produktivitätssteigerung erhebliche Auswirkungen auf das Gesamtgefüge eines Unternehmens haben können und daß nur durch das Einbeziehen aller davon betroffenen Bereiche in solche Überlegungen der Erfolg gesichert werden kann [3].

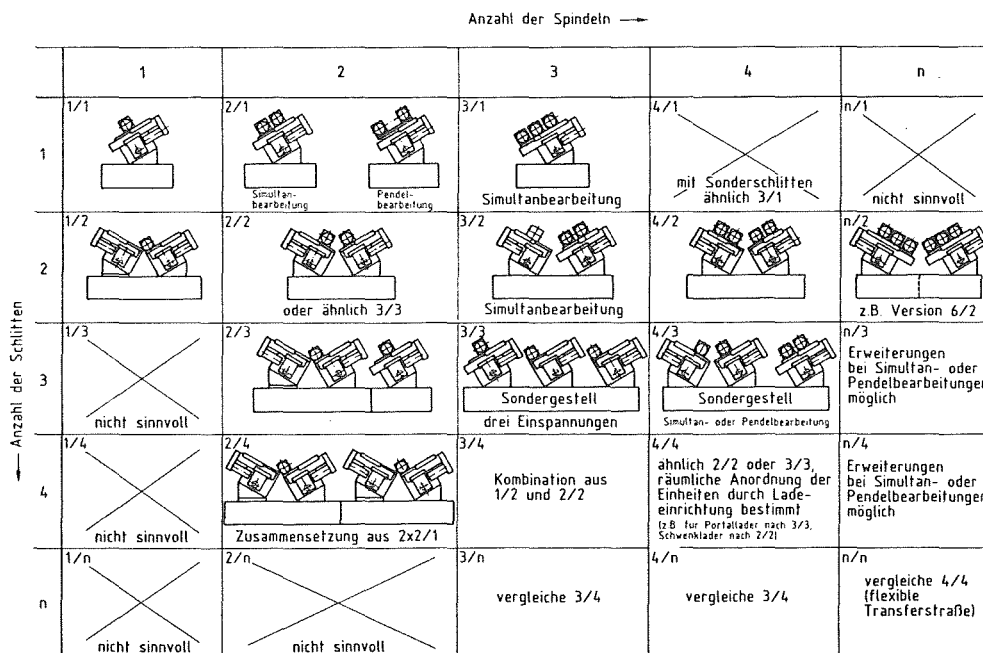


Bild 4. Baumusterplan für das Erstellen von Fertigungseinrichtungen mit Standardbausteinen

Tabelle 1. Spitzenhöhen und Drehmeißelquerschnitte von Produktions-Drehmaschinen

		Längsschlitten		Quer-, Kreuzschlitten	
		Spitzenhöhe mm	Meißelquerschnitt mm	Spitzenhöhe mm	Meißelquerschnitt mm
Mehrschneid-Drehmaschinen Futtermaschinen	Rahmengröße 2	45	12 x 12	57,2	16 x 16
	Rahmengröße 3	56	16 x 16	63,5	20 x 20
	Rahmengröße 4	76,2	16 x 16	79,4	25 x 25
	Rahmengröße 5	88,9	16 x 16	101,6	25 x 25
	Rahmengröße 2	63,5	20 x 20	57,2	16 x 16
	Rahmengröße 3	63,5	25 x 25	63,5	20 x 20
	Rahmengröße 4	76,2	25 x 25	79,4	25 x 25
	Rahmengröße 5	88,9	25 x 25	102,6	25 x 25
Hydraulische Frontdrehmaschinen	Futterdurchmesser 160 mm	80	20 x 20	80	20 x 20
	Futterdurchmesser 250 mm	160	25 x 25	100	25 x 25
	Futterdurchmesser 315 mm	180	25 x 32	125	25 x 32
	Futterdurchmesser 500 mm	180	32 x 32	125	32 x 32
NC-Drehmaschinen-system	Spindelkasten Größe I Futterdurchmesser 160 mm	-	-	110	16 x 16
	Spindelkasten Größe II Futterdurchmesser 250 mm	-	-	135	20 x 20
	Spindelkasten Größe III	-	-	135	25 x 25
	Futterdurchmesser 315 mm	-	-	-	-

Während dem Produktionsingenieur das Einbeziehen analytischer Betrachtungsweisen seit langem vertraut ist, wird der Konstruktionsingenieur beim Erarbeiten 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 Arbeitsraums bei automatisiertem Transport der Werkstücke, Schwenk-Ladenspindeln zur Anpassung an Werkstück-Transportsysteme, die Anwendung von Werkzeugwechselsystemen u. dgl. Es wird klar, daß für derartige Aufgaben die bisherige Vorgehensweise beim Entwickeln von Maschinen und Werkzeugen, das schrittweise Verbessern vorhandener Fertigungseinrichtungen zu keiner befriedigenden Lösung führt. Dem Konstruktionsablauf muß hier 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 ungewohnt. Gerade das analytische Vorgehen, das Erkennen der Zusammenhänge anhand abstrahierender Betrachtungswei-

sen und das vorausschauende Einsetzen optimierender Berechnungsmethoden bereitet nach einer Umfrage in Unternehmen des Maschinenbaus oft Schwierigkeiten [4], die auf den derzeitigen Ausbildungsstand des überwiegenden Teils der Konstrukteure zurückzuführen ist und auf das bisher geübte Denken in Produkten und fertigen Lösungen.

Eines der wichtigsten methodischen Hilfsmittel einer zeitgemäßen Konstruktionssystematik ist das Rückführen eines Gesamtproblems auf voneinander abhängige oder unabhängige Funktionsgruppen, für die eine im Gesamtkomplex kompatible, in den Teilfunktionen optimierende Lösung gefunden werden muß [5]. Ihre konsequente Anwendung ermöglicht in Verbindung mit der oben beschriebenen Aufgabenstellung die Konstruktion von Baukasten-Baureihen-Systemen, wie sie im folgenden am Beispiel sog. flexibler Drehssysteme gezeigt werden soll.

## 2 Entwicklung eines Baukasten-Baureihen-Systems für die Drehbearbeitung

Ziel eines Baukastensystems ist, die vom Anwender gewünschten Funktionen einer Anlage durch die Kombination einer Anzahl festgelegter, möglichst seriengefertigter Funktionsgruppen (sog. Bausteine) zu realisieren. Im Werkzeugmaschinenbau wird dieses Prinzip bei Sondermaschinen angewandt, wobei dem Problem der Schnittstellen zwischen den einzelnen Baugruppen weitgehend durch genormte Abmessungen Rechnung getragen wird. Bild 1 zeigt eine hydraulisch gesteuerte Frontdrehmaschine, bei der unter Beibehaltung des Grundaufbaus das Baukastenprinzip für unterschiedliche Ausstattungen verwirklicht ist. Im Gegensatz zu der bei diesem Beispiel vorherrschenden maschinenorientierten Konstruktion hat bei den heute zu behandelnden Aufgabenstellungen der Konstrukteur auf den gesamten Fertigungsablauf einzugehen. Bild 2 zeigt die Vorgehensweise bei der Entwicklung NC-gesteuerter Drehmaschinen-systeme 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 auftraggebunden konstruiert werden. Durch das Abgrenzen einzelner Systeme, durch die Definition

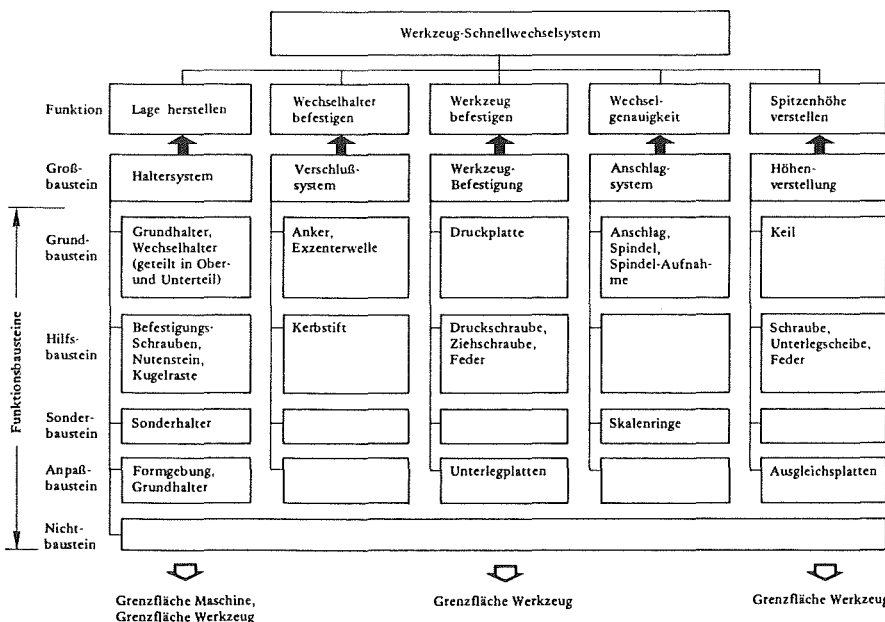


Bild 5. Baukastenstruktur für Werkzeugsysteme

Tabelle 2. Zahl der gefertigten Bausteine und der daraus aufgebauten Bausteine während einer Abrechnungsperiode

Spitzenhöhe mm	57,5 bis 60	63,5 bis 70	76,2	79,4 bis 135	160
Anzahl der unterschiedlichen Halterarten	4	6	4	6	2
Anzahl der gefestigten Werkstücke	141	1032	120	816	42
Anzahl der Exzenterwellen	195	1692		1206	
Anzahl der Anker	195	1440	1572		84
Anzahl der Anschlagbolzen	2496				
Anzahl der Druckfedern	2121				

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 Kostenvorteile und kürzere Lieferzeiten.

### 3 Großbaustein Drehsystem

Für den Großbaustein Drehsystem ist in Bild 3 das Verknüpfungsdiagramm des Baukastensystems der mechanischen Gruppen aufgezeigt. In dieser Darstellung werden nicht nur die möglichen Kombinationen der einzelnen, in Baureihen 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 den geforderten Funktionen entsprechen und so eine Minimierung der Anpassungsarbeiten erlauben. Hinweise über die mit diesem System aus Standardbausteinen erstellbaren Fertigungsanlagen liefert der Baumusterplan nach Bild 4. Angepaßt an das Fertigungsverfahren und die technologischen Gegebenheiten für die einzelnen Einspannungen kann das Zuordnen unterschiedlicher Achsen zu einer Spindel und die Verwirklichung von Simultan- oder Pendelbearbeitung mit Standardbauteilen erfolgen. Ähnliche Überlegungen ergeben sich für Steuerung, Hauptantriebe und Sicherheitssysteme auf der elektrischen Seite. Im Gegensatz zu den bei der mechanischen Konstruktion zu lösenden Problemen (z.B. räumliche Kompatibilität, Wärme- und Schwingungsprobleme) treten hier besondere Randbedingungen auf durch die Trennung in Hard- und Software, durch die erheblich höhere Variantenzahl in der Spannungsversorgung

und durch die für jeden Anwender unterschiedlichen Sicherheits- und Werkvorschriften.

### 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 Schneidplattegeometrien). Wesentlich ungünstigere Bedingungen an die Anpaßfähigkeit und den Aufbau von Baukasten-Baureihen-Systemen kommen aber immer dann zustande, wenn durch den Einsatz mehrerer Werkzeuge auf unterschiedlichen Werkzeugschlitten und in Verbindung mit Schnellwechselsystemen ein hoher Produktionsausstoß erzielt werden soll. Gerade bei den auf einen optimalen Fertigungsablauf hin konstruierten Maschinen ist das Zuordnen von Werkzeugen untereinander und das Gestalten des Arbeitsraums sehr unterschiedlich, was den Entwurf von Baureihen erschwert. Tabelle 1 gibt einen Eindruck über die bei einem Hersteller von Drehmaschinen üblichen Spitzenhöhen und Werkzeugquerschnitte. Die konstruktiven Zwänge beim Gestalten 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 automatisierte Wechseinrichtungen zu beachten.

Der im folgenden beschriebenen Baukastenanalyse lag die Aufgabe zugrunde, ein für alle in Tabelle 1 aufgeführten Maschinen einheitliches Schnellwechsel-Werkzeugsystem zu entwickeln. Randbedingungen und Varianten sind nicht nur durch die Gegebenheiten der jeweiligen Arbeitsräume bedingt, sondern auch durch alternative Forderungen, wie Spitzenhöhenverstellung oder unterschiedliche Möglichkeiten der Werkzeugvoreinstellung. Die Baukastenstruktur in 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 und die sorgfältige Analyse erlauben 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

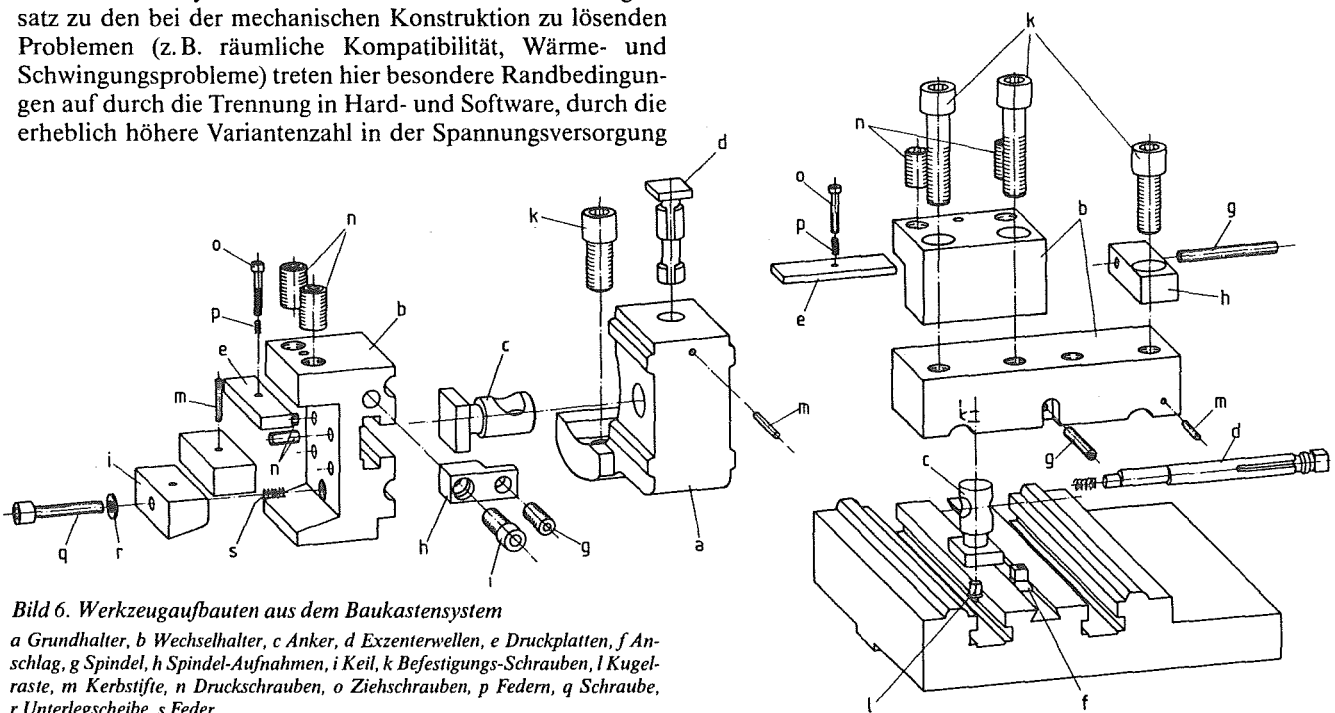


Bild 6. Werkzeugaufbauten aus dem Baukastensystem

a Grundhalter, b Wechselhalter, c Anker, d Exzenterwellen, e Druckplatten, f Anschlag, g Spindel, h Spindel-Aufnahmen, i Keil, k Befestigungs-Schrauben, l Kugelraste, m Kerbstifte, n Druckschrauben, o Ziehschrauben, p Federn, q Schraube, r Unterlegscheibe, s Feder

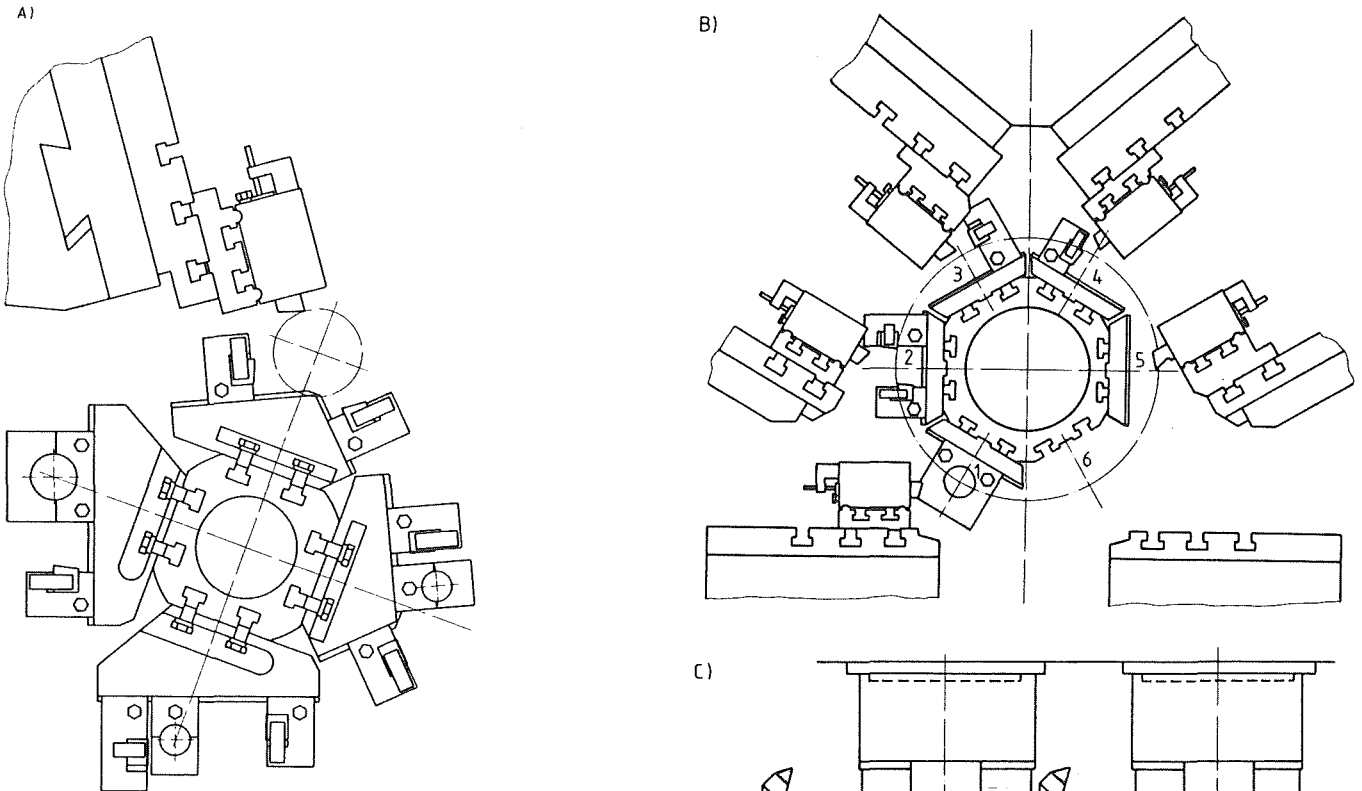


Bild 7. Werkzeugkombinationen aus dem Baukastensystem

A) Frontdrehmaschine, B) Mehrspindeldrehmaschine, C) NC-Drehmaschine mit Simultanbearbeitung, D) Positionieren des Werkzeugs, E) Höhenverstellung des Werkzeugs

die Geometrie des Arbeitsraums (durch eine entsprechende Gestaltung des Werkzeugunterteils) und die Gestaltung des Oberteils bei dem Querschlittenwerkzeug zur Anpassung an unterschiedliche Meißelgeometrien. Nicht immer entspricht dabei ein Baustein einem Element. Die Lage der Kanten beim Längsschlittenwerkzeug erlaubt den Wegfall des Klemmanschlags; die Aufnahme der Verstellspindel beim Querschlittenwerkzeug liegt im Oberteil. Eine Bilanz über die Auflösung des Systems und die mögliche Zusammenfassung von Einzelteilen gibt Tabelle 2 als Auszug aus der Fertigung eines Werkzeugherstellers.

Die Handhabungsweise dieses Werkzeugsystems und der mögliche Aufbau zu unterschiedlichen Kombinationen wird in Bild 7 erläutert. Die Anordnung der Exzenter, die Zugänglichkeit aller Verstellspindeln (auch bei sehr kompakt zusammengesetzten Werkzeugaufbauten) läßt dieses System besonders unter der Forderung nach kürzesten Wechselzeiten in den meist sehr engen Arbeitsräumen von Werkzeugmaschinen geeignet erscheinen.

**Literatur**

1 Dietz, P.: Pendelbearbeitung beim Drehen. Ladespindelssysteme erhöhen die Produktivität. Masch.-Mkt. 88 (1982) 68, S. 1377-1380  
 2 Dietz, P.: Ladespindel und Pendelverfahren bei der Drehbearbeitung verringern die Fertigungskosten. Masch.-Mkt. 88 (1982) 76, S. 1548-1551

3 Hermann, P.: Entscheidungshilfen zur systematischen Ableitung von Automatisierungskonzepten VDI-Z 123 (1981) 17, S. 705-708  
 4 Pahl, G.; Beelich, K. H.: Erfahrungen mit dem methodischen Konstruieren. Werkst. u. Betr. 114 (1981) 11, S. 773-782  
 5 Pahl, G.; Beitz, W.: Konstruktionslehre. Handbuch für Studium und Praxis. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York 1977 2826 A

# Gesichtspunkte beim Aufbau eines Fertigungssystems mit Hilfe von Baukastenstrukturen

Von Prof. Dr.-Ing. Peter Dietz, Clausthal-Zellerfeld

Die technisch-wirtschaftlichen Randbedingungen in der Teilefertigung führen insbesondere im Mittel- und Großserienbereich zu Fertigungssystemen, die unter Nutzung aller zur Verfügung stehenden technischen Möglichkeiten ein optimales Zusammenspiel von Maschinen, Werkzeugen und Handhabungseinrichtungen anstreben. Eine konstruktive Lösungsmöglichkeit der sich daraus für den Werkzeugmaschinenhersteller ergebenden Aufgaben besteht in der konsequenten Anwendung von Baukastensystemen. Bei der Entwicklung solcher Systeme ändert sich damit nicht nur das äußere Bild der Fertigungseinheiten gegenüber den bisher vorherrschenden Werkzeugmaschinen, die damit verbundenen fertigungsstrategischen Überlegungen machen den Unterschied zwischen Entwicklungs- und Auftragskonstruktion besonders deutlich. Während in der Entwicklung unter Berücksichtigung genereller Einsatzfälle auftragsneutrale Module geschaffen werden, obliegt es dem Auftragskonstrukteur, unter Berücksichtigung der vorliegenden Randbedingungen des Einsatzfalls ein optimiertes Gesamtsystem zu erstellen. Dieser Schritt der Optimierung aus den vorhandenen Bausteinen und das Aufbereiten einer funktionstüchtigen Fertigungsanlage ergibt Probleme, die der intensiven Zusammenarbeit zwischen Arbeitsvorbereiter, Maschinenplaner und Maschinenkonstrukteur bedürfen. Aus der Fülle von Überlegungen, die mit der Lösung dieser Aufgabe für die Drehbearbeitung verbunden sind, werden hier drei Probleme herausgegriffen.

## 1 Einzel-, Simultan- oder Pendelbearbeitung

Der Einsatz von flexiblen Fertigungseinheiten zum Aufbau eines Fertigungssystems erlaubt eine freizügige Auswahl der grundsätzlichen Arbeitsweise. Im Bereich der Fertigung in hohen Stückzahlen bieten sich hier insbesondere das Simultan- oder das Pendelbearbeiten an. Bei der Pendelbearbeitung ist jeweils eine der beiden Spindeln im Einsatz, während die andere be- und entladen wird. Eine Abschätzung der sich dabei ergebenden Stückzeiten wird am Beispiel einer Bearbeitung in zwei Einspannungen aus folgender Überlegung ermittelt:

Die Fertigungszeit eines Werkstücks beim Bearbeiten auf einer Einspindel-NC-Drehmaschine mit Zwischenstapeln errechnet sich zu

$$t_E = t_{gmax}^* + t_{gmin}^* + 2 \cdot t_{eil} + 2 \cdot t_{lad};$$

für eine Doppelspindel-NC-Maschine taktgebunden mit Ladeeinrichtung auf jeder Seite gilt

$$t_D = t_{gmax}^* + t_{eil} + t_{lad}$$

und für eine NC-Maschine mit zusätzlicher Ladespindel und Pendelverfahren gilt

$$t_P = t_{gmax}^* + \langle t_{lad} - t_{gmax}^* \rangle + t_{gmin}^* + \langle t_{lad} - t_{gmin}^* \rangle + 2 \cdot t_{spr}$$

Dabei bedeuten  $t_{gmax}^*$  und  $t_{gmin}^*$  die längere bzw. kürzere Grundzeit einer Einspannung ohne die Schlitteneilgänge in Beladestellung.  $t_{eil}$  bzw.  $t_{lad}$  ist die Zeit für den Ladevorgang und  $t_{spr}$  die Eilgangzeit des Pendelschlittens zum Wechseln der Bearbeitungsseite. Die eckige Klammer deutet an, daß der betreffende Term nur Gültigkeit hat, wenn er positiv ist, wenn also die Ladezeit länger als die jeweilige Grundzeit ist. Gemäß dem heutigen Stand der Maschinen- und Handhabungstechnik läßt sich überschlägig  $t_{eil} \approx 0,1 \cdot t_{lad}$  und  $t_{spr} \approx 0,2 \cdot t_{lad}$  für Produktionsmaschinen im Futterdurchmesserbereich 100 bis 400 mm einsetzen.

Zum Ermitteln der Einzelfertigungskosten  $K_E$  sind die Stückzeiten mit den Arbeitsplatzkosten  $K_{ML}$  zu multiplizieren. Eine Zusammenstellung von Dreheinheiten aus dem Angebot eines Herstellers ergibt  $K_{MLP}/K_{MLD} = 0,63$  und  $K_{MLP}/K_{MLE} = 1,07$ . Bild 1 gibt aus der Auswertung dieser Gleichungen einen Stückkostenvergleich der unterschiedlichen Verfahren. Die Auswahl des jeweiligen günstigsten Verfahrens ist in Abhängigkeit von Bearbeitungs- und Beladestückgebunden möglich. Beispielsweise lassen sich bei dem Pendelverfahren gegenüber der Doppelspindel-Taktfertigung wegen der erheblichen Investitions-Mehraufwendungen etwa 20 bis 30% der Stückkosten einsparen; gegenüber der Einspindelmaschi-

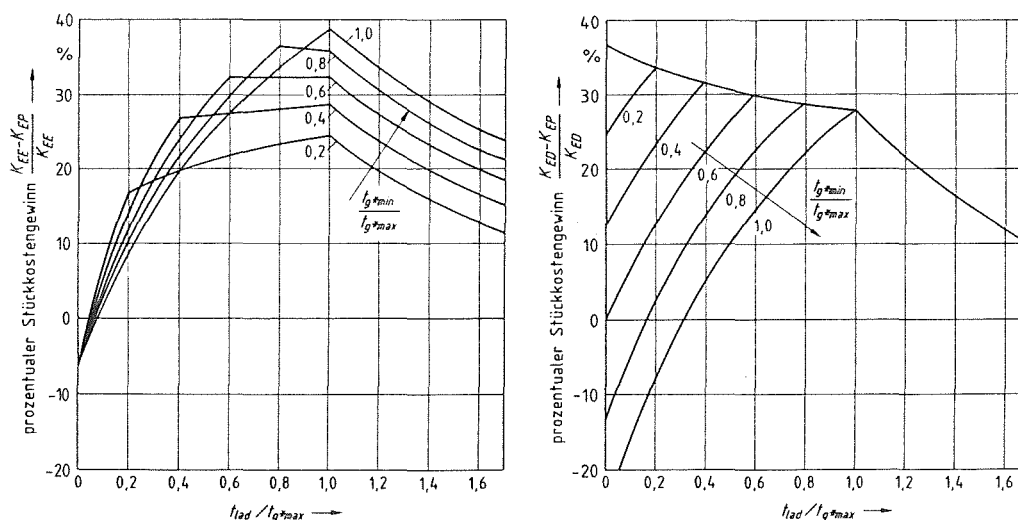


Bild 1. Prozentualer Stückkostengewinn unterschiedlicher Bearbeitungsverfahren

$K_{EE}$  Stückkosten bei einer Einspindelmaschine mit Zwischenstapeln,  $K_{EP}$  Stückkosten bei Pendelbearbeitung,  $K_{ED}$  Stückkosten bei einer Doppelspindelmaschine mit Taktbearbeitung

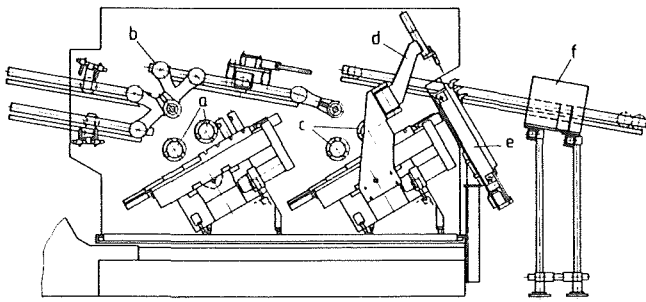


Bild 2. Flexibles NC-Frontdrehmaschinensystem zum Bearbeiten von Getrieberädern

a Spindeln für das simultane Bearbeiten, b Schwenkarm-Beladeeinrichtung, c Spindeln für die Pendelbearbeitung, d Werkzeug-Wechsleinrichtung, e Werkzeugspeicher, f Meßstation

ne mit automatisierter Beladung beträgt der Stückkostengewinn 30 bis 40%. In anderen Fällen kann eine Kombination aus Simultan- und Pendelbearbeitung den wirtschaftlich günstigsten Schritt darstellen.

Die konsequente Verwirklichung dieser Überlegungen zu einem sog. Drehsystem ist in Bild 2 dargestellt. Das aus einem Baukastensystem nach [3] zusammengestellte Fertigungssystem wird hier 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 Genaumaße. Der relativ geringe Spindelabstand auf der rechten Seite erlaubt in diesem Fall auch einen automatisierten Werkzeugwechsel.

### 2 Werkstückmessung und Werkzeugverschleiß

In automatisierten Fertigungssystemen müssen die Änderungen von Fertigungsmaßen infolge Werkzeugverschleiß durch die Maschinensteuerung korrigiert und bei Erreichen des Standzeitendes ein Auswechseln des Werkzeuges mit anschließender Nachkorrektur eingeleitet werden. Kernproblem bei der Automatisierung dieser Aufgabe ist die Werkstückmessung, die werkstückbezogen ausgelegt werden muß und sich dabei wieder der Elemente eines Baukastensystems bedienen kann. Auch hier ist vor allem unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten zu entscheiden, ob die Messung außerhalb in gesonderten Stationen oder innerhalb der Maschine erfolgen soll. Bild 3 zeigt in einer tabellarischen Übersicht unterschiedliche Meßmöglichkeiten auf und gibt dem Auftragskonstrukteur mit einer Bewertung der technischen Eigenschaften eine Entscheidungshilfe. Bei der in Bild 2 dargestellten Anlage ist unter den Randbedingungen des geringsten Ausschusses bei höchster Produktivität beispielsweise die Entscheidung wie folgt gefallen: Meßstation mit direkter Messung für den Normalfall stetiger Maßänderung durch Werkzeugverschleiß. Die Stückkostenberechnung rechtfertigt die Investition der Meßstation, die Rückführung der Meßwerte in die Maschinensteuerung läßt eine Korrektur bei stetigem Werkzeugverschleiß ohne Ausschuß zu. Direkte Messung mit Referenzfläche in der Maschine für alle Fälle, bei denen Ausschußgefahr besteht, z. B. beim Wechsel des Werkzeugs, beim Umrüsten, beim Chargenwechsel der Rohlinge u. dgl. Bild 4 zeigt die innerhalb des Werkzeugsystems untergebrachte Meßeinrichtung auf dem Schlitten.

punkten zu entscheiden, ob die Messung außerhalb in gesonderten Stationen oder innerhalb der Maschine erfolgen soll. Bild 3 zeigt in einer tabellarischen Übersicht unterschiedliche Meßmöglichkeiten auf und gibt dem Auftragskonstrukteur mit einer Bewertung der technischen Eigenschaften eine Entscheidungshilfe. Bei der in Bild 2 dargestellten Anlage ist unter den Randbedingungen des geringsten Ausschusses bei höchster Produktivität beispielsweise die Entscheidung wie folgt gefallen: Meßstation mit direkter Messung für den Normalfall stetiger Maßänderung durch Werkzeugverschleiß. Die Stückkostenberechnung rechtfertigt die Investition der Meßstation, die Rückführung der Meßwerte in die Maschinensteuerung läßt eine Korrektur bei stetigem Werkzeugverschleiß ohne Ausschuß zu. Direkte Messung mit Referenzfläche in der Maschine für alle Fälle, bei denen Ausschußgefahr besteht, z. B. beim Wechsel des Werkzeugs, beim Umrüsten, beim Chargenwechsel der Rohlinge u. dgl. Bild 4 zeigt die innerhalb des Werkzeugsystems untergebrachte Meßeinrichtung auf dem Schlitten.

### 3 Aufbau und Koordination des Gesamtsystems Fertigungsanlage

Die wesentliche Aufgabe für den Auftragskonstrukteur ist die mit der Zusammenstellung von Fertigungseinrichtungen aus Baukastensystemen verbundene Verknüpfungsaufgabe und die Koordination der einzelnen Bausteine zu einem Wirksystem. Hier stellt sich ein Problem der Anlagenfertigung, das sich wesentlich von früher geübten, maschinenbezogenen Konstruktionsaufgaben unterscheidet und das nur durch die Zusammenarbeit von Maschinenbau-, Werkzeug- und Elektrokonstruktoren gemeistert werden kann. Die Notwendigkeit dieser Zusammenarbeit soll an einer aus Baukastensystemen zusammengestellte Fertigungsanlage erläutert werden.

Die Anlage ist Teil einer automatisierten Fertigungsanlage von Teilefamilien aus Kraftfahrzeuggetrieben (Bild 5); der Produktionsdurchsatz erfordert ein gleichzeitiges Arbeiten an vier Drehzellen. Zu jeder Zelle gehören zwei Drehmaschinen, eine Meßstation, eine Ladeeinrichtung und Einrichtungen für den Materialfluß. Über die beiden Rohteilbänder laufen die Rohlinge zu und werden an den Abgriffstellen vom Ladeportal einer Maschine zugeführt; nach der Bearbeitung erfolgt ein

	Meßverfahren	Meßstation	Beispiel für Drehmaschine	Beispiel für Bearbeitungszentrum	Genauigkeit	Meßzeit	Flexibilität
Messen innerhalb der Maschine	direkte Messung mit Differenzwerten				mittel	sehr groß	groß
	direkte Messung mit Referenzfläche				sehr groß	sehr groß	mittel
	direkte Messung ohne Referenzfläche				klein	klein	groß
	indirekte Messung				sehr groß	klein	sehr groß
Messen außerhalb der Maschine	direkte Messung				sehr groß	sehr klein	klein
	indirekte Messung		Anschlag	Anschlag	klein	sehr klein	mittel

Bild 3. Möglichkeiten der automatisierten Werkstückmessung

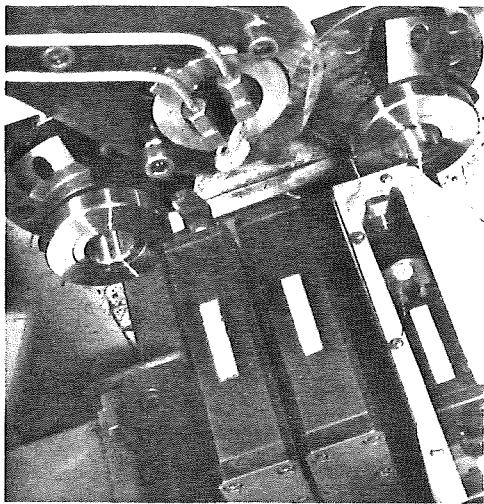


Bild 4. Anordnung der Meßeinrichtung innerhalb der Maschine  
(Werkfoto: Püttler Maschinenfabrik AG, Langen)

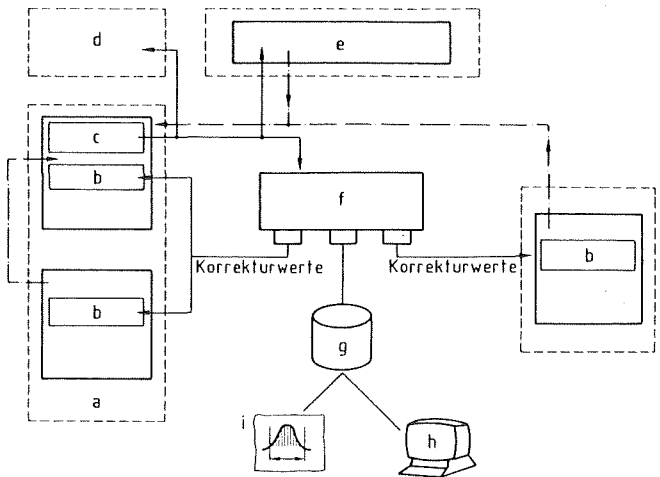


Bild 6. Steuerungskonzept einer Fertigungszelle

a Maschine und NC-Schlitten, b Korrekturspeicher, c Programmierung peripherer Einrichtungen, d Werkzeugwechsler, e Ladeeinrichtung, f Meßstation, g Datenverarbeitungs-Anlage, h Bildschirmüberwachung, i statistische Auswertung

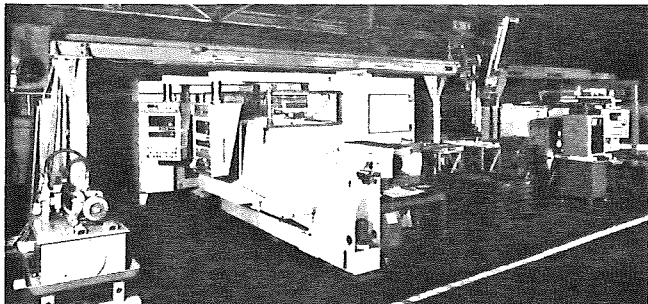


Bild 5. Flexible Fertigungsstraße zum Bearbeiten von Getriebewellen  
(Werkfoto: Püttler Maschinenfabrik AG, Langen)

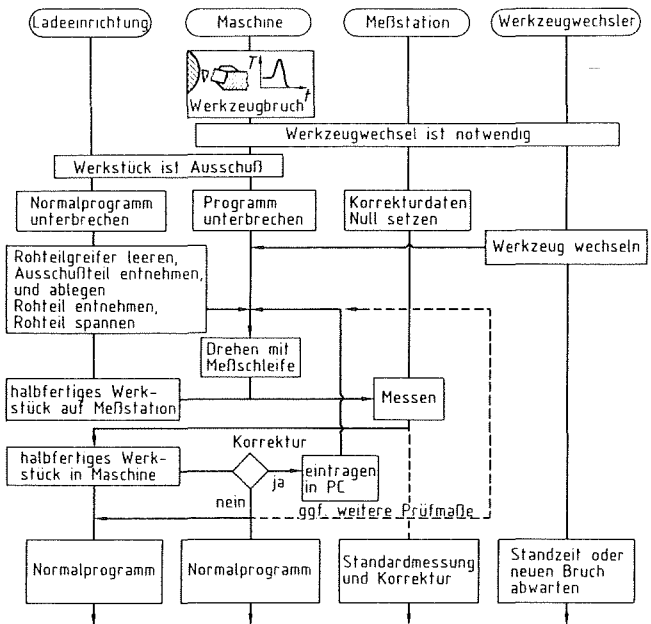


Bild 7. Aktivitäten bei Schneidenbruch

Meßvorgang in der Meßstation. Die Endbearbeitung erfolgt mit nochmaligem Messen und Abführen über das Fertigteilband.

Die Voraussetzung für den Aufbau einer Steuerung ist die vom Anlagenkonstrukteur zu erstellende Systematik des Bewegungsablaufes. Bei der hier beschriebenen Anlage hat jede einzelne Fertigungseinrichtung ihre eigene Steuerung. Das Grundschaema dieses modularen Mehrprozessor-Steuerungssystems zeigt Bild 6. Dieses System wird wiederum als Baustein im Bussystem der Gesamtanlage eingebettet. Der Aufbau einer hierarchischen Struktur für die Fertigungszelle und der Datenaustausch über einfache Schnittstellen innerhalb dieser Zelle erhöht die Zuverlässigkeit für die einzelnen Komponenten und die Vielseitigkeit des modularen Aufbaus im Baukastensystem (insbesondere für das Erstellen von Anlagen hoher Flexibilität und bei wechselnden Zulieferanten). Außerdem entsteht ein besseres Echtzeitverhalten durch den Ablauf der wesentlichsten Funktionen in den unteren Hierarchieebenen und damit vergleichsweise weniger Anknüpfungspunkte an einen Bus. Im vorliegenden Fall wird der Gesamt Ablauf gesteuert durch den automatisierten Meßvorgang mit Rückmeldung und Korrektur. Die drei Ausgänge der Meßstation führen zu den jeweils zugeordneten Drehmaschinen und zu einer Datenerfassungsstation, die außer der Registrierung Aufgaben der Betriebsdatenerfassung erfüllt und mit ständigen Trendanalysen eine Op-

timierung der Standzeiten und Schneidenwechselzeiten ermöglicht. Die Koordinationssteuerung der Zelle ist der PC-Steuerung einer der Dreheinheiten zugeordnet. Der Aufbau dieser Steuerung ist anlagenbezogen und muß für jede zu erstellende Anlage von Grund auf konzipiert werden. Dies erfordert in Verbindung mit der vollständigen Automatisierung des Fertigungsablaufs das Durchführen von Fehleranalysen und das Erarbeiten automatisiert ablaufender Vorgänge zur Kompensation. Ein Beispiel hierzu zeigen die Aktivitäten beim Erkennen eines Schneidenbruchs in Bild 7. Außer dem erforderlichen Schneidenwechsel muß das gerade bearbeitete Werkstück zum Ausschuff erklärt und entfernt werden sowie der gesamte Bearbeitungs- und Beladevorgang wieder in einen Zustand wie vor Beginn des mißglückten Arbeitsgangs versetzt werden. Ähnliche Vorgänge finden bei Anlaufen der Anlage mit dem ersten Werkstück oder beim Entladen statt.

**Literatur**

- 1 *Dietz, P.*: Pendelbearbeitung beim Drehen. Ladespindelssysteme erhöhen die Produktivität. *Masch.-Mkt.* 88 (1982) 68, S. 1377-1380
- 2 *Dietz, P.*: Ladespindel und Pendelverfahren bei der Drehbearbeitung verringern die Fertigungskosten. *Masch.-Mkt.* 88 (1982) 76, S. 1548-1551
- 3 *Dietz, P.*: Baukastensystematik und methodisches Konstruieren im Werkzeugmaschinenbau. *Werkst. u. Betr.* 116 (1983) 4, S. 185-189
- 4 *Dietz, P.*: Pendelbearbeitung und Baukasten-Maschinensysteme steigern die Produktivität. *Ind.-Anz.* 105 (1983) 17, S. 42-47
- 5 *Hermann, P.*: Entscheidungshilfen zur systematischen Ableitung von Automatisierungskonzepten VDI-Z 123 (1981) 17, S. 705-708
- 6 *Pahl, G.; Beelich, K. H.*: Erfahrungen mit dem methodischen Konstruieren. *Werkst. u. Betr.* 114 (1981) 11, S. 773-782  
2843 A



### Silberchlorid verhält sich ähnlich wie Metall

# Spannungen beim Umformen sichtbar machen mit Modellwerkstoffen

Peter Dietz

**Um spanlos geformte Teile bis an die Grenzen belasten zu können, muß man die Umformspannungen und die verbleibenden Eigenspannungen kennen. Eine Methode der Fotoplastizität nutzt einen Modellwerkstoff, Silberchlorid, das ein ähnliches mechanisches Verhalten zeigt wie Metalle und transparent ist. Der optisch isotrop wirkende kubische Gitteraufbau wird unter Belastung anisotrop. Dies kann man zum Bestimmen der Spannungen nutzen. In Versuchen ermittelte man, daß Ähnlichkeitsgesetze möglich sind.**

Das Erforschen elastoplastischer und plastischer Vorgänge bei Materialbelastung spielt eine bedeutende Rolle in den neuzeitlichen Ingenieurwissenschaften. Die Entwicklung von Produkten und Bauwerken im Bereich des Maschinenbaus und des Bauingenieurwesens zwingt zum Ausnutzen des gesamten Werkstoff-Tragfähigkeitsbereiches unter bewußter Inkaufnahme teilplastischer Vorgänge. Die dafür notwendigen, grundsätzlichen Untersuchungen über das mechanische Verhalten und die Werkstoffeigenschaften im überelastischen Bereich führen zu theoretischen und experimentellen Untersuchungen von Bauteilen unter Belastung im kombinierten elastoplastischen Bereich. Weil in diesen Fällen sowohl die Gestaltung des Bauteils als auch das von den örtlichen Spannungszuständen beeinflusste Werkstoffverhalten eine Rolle spielen,

führen — abgesehen von einigen grundsätzlichen Forschungsarbeiten — solche Untersuchungen meistens zur Bestimmung der Gestaltfestigkeit an ausgeführten Bauteilen.

### **Umformspannungen sichtbar machen**

Ein weiteres wichtiges Anwendungsgebiet in der industriellen Praxis ist das verstärkte Anwenden von Fertigungsverfahren der Umformtechnik. Mit diesen Fertigungsverfahren, wie Schmieden, Strangpressen, Blechumformen, Rollen usw., lassen sich nicht nur erhebliche Mengen Werkstoff einsparen, sondern die vom Umformen erzeugte Textur wirkt sich oft in einer höheren Festigkeit aus. Von dieser Aufgabenstellung her werden Untersuchungen angeregt, die sich mit dem Verhalten von Werkstoffen während des Umformens befassen. Es sind sowohl die in den Bauteilen verbleibenden Eigenspannungen als auch die während des Verformungsvorganges erzeugten Beanspruchungen in den Verformungswerkzeugen von Interesse.

Seit vielen Jahren untersucht man bereits Spannungs-Verformungsvorgänge mit nichtlinearem Verhalten sowohl theoretisch wie experimentell. Die Komplexität des physikalischen Prozesses bei der plastischen Deformation und die Abhängigkeit von dem verwendeten Werkstoff verbietet im allgemeinen eine Generalisierung der Aussagen auf mathematischer Basis. In theoretischen Untersuchungen wird im einfachsten Fall — unter grober Vereinfachung des Spannungs-Dehnungs-Schaubildes für Stahl — die Spannung oberhalb der Proportionalitätsgrenze als konstant angenommen. Andere Untersuchungen arbeiten mit parametrischen Ansätzen zur Darstellung der Spannungs-Dehnungskurven außerhalb des linearelastischen Bereiches. Bild 1 verdeutlicht, daß die Wahl solcher simulierender Gesetze für die Spannungs-Dehnungs-Funktion für

jeden Konstruktionswerkstoff und jede Behandlungsart gesondert erfolgen müßte. Hinzu kommt, daß während des plastischen Prozesses strukturelle Änderungen im Mikrobereich erfolgen, die diese pauschalisierenden Ansätze in ihrer Gültigkeit begrenzt erscheinen lassen.

Die außerordentliche Zuverlässigkeit der Spannungsoptik bei elastischen Vorgängen ließ vor vielen Jahren bereits den Wunsch aufkommen, diese experimentellen Methoden auch auf Vorgänge auszudehnen, die vom linearen Elastizitätsgesetz abweichen.

### **Grundsätzliche Methoden bei der Fotoplastizität**

Nach einem Vorschlag von Javornicky [1] sind unter dem Begriff Fotoplastizität drei grundsätzliche Untersuchungsmethoden zu verstehen, die im wesentlichen von dem zu untersuchenden Werkstoff bestimmt sind. Die erste Methode beschäftigt sich mit der Untersuchung von amorphen Stoffen, die ein nicht lineares Spannungs-Dehnungs-Verhalten zeigen. Wenn man in diesem Verhalten auch die spontanen Verformungen unter Spannung berücksichtigt, dann hat man es im engeren Sinne mit viskoelastischen Körpern und den zugehörigen Erscheinungen, wie Kriechen und Relaxation zu tun. Das Verwenden von Kunststoffen in Maschinenbauteilen hat zu einer zunehmenden Anwendung und Entwicklung dieses Verfahrens geführt, weil in vielen Fällen auch spannungsoptische Untersuchungen am Originalteil möglich sind.

Die zweite Methode konzentriert sich auf das plastische Verhalten polykristalliner Stoffe, insbesondere der Metalle und die Darstellung in einem Modellversuch. Auch diese Methode beinhaltet eine Reihe von Arbeiten, die sich mit der fotoelastischen Nachbildung von Vorgängen befassen, die beim Kaltverformen bildsamer Werkstoffe auftreten. Unter den Kunststoffen ist beispielsweise Zelluloid verwendet worden, das eine Spannungs-Dehnungs-Kennlinie ähnlich der von Aluminiumlegierungen besitzt. Wegen der grundsätzlich unterschiedlichen Verhältnisse bezüglich der plastischen Verformung zwischen dem Modellwerkstoff Zelluloid und den polykristallinen Metallen ist die Übertragbarkeit dieser Versuche — insbesondere im hochplastischen Bereich — aber nur unter erheblichen Einschränkungen möglich. Eine weitere Methode ist die Nachbildung elastoplastischer und pla-

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

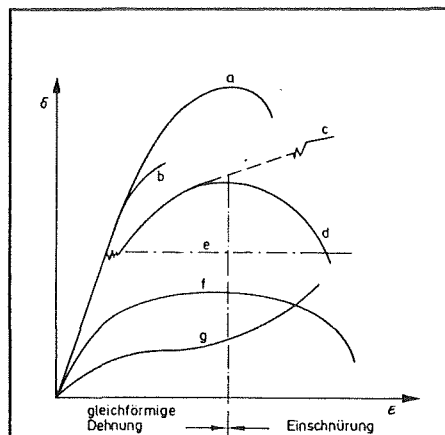
stischer Vorgänge von Metallen mit einem Modellwerkstoff, der strukturell ähnliche Eigenschaften aufweist. Im wesentlichen stehen die Halogenide von Silber und Thallium zur Verfügung, die infolge ihres Kristallaufbaus eine so große Ähnlichkeit in Struktur und mechanischem Verhalten haben, daß man sie auch als durchsichtige Metalle bezeichnet. Die Anwendung dieser Werkstoffe zur Untersuchung verschiedener teilplastischer und plastischer Vorgänge ist Gegenstand der Forschungen am Institut für Maschinenwesen.

Die dritte Methode beruht darauf, daß man im Beschichtungsverfahren elastische spannungsoptische Stoffe auf einen Werkstoff aufbringt, der dann plastisch verformt wird. Diese Methode ist in der praktischen Anwendung wegen der Einfachheit ihrer Handhabung sehr beliebt zum Untersuchen von teilplastischen Vorgängen und den daraus entstehenden Eigenspannungen. Zu erwähnen ist ferner das Anwenden der Fotoplastizität beim Untersuchen von Problemen der Gebirgsmechanik. Dafür hat sich wegen seines geringen Elastizitätsmoduls Gelatine als Modellwerkstoff bewährt.

Bei all diesen Ergebnissen ist aber zu beachten, daß fotoplastische Untersuchungen — wie überhaupt sehr viele Modelluntersuchungen — in ihrer Anwendung auf ein bestimmtes Teil und eine definierte Beanspruchung ausgerichtet sind. Im wesentlichen handelt es sich um Einzellösungen, die ein Verallgemeinern der Ergebnisse nur bedingt erlauben. Ferner sind, weil sich die mikroskopischen Verformungsvorgänge der Werkstoffe mit dem Modellwerkstoff nur sehr bedingt simulieren lassen, die in spannungsoptischen Modellversuchen ermittelten Aussagen nur „makroskopisch“ auswertbar und unter Randbedingungen wie Inhomogenität, Verformungsgeschwindigkeit, dynamische Effekte, Spannungskonzentration usw. zu werten.

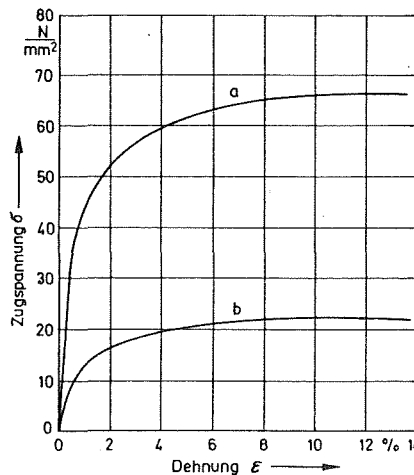
### Silberchlorid ist transparent und verhält sich wie Metall

Die Untersuchung der Eigenschaften von Kristallen mit Hilfe optischer Verfahren ist eine übliche Methode der Physik. Bereits im Jahr 1934 untersuchte der russische Forscher Stepanov die Beziehungen zwischen den mechanischen Eigenschaften von Kristallen, ihrem Atomaufbau und ihren optischen Eigenschaften. Er benutzte bevorzugt die Halogenide von Silber und Thallium, weil



**Bild 1: Spannungs-Dehnungs-Kurven verschiedener Werkstoffe**

a Stahl hoher Festigkeit, b spröder Werkstoff, c korrigierte Kurve von Stahl mittlerer Festigkeit, d Stahl mittlerer Festigkeit ohne Korrektur, e Ansatz  $\sigma = \text{konstant}$ , f Nichteisenmetalle, g einige Kunststoffe



**Bild 2: Spannungs-Dehnungs-Kurven von Reinaluminium Al 99,5 und von Silberchlorid AgCl. Wegen der Ähnlichkeit der Kurven läßt sich eine mathematische Beziehung herstellen**

a Al 99,5, b AgCl

diese Stoffe aufgrund ihres kubischen Kristallaufbaus

- ein mechanisches Verhalten wie das der meisten Metalle haben und damit eine direkte Möglichkeit der Modellierung von Verformungsmechanismen in Metallen besteht.
- diese Kristalle transparent sind und infolge ihres kubischen Systems ohne Belastung optisch isotrop wirken.

Erst unter Belastung erhält man eine optische Anisotropie, die zur Bestimmung der Spannungen nutzbar ist.

Modelluntersuchungen an Bauteilen, deren Abmessungen wesentlich größer sind als die Abmessungen der Kristallite, verlangen einen Werkstoff, der ein möglichst feinkörniges Gefüge aufweist und dessen Verhalten mit Methoden verglichen werden kann, die — wie bei üblichen metallischen Werkstoffen — ein quasihomogenes Verhalten voraussetzen.

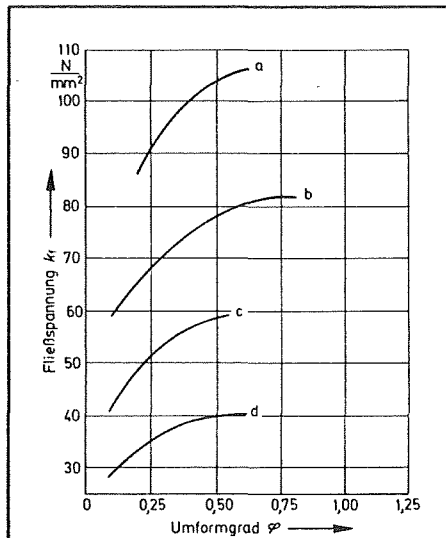
Zur Kennzeichnung des Umformverhaltens von Werkstoffen ist es notwendig, innere und äußere Werkstoffeigenschaften in Form möglichst allgemeingültiger Kennwerte zu erfassen. Fließgrenze, thermische und zeitliche Effekte sowie Formänderungsfähigkeit sind die inneren Werkstoffeigenschaften, die äußere Reibung ist die für das Umformen wichtigste äußere Werkstoffeigenschaft. Der Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung wird dabei im allgemeinen im Zugversuch und im Stauchversuch ermittelt.

### Werkstoffkennwerte definieren Umformverhalten

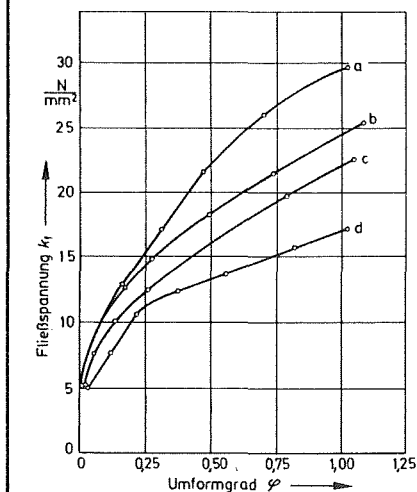
Bild 2 zeigt den Zugversuch an einer Probe, die besonders für das Simulieren des Verhaltens von Reinaluminium entwickelt ist. Der Korndurchmesser beträgt  $D = 0,02$  bis  $0,04$  mm, die feinkörnige und homogene Struktur erzielte man mit einem Umformen von 90 bis 95% und anschließender Rekristallisation bei  $110^\circ$  bei einer Glühzeit von 5 bis 10 Stunden. Der Verformungsversuch geschah bei Zimmertemperatur. Vergleicht man in Bild 2 die Spannungs-Dehnungs-Kurve von Silberchlorid mit jener von Aluminium Al 99,5, so besteht eine Ähnlichkeit des Stoffverhaltens, das in diesem Fall Abweichungen von einem linearen Ähnlichkeitsgesetz unter 1,5% aufwies. Das gleichzeitige Messen der spannungsoptischen Konstanten ergab einen Wert  $S = 32$  N/mm<sup>2</sup>, der sowohl im elastischen als auch im plastischen Bereich gleichbleibt.

Zum Untersuchen von Umformvorgängen mit Hilfe eines Modellwerkstoffes müssen Ähnlichkeitsgesetze für Eigenschaften vorherrschen, die weit über die im Zugversuch ermittelbaren Werte hinausgehen. Zur Kenntnis des Umformverhaltens der Werkstoffe ist es notwendig, thermische und zeitliche Effekte, die Formänderungsarbeit sowie die äußeren Reibungen während des Umformvorganges zu beachten und mit

Kennwerten zu erfassen. Zum Charakterisieren des Verformungsverhaltens beim Fließpressen dient im allgemeinen der Zylinderstauchversuch, für den beim Vergleichswerkstoff Aluminium 99,5 umfangreiche Versuchsergebnisse aus dem Schrifttum bekannt sind.



**Bild 3:** Abhängigkeit der Fließspannung  $k_f$  vom Umformgrad im Zylinderstauchversuch für Al 99,5 bei verschiedenen Temperaturen und einer Umformgeschwindigkeit  $\dot{\varphi}$  von  $145 \text{ s}^{-1}$  a 250 °C, b 350 °C, c 450 °C, d 550 °C



**Bild 4:** Abhängigkeit der Fließspannung  $k_f$  vom Umformgrad im Zylinderstauchversuch für AgCl bei verschiedenen Temperaturen und einer Umformgeschwindigkeit  $\dot{\varphi}$  von  $0,1 \text{ s}^{-1}$  a 25 °C, b 75 °C, c 125 °C, d 175 °C

Die in diesem eindimensionalen, bzw. unter Vernachlässigung der Reibung während des Versuchs als eindimensional angenommenen Spannungszustand, gewonnene bildliche Darstellung der Fließspannung  $k_f$  eines Werkstoffs in Abhängigkeit von dem logarithmischen Formänderungsverhältnis  $\varphi$  bei einer konstanten Formänderungsgeschwindigkeit  $\dot{\varphi}$  und einer konstanten Temperatur  $\vartheta$  wird die ideale Fließkurve eines Werkstoffs genannt.

Für den Modellwerkstoff wurden Fließkurven bei verschiedenen Temperaturen im Bereich von 25 °C bis 175 °C und verschiedenen Formänderungsgeschwindigkeiten durchgeführt, wobei die Wärmeaufnahme während des Umformvorganges und die daraus bedingte Temperaturerhöhung mit aufgenommen wurde. Ein typisches Ergebnis dieser Messungen und der Vergleich mit den entsprechenden Werten von Al 99,5 sind in den Bildern 3 und 4 dargestellt. Die Form der Kurven und ihr Vergleich zeigen, daß das Aufstellen von Ähnlichkeitsgesetzen grundsätzlich möglich ist. Systematische Untersuchungen in einem Bereich des Umformgrades  $\varphi = 0,2$  bis 1 und den angegebenen Temperaturen zeigen eine Treffsicherheit innerhalb  $\pm 10\%$  [2, 3]. Für die Temperaturähnlichkeit gelten die gleichen Überlegungen (adiabatische Umwandlung der Umformarbeit). Die Gültigkeit eines Ähnlichkeitsgesetzes setzt die gleichen Reibungsverhältnisse in Versuch und Hauptausführung voraus. Zu beachten ist jedoch beim Untersuchen technischer Vorgänge, daß meist eine örtliche, bei instationären Vorgängen außerdem auch eine zeitliche Geschwindigkeitsverteilung vorliegt, so daß die erzielten Werte auf den idealisierten Fall des Zylinderstauchens des Versuches beschränkt bleiben müssen.

Tafel 1 zeigt eine Übersicht der Reibwertmessungen von Silberchlorid bei Raumtemperatur. Im Hinblick auf spannungsoptische Untersuchungen als Reibpartner und Schmiermittel wählt man verstärkt solche Stoffe aus, die lichtdurchlässig sind und den gleichen Brechungsindex wie Silberchlorid besitzen. Grundsätzlich kann aufgrund dieser Versuche der Bereich von  $\mu = 0,04$  bis 0,3, der bei Aluminiumumformungen in Frage kommt, mit dem Modellwerkstoff Silberchlorid abgedeckt werden.

In Tafel 2 sind die wichtigsten physikalischen und technischen Eigenschaften

**Tafel 1:** Reibbeiwerte von Silberchlorid mit verschiedenen Reibpartnern

Schmiermittel	Reibpartner		
	Stahl poliert	Glas	Polymethylmethacrylat
ungeschmiert	0,3	0,25	0,3
Hydrokollag	0,16	—	—
Petrolatum	0,12	0,08	0,13
Molybdänsulfid	0,07	—	—
Silikonpaste	0,04	0,02	0,06

**Tafel 2:** Wichtige Eigenschaften von AgCl und Al99.5

Physikalische Eigenschaft	AgCl	Al99.5
Zugfestigkeit $R_m$ N/mm <sup>2</sup>	22,5*	70
Streckgrenze $R_{p0.2}$ N/mm <sup>2</sup>	9*	28
Bruchdehnung $\epsilon$ 9%	13*	22
Elastizitätsmodul $E$ N/mm <sup>2</sup>	200 bis 4500	72200
Gleitmodul $G$ N/mm <sup>2</sup>	980	27000
Querdehnungszahl $\nu$	0,41	0,34
Dichte $\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$5,56 \times 10^3$	$2,7 \times 10^3$
Spezifische Wärme $c$ KJ/kg · K	0,356	0,921
Ausdehnungskoeffizient $\alpha$ m/m · K	$2,98 \times 10^{-5}$	$2,4 \times 10^{-6}$
Schmelzpunkt °C	457,5	660

\* Probenwerkstoff in der für die Versuche aufbereiteten Form

ten zusammengestellt. Die zum Teil dem Schrifttum [2] entnommenen Werte zeigen insbesondere beim Silberchlorid sehr starke Schwankungen, beispielsweise beim Elastizitätsmodul, weil dieser Werkstoff offensichtlich sehr stark von dem Erstellungsverfahren der Proben beeinflussbar ist.

Die Querdehnungszahlen weichen im elastischen Bereich voneinander ab. Für Untersuchungen von Umformvorgängen ist insbesondere die unterschiedliche Wärmeaufnahmefähigkeit zu beachten.

Silberchlorid besitzt kubisch flächenzentrierte Kristalle, die ursprünglich isotrop sind und erst unter äußerer Belastung doppelbrechend wirken. Erfährt nun ein Silberchlorid-Monokristall eine äußere Belastung, dann fallen infolge der Kristallstruktur die Hauptachsen des optischen Ellipsoides mit jenen des Spannungsellipsoides nicht zusammen. Das bedeutet, daß die gemessene optische Isokline nicht mit der Hauptspannungsisokline zusammenfällt und daß ebenso die beobachteten Isochromaten nicht die Hauptspannungsdifferenzen darstellen. Infolge unterschiedlicher Brechungsindizes in Abhängigkeit von der Lage der kristallographischen Hauptachsen erhält man auch unterschiedliche spannungsoptische Konstanten [3].

Dieses Verhalten ist im elastischen Bereich der Kristallverformung linear zur Spannung bzw. Verformung. Bei der plastischen Verformung setzt ein Wechsel der Moleküle innerhalb der Gitterstruktur ein, so daß nach Versetzung die opti-

sche Ausrichtung des Kristalls grundsätzlich gleichbleibt und auch in diesem Falle die Doppelbrechung ein Maß für die Spannung ist. Aufgrund dieser Eigenschaften ist es möglich, mit Hilfe der Spannungsoptik auf Eigenspannungen während und nach den plastischen Verformungsvorgängen zu schließen.

### **Modell reagiert optisch wie ein Kontinuum**

Im vorliegenden Fall der Anwendung dieses Modellwerkstoffes für die Vorgänge an makroskopischen Körpern ist es notwendig, auch auf optische Weise die makroskopische Spannungsverteilung als Funktion der äußeren Kräfte zu erhalten. Hierzu müssen die für den Kristall beschriebenen Effekte der Orientierung im Strahlengang verschwinden. Um dies zu verwirklichen, ist es nötig, daß der polarisierte Lichtstrahl eine große Anzahl Körner passiert, um die individuellen Effekte der einzelnen Kristalle zu ermitteln. Homogenität verlangt, daß dies an einem beliebigen vor-

gegebenen Punkt im Modell und einer Durchstrahlung in beliebiger Richtung möglich sein muß. Das betrachtete Modell wird dann, dies ergaben die Forschungen und Untersuchungen an einem Universitätsinstitut, nicht nur im mechanischen, sondern auch im optischen Sinn wie ein homogenes Kontinuum reagieren und die optischen Charakteristika wie Isochromaten und Isoklinen werden sich in einer gleichmäßigen Art und Weise über die Modelloberfläche ändern.

#### **Schrifttum**

- [1] Javornicky, J.: Photoplasticity. Amsterdam-London-New York: Elsevier Scientific Publishing Company 1974.
- [2] Schmidt, O. A.: Beitrag zur Untersuchung von Umformvorgängen beim Strangpressen von Metallen mit Hilfe spannungsoptischer Methoden. Dissertation TU Clausthal 1981.
- [3] Dietz, P., A. Hirchenhain und O. A. Schmidt: Spannungsoptische Modelluntersuchungen elastoplastischer und plastischer Vorgänge mit Hilfe des Materials Silberchlorid, Verfahren, Vergleiche, Anwendungen. 6. GESA-Symposium Stuttgart, 1982. Verband Deutscher Ingenieure (VDI).

**Methoden lassen sich kombinieren**

# Ermitteln der Beanspruchung von Bauteilen mit optischen Verfahren

Peter Dietz

**Mit der Entwicklung leistungsstarker Rechner und entsprechender Software ist dem Konstrukteur ein wirksames Instrument zum Dimensionieren von Bauteilen gegeben. Zum Bestimmen der Beanspruchungen in Werkstücken sind neben rechnerischen Verfahren aber nach wie vor experimentelle Methoden von großer Bedeutung. Besonders effektiv sind Verfahren, die die Vorteile experimenteller Modelltechnik mit rechnergestützten Auswertetechniken verbinden und die Bildverarbeitung nutzen.**

Wenn man von der direkten Beobachtung von Verbiegungen und Verzerrungen absieht, dann hat die nutzbare Anwendung optischer Verfahren zum Beurteilen des Anstrengungsverhaltens in Bauteilen erst eine Geschichte von etwa 60 Jahren. In Deutschland war es vor allem Prof. Ludwig Föppel in München, der mit der Spannungsoptik eine bis dahin nicht bekannte großartige Anschaulichkeit über die in Bauteilen wirkenden Beanspruchungen entwickelte.

Mit dem Entwickeln der notwendigen Einrichtungen fanden in den letzten 12 Jahren weitere optische Verfahren den Einzug in die praktische Anwendung. Hier ist vor allem die holographische Interferometrie zu nennen. Mit der Moiré-Technik läßt sich die Verformungsgröße einer betrachteten Oberfläche beurteilen. Wie bei der Holographie werden die Untersuchungen am Originalbauteil vorgenommen, beide Verfahren eignen

sich auch für das Untersuchen dynamischer Vorgänge am Bauteil selbst.

Mit der Entwicklung leistungsstarker Rechner und Bereitstellung von Software ist dem Konstrukteur ein wirkungsvolles Instrument zum Dimensionieren von Bauteilen gegeben. Rechnerische Methoden bedürfen aber immer der Aufbereitung und der Interpretation eines Ersatzbildes für den physikalischen Vorgang durch den Anwender. Für die meist angewendete rechnerische Methode der Finiten Elemente gilt:

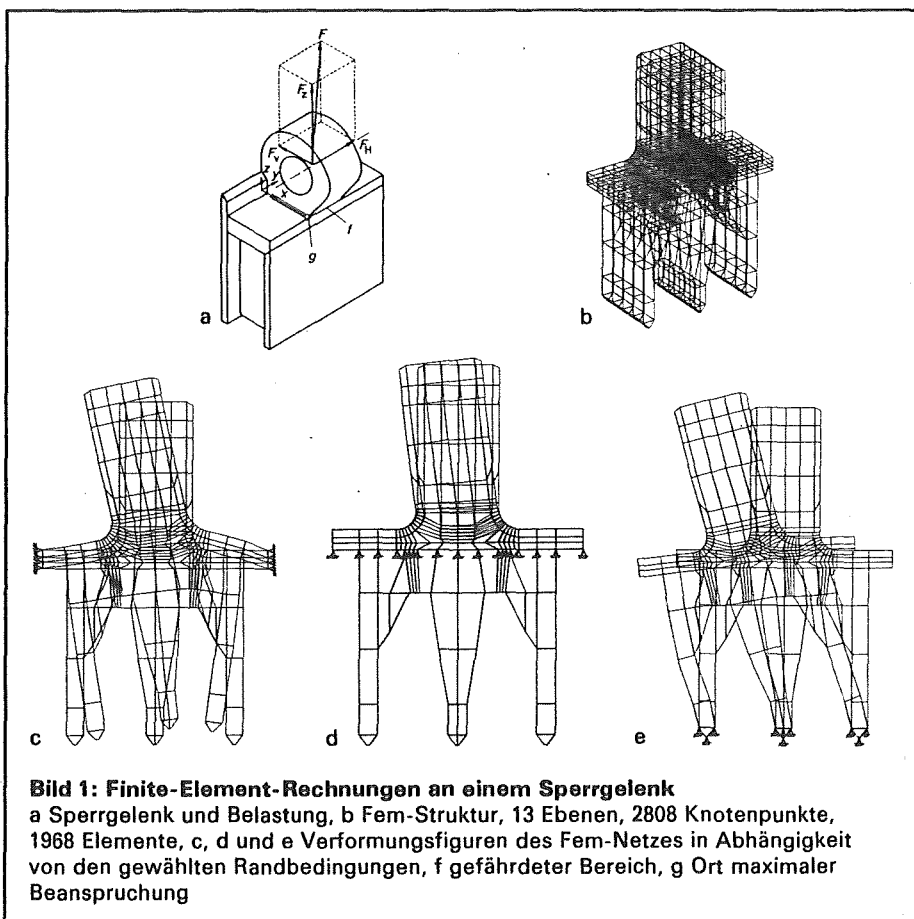
- Die Genauigkeit der Rechnung ist von der Wahl und Anordnung der Elemente abhängig.
- Einen wesentlichen Einfluß stellen

die Rand- und Einspannbedingungen dar sowie die Art der Krafteinleitung. Am Beispiel eines Sperrgelenks aus dem Bergbau (Bild 1) ist zu erkennen, daß trotz erheblichen Aufwandes bei der Strukturerstellung das Darstellen der Schweißanbindung mit Finiten Elementen auf vereinfachende Voraussetzungen der Mechanik zurückzugreifen ist, die die rechnerischen Verformungen und Spannungen der Bauteile stark beeinflussen.

- Erkennen und gezieltes Auswerten des Ortes höchster Spannungen ist nur mit analoger Felddarstellung gewährleistet. Insbesondere im Bereich scharfer Kerben mit hohen örtlichen Spannungsgradienten ist oft nicht sichergestellt, daß der Auswertepunkt des FE-Netzes und die „integrierende“ Rechnung über das Einzelement den Spannungszustand der kritischen Stelle richtig wiedergeben.

## Ebene und räumliche Spannungsoptik

Im Gegensatz zur theoretischen Spannungsanalyse erfordert das Experiment meist einen erhöhten Aufwand an Meß-



**Bild 1: Finite-Element-Rechnungen an einem Sperrgelenk**  
a Sperrgelenk und Belastung, b Fem-Struktur, 13 Ebenen, 2808 Knotenpunkte, 1968 Elemente, c, d und e Verformungsfiguren des Fem-Netzes in Abhängigkeit von den gewählten Randbedingungen, f gefährdeter Bereich, g Ort maximaler Beanspruchung

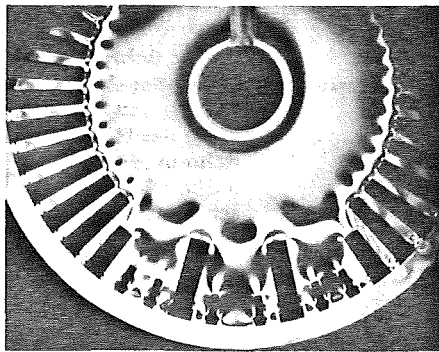
Prof. Dr.-Ing. Peter Dietz ist Direktor des Instituts für Maschinenwesen an der Technischen Universität Clausthal.

geräten und geschultem Personal. Eine Entscheidung für das wirtschaftlich günstigste Untersuchungsverfahren ist oft nur für einen besonderen Fall möglich. Oft ist die Anwendung einer „hybriden“ Untersuchungstechnik unter Ergänzung und Ausnutzung der jeweils spezifischen Vorteile zu empfehlen. Bei dem in Bild 2 dargestellten Problem der Spannungsermittlung an einem Generatorläufer mit aufgeschrumpftem Kappenring sprachen folgende Gründe für eine ebene spannungsoptische Untersuchung [1]: Das Modell ist mit Hilfe einer Kopierfräsmaschine schnell und preisgünstig herstellbar; die komplexe Struktur würde bei einer Fem-Rechnung eine außerordentlich hohe Zahl von Elementen erfordern; die Darstellung des Schrumpfverbandes läßt sich spannungsoptisch besser ermöglichen als mit den notwendigen Sonderelementen bei Fem-Untersuchungen; Höhe, genauer Ort und Gradient der maximalen Spannungen sind nur bei Ganzfeldauswertungen wie der Spannungsoptik übersichtlich und vollständig; aus dem Isochromatenbild lassen sich zum Teil auch ohne Auswertung Rückschlüsse auf konstruktive Maßnahmen ableiten.

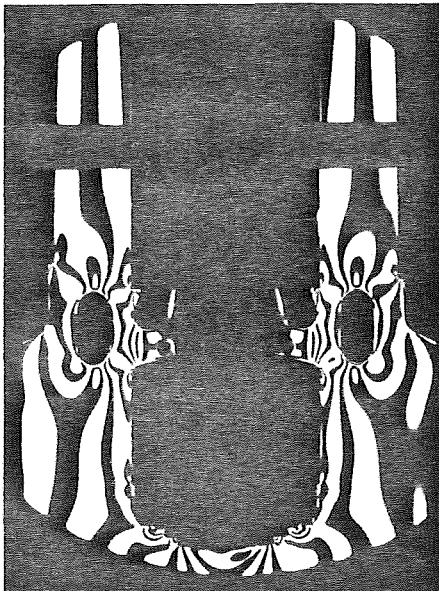
Das Herstellen räumlicher Modelle der Spannungsoptik geschieht im Modellabguß, mit dem immer ein wesentliches Know-how verbunden ist. Schwierigkeiten bereiten insbesondere die exothermen Reaktionen des Gusses beim Aushärten und der Schrumpfprozeß.

Die Auswertung des sogenannten Einfrierversuchs bedingt eine Modellerzlegung in ebene Schnitte und führt meist zu einer großen Anzahl von zu untersuchenden Einzelobjekten. Hierin liegt ein großer Zeitaufwand für die Schnittaufbereitung wie für das Auswerten und Verarbeiten der Ergebnisse zu einem Gesamtbild. Um die Effektivität des Verfahrens bezüglich wirtschaftlicher Aspekte grundlegend zu steigern, wird die digitale Bildverarbeitung hier ebenso angestrebt wie die Anwendung teilautomatischer Methoden zum Erstellen der Schnitte.

Eine Aufgabenstellung für die Effektivierung räumlicher spannungsoptischer Versuche wären Verfahren der Auswertung ohne die lästige Modellerzteilung. Keines der theoretisch möglichen Verfahren hat aber bisher zu einer Anwendungsreife geführt. Insbesondere bei dem auf dem „Tyndalleffekt“ beruhenden Streulichtverfahren wäre eine intensive Entwicklungsarbeit auch von seiten



**Bild 2: Ebener spannungsoptischer Versuch an einem Generatorläufer mit aufgeschrumpftem Kappenring**

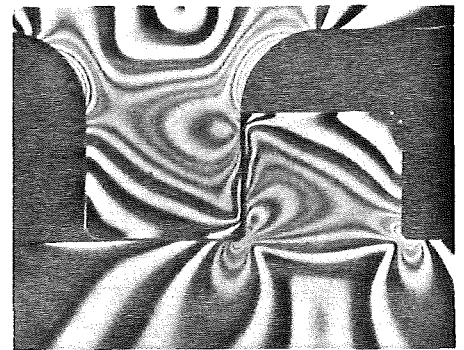


**Bild 3: Ebenes Modell „Walzenständer“ zur Vorbereitung von Betriebsuntersuchungen**

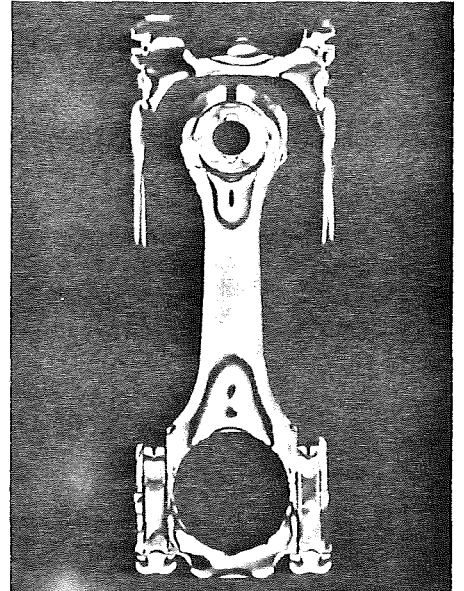
der Gerätetechnik wünschenswert. Für besondere Anwendungen, wie die Untersuchung von rotationssymmetrischen Körpern, werden sogenannte „Schichtverfahren“ oder „Sandwichverfahren“ verwendet.

Die Anschaulichkeit des spannungsoptischen Versuches ist in einer großen Anzahl von Fällen der Grund für eine orientierende Untersuchung. Ein Beispiel stellt das in Bild 3 dargestellte Modell eines Walzenständers dar, bei dem für künftige Betriebsmessungen die Lage der Dehnmeßstreifen festzulegen ist. Für diesen Aufgabenfall genügt bereits ein visuelles Beurteilen des Isochromatenbildes. Ein genaueres Auswerten ermöglicht Verhältniszahlen der Beanspruchungen an den verschiedenen Stellen.

Eine weitere, für die Auslegung von Maschinenteilen äußerst wichtige Auf-



**Bild 4: Ebene spannungsoptische Untersuchungen an Zahn- und Keilwellenverbindungen**

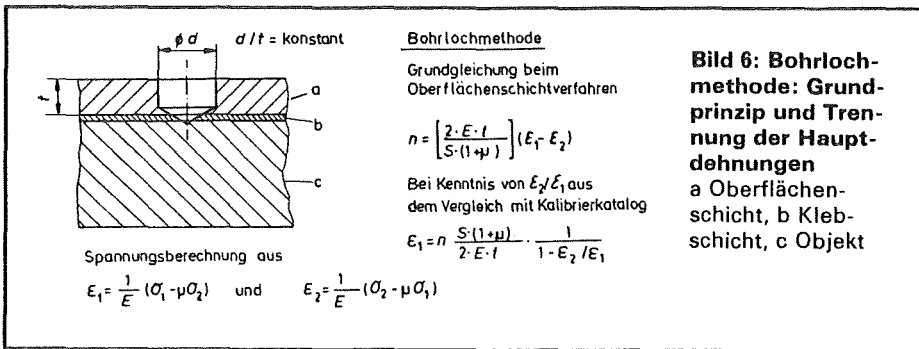


**Bild 5: Isochromatenaufnahmen aus dem Einfrierversuch an Kurbeltriebteilen aus unterschiedlichen Werkstoffen**

gabenstellung ist die Untersuchung von Beanspruchungen unter Kontakt, wobei sich die Flächenpressungen und Beanspruchungen aus dem elastischen Verhalten der beiden Körper in unmittelbarer Umgebung der Kontaktfläche ergeben. Ähnliche Probleme treten auf bei der Untersuchung von Zahn- und Keilwellenverbindungen (Bild 4).

Aus dem Bereich der Grundlagenforschung hat man spannungsoptische ebene Untersuchungen zum Beurteilen von Werkstoffstrukturen mit sich örtlich verändernden Eigenschaften vorgenommen, mit dem Schwerpunkt auf kompositäre Werkstoffstruktur, zum Beispiel glasfaserverstärkte Kunststoffe. Auch aus dem Bereich der Maschinenelemente sind Untersuchungen zum Verhalten von Baugruppen aus Kombinationen unterschiedlicher Werkstoffe bekannt. Mit dem Variieren der Mischung





**Bild 6: Bohrlochmethode: Grundprinzip und Trennung der Hauptdehnungen**  
 a Oberflächenschicht, b Klebschicht, c Objekt

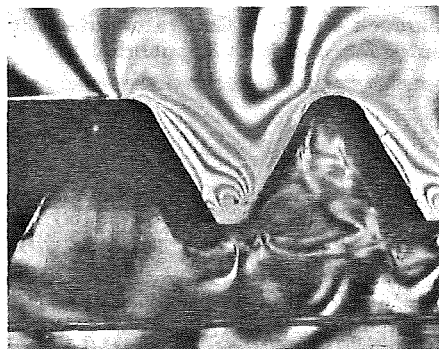
Harz/Härter sind die mechanischen Eigenschaften des als Modellwerkstoff verwendeten Epoxidharzes beeinflussbar. Der Werkstoff bleibt durchsichtig, mit seiner Hilfe konnte man die mechanische und thermische Beanspruchung von Kraftfahrzeugkurbeltrieben untersuchen (Bild 5) [2].

**Optische Bestimmung der Oberflächendehnung**

Das Oberflächenschichtverfahren eröffnet die Möglichkeit der Dehnungsbestimmung an der Oberfläche von Originalbauteilen und verbindet im Gegensatz zu der DMS-Technik diesen Vorteil mit einer ganzheitlichen Darstellung des Spannungszustandes. Die Forderung nach genauer Übertragung der Oberflächendehnung stellen Anforderungen an den Kleber und den Schichtwerkstoff, weil diese sowohl eine Veränderung der Steifigkeiten bewirken können als auch eine verfälschende Wirkung von Spannungsgredienten über der Schichtdicke eintreten kann.

Beim Auswerten von Versuchen mit Oberflächenschichtverfahren hat sich die sogenannte Bohrlochmethode als erfolgreich bewiesen. Es wird (Bild 6) die Oberflächenschicht durchbohrt. So entsteht eine Störung, weil am Bohrungsrand an der Oberseite Lastfreiheit herrscht, während an der Unterseite (Klebeseite) der gleiche Dehnungszustand wie an der Bauteiloberfläche wirkt. Dieser, bei kleinen Bohrungen örtlich begrenzte Effekt ruft für verschiedene Hauptdehnungsverhältnisse  $\epsilon_1/\epsilon_2$  charakteristische Störungsbilder hervor, die mit einem durch systematische Messungen aufgenommenen Kalibrierkatalog der Dehnungsverhältnisse verglichen werden können.

Die dynamische Spannungsoptik unterscheidet sich von der bekannten statischen Spannungsoptik durch besondere Aufnahmeverfahren, Auswertungsmethoden und erweiterte Modellgesetze.



**Bild 7: Spannungsoptische Aufnahme eines Schraubenmodells bei überelastischer Beanspruchung.**

Ähnlich wie bei der gesamten Spannungsoptik liegt der Vorteil darin, daß man neben zahlenmäßigen Auswertungen eine Vorstellung über den Ablauf dynamischer Vorgänge in Bauteilen erhält. Stoßbelastete Rahmen geraten nach dem ersten Durchlauf einer Spannungswelle in einen Eigenschwingungszustand. Die Stoßenergie wird im wesentlichen mit Biegeschwingungen abgebaut. Die Auslegung solcher Bauteile verlangt eine sorgfältige Untersuchung dynamischer Vorgänge [3].

Für das Untersuchen plastischer Vorgänge oder viskoelastischer Vorgänge wünscht man Werkstoffe mit Umformbarkeit beziehungsweise Fließeigenschaften bei möglichst konstantem optischen Effekt. Für das Darstellen von Umformvorgängen und elastoplastischem Verhalten von Metallen eignen sich Halogenide wie Silberchlorid. Forschungen auf diesem Gebiet befassen sich mit dem spanlosen Umformen von Metallen und mit Maschinenelementen unter Beanspruchungen im elastoplastischen Bereich (Bild 7) [4 und 5].

**Holographische Interferometrie**

In den letzten Jahren ist mit Hilfe der holographischen Interferometrie ein Verfahren erfunden worden, das infolge

seines einfachen Aufbaus und seiner Genauigkeit sehr stark an Bedeutung gewonnen hat. Vom Prinzip her wird bei dieser Methode ein vorgelegter Bildinhalt festgehalten, wobei der Betrag dieses Bildinhaltes in einer hochauflösenden Fotoplatte gespeichert werden kann. Die Phase wird von Interferenzerscheinungen mit einem kohärenten Untergrund aufgezeichnet. Wird bei interferometrischen Messungen das Objekt nach einer ersten Belichtung verschoben oder verformt, so läßt sich der neue Bildinhalt mit einer zweiten Belichtung zusätzlich aufzeichnen. Die gemeinsame Rekonstruktion dieser beiden Bilder ergibt dann ein Interferogramm, bei dem die Veränderungen am Objekt von Interferenzlinien gekennzeichnet sind, die mit geeigneten Auswerteverfahren analysiert werden können.

Die Verwendungsmöglichkeiten der Holographie sind vielfältig. Ein Beispiel für die Holographie bei dynamischer Verformung ist das Interferogramm einer schwingenden Turbinenschaufel (Bild 8).

Die Speckle-Interferometrie zur berührungslosen fotografischen Ausmessung von Oberflächenverformungen mit einem Laser dient zum Beobachten statischer und dynamischer Vorgänge. Weil sich Speckle-Muster infolge Verschiebungen senkrecht zur Beobachtungsrichtung ergeben, können mit der kombinierten Anwendung von Holographie und Speckle-Technik räumliche Bewegungen und Verformungen beobachtet werden. Zum Erfassen hochdynamischer Vorgänge werden zur Zeit Untersuchungen angestellt, mit Hilfe von Doppelaufnahme-Techniken Geschwindigkeitsfelder zu messen.

**Messen am Originalbauteil mit Moiré-Technik**

Bei Verformungsmessungen besteht erfahrungsgemäß das Ziel, dieses Verhalten von Bauteilen unmittelbar am Original zu studieren. Hier hat die Moiré-Technik durch die Entwicklung geeigneter Objektraster in den letzten Jahren eine sehr hohe Meßgenauigkeit erfahren. Das Verfahren beruht auf dem Überlagern von Rasterstrukturen. Es ist für eine Anwendung bei der Verschiebungs- und Neigungsmessung in allen Richtungen geeignet. Es werden im statischen wie im dynamischen Bereich zahlreiche Untersuchungen angestellt, die sich mit flächigen Körpern befassen, wie zum Beispiel die Untersuchung von Bie-

geschwingungen an Platten unter den verschiedensten Anregungen. Von großem praktischen Interesse sind auch Verformungsmessungen bei höheren Temperaturen, wie im Reaktor- und Turbinenbau. Hier hilft insbesondere die Entwicklung der Raster, die heute mit Temperaturen von 750 °C und mehr über längere Zeit belastet werden können und dabei eine Liniendichte von 40 Linien je Millimeter enthalten.

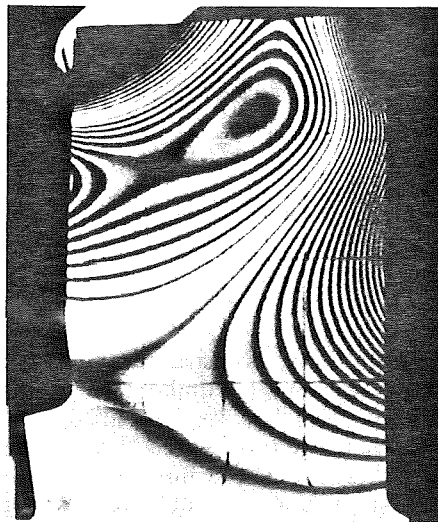
Die Moiré-Technik bedarf einer außerordentlich aufwendigen Interpretation. Aus diesem Grunde ist in Verbindung mit dieser Technik die automatische Bildverarbeitung am weitesten fortgeschritten.

Unter Druckbelastung reagieren in Druckzonen eingebrachte Folien mechanisch-chemisch und es entsteht eine monochrome druckabhängige Verfärbung infolge der während des Belastungsvorgangs maximalen Druckbelastung, die reproduzierbar ist. Diese kalibrierbaren Druckmeßfolien liegen in einem Bereich zwischen 3 und 70 N/mm<sup>2</sup>, haben eine Gesamtdicke < 0,2 mm und werden überwiegend im Raumtemperaturbereich angewendet. Ein Anwendungsbeispiel ist das Ermitteln der Dichtflächenbelastung an verschraubten Gehäusen. Die Messungen haben einen hohen Informationsgehalt und werden ausschließlich mit digitalen Bildverarbeitungssystemen und Videotechnik ausgewertet.

### Weitere Verfahren

Als ältestes optisches Verfahren zur Dehnungsmessung besitzt das Reißlackverfahren nach wie vor eine hohe Anwendungsdichte für die erste Suche nach Verformungen bei Bauteilen. Als besonderes Verfahren der Bruchmechanik kann das schattenoptische Kaustikverfahren genannt werden, für das zur Zeit systematische Untersuchungen an verschiedenen Werkstoffen, insbesondere an Kunststoffen durchgeführt werden. Direkt arbeitende Verfahren mit hohem Vergrößerungsgrad wie Fotogrammetrie, Stereomikroskopie und ähnliche wendet man selten an, weil kein wirtschaftliches Verhältnis zwischen Genauigkeit und erforderlichem Meß- und Geräteaufwand zu erzielen ist.

Von steigender Bedeutung ist die kombinierte Anwendung verschiedener Verfahren, mit der abgesichertere und genauere Messungen möglich sind als bei Berücksichtigung nur eines Meßverfahrens. Dies gilt für kombiniertes Anwen-



**Bild 8: Holographische Aufnahme einer schwingenden Turbinenschaukel**

den der Spannungsoptik mit Finite-Element-Methoden wie für die in der Praxis wichtige Kombination von Holographie und Spannungsoptik.

### Digitale Bildverarbeitung

Während bei den optischen Verfahren bis vor kurzer Zeit das Auswerten nahezu ausschließlich am Rand geschah, weil die im Vordergrund stehende Frage eine Formzahlbestimmung war, gewinnt mit den neuen Verfahren der optischen Meßtechnik die Auswertung der Felder, das heißt des gesamten zweidimensionalen „Linienmusters“ immer mehr an Bedeutung. Die Festigkeitsanalyse in Verbindung mit der Bruchmechanik ist angewiesen auf das Erkennen von Spannungsfeldern und auf Interpretation des Gesamtbildes. Weil solche Daten nur mühsam auszurechnen sind, entwickelt man automatische Auswertungssysteme.

Das Gesamtproblem der Auswertung gliedert sich in zwei Grundaufgaben: Ein Bild ist mit einem geeigneten Aufnahme zu betrachten, in digitaler Form in einem Bildspeicher abzulegen und von einem Programm her gezielt zu verändern. Die zweite Hauptaufgabe ist das Ermitteln der mechanischen Größen wie Dehnung, Spannung, Hauptspannungswinkel aus diesen Informationen. Aufgrund der unterschiedlichen Bildinhalte ist die zu erstellende Software für die verschiedenen Anwendungen völlig unterschiedlich.

Bezüglich der Bildaufnahme nutzt man aus Preisgründen heute meist die Videotechnik. Vom Prinzip her geeignetere Verfahren, wie Photozelle und Laserstrahl, werden in industriellen For-

schungslaboratorien selten verwendet. Die Bildverarbeitung ist bezüglich Hardware und Software mit einem hohen Aufwand verbunden, die Software muß meist unter Berücksichtigung der Anwendungstechnik vom Betreiber selbst erstellt werden [7 und 8].

Über die Anwendung und Wirksamkeit vollautomatischer Interpretationsprogramme bei optischen Meßverfahren gibt es unterschiedliche Ansichten. Der Praktiker der Anwendung optischer Meßverfahren kennt die Fälle, in denen eine Auswertung schon von Hand große Schwierigkeiten bereitet oder eine gewisse geistige Grundhaltung bei der Interpretierung voraussetzt. Dies gilt beispielsweise für Singularitäten wie Ecken, Lasteinleitungsstellen, Wendepunkte oder Nulldurchgänge. Besonders kritisch wird es bei breiten und unscharfen Isoklinien in der Spannungsoptik, deren Bestimmung oft nur aus der Bewegung heraus möglich ist. Deshalb befaßt sich ein Großteil der Softwareentwicklung mit Programmen, die interaktives Arbeiten technisch und wirtschaftlich verbessern [6]. Es wird wohl demnächst keine Hoffnung bestehen auf allgemeingültig anwendbare Programme, weil dies eine intensive Zusammenarbeit verschiedener Interessengruppen voraussetzt.

Werkbilder: 1, 3, 4, 6 und 7 Verfasser, 2 und 8 KWU, 5 Mahle

### Schrifttum

- [1] Blüml, P., E. Hosp, R. Ritter und B. Simon: Optische Verfahren in der experimentellen Spannungsanalyse. (6. Gesa-Symposium 1982). VDI-Berichte 439, S. 97–121.
- [2] Kopf, E., und B. Fäustle: Nachbildung unterschiedlicher Elastizitätsmoduln beim spannungsoptischen Einfrierversuch mit praktischen Beispielen. (7. Gesa-Symposium 1983). VDI-Bericht 480, S. 51–55.
- [3] Barth, H. J., P. Dietz und E. Hengsberger: Spannungsoptische Modellversuche als kostengünstiges Verfahren zur Ermittlung dynamischer Beanspruchungen. (7. Gesa-Symposium 1983), VDI-Bericht 480, S. 35–38.
- [4] Dietz, P., A. Hirchenhain und O. A. Schmidt: Spannungsoptische Modelluntersuchungen elastoplastischer und plastischer Vorgänge mit Hilfe des Materials Silberchlorid. Verfahren, Vergleiche, Anwendungen. (6. Gesa-Symposium 1982), VDI-Bericht 439, S. 201–207.
- [5] Juckenack, D., und R. Pfeuffer: Untersuchung der Torsionsverformung von formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen mit einer neuen Reflexschichttechnik. (7. Gesa-Symposium 1983), VDI-Bericht 480, S. 7–12.
- [6] Steinchen, W.: Rechnergestütztes Auswerten spannungsoptischer Aufnahmen. Maschinenmarkt 89 (1983) 98, S. 2333–2336.
- [7] Kuske, A., und G. Robertson: Photoelastic stress analysis. London: John Wiley & Sons 1974.
- [8] Wolf, H.: Spannungsoptik, Bd. I. Berlin: Springer-Verlag 1976.



# FORSCHUNGSAKTIVITÄTEN DES INSTITUTS FÜR MASCHINENWESEN

## Spannungsoptik

Ermittlung und Beurteilung der Beanspruchung von Bauteilen und deren festigkeitsmäßige Optimierung

- unter statischer Beanspruchung (ebene und allgemeine räumliche Spannungszustände)
- unter dynamischer Beanspruchung (stoßartige Belastung, Ausbreitung von Spannungswellen)
- unter elastoplastischer Beanspruchung (Kerbwirkung, Festigkeitserhöhung durch plastische Formgebung)

## Finite Element Methode

Ermittlung und Beurteilung der Beanspruchung von Bauteilen und deren festigkeitsmäßige Optimierung

- ebene statische Rechnungen
- räumliche statische Rechnungen

## Pneumatik

Schall/Leistungsmessungen, Geräuschminderung, Schwingungsprobleme der Druckluft-Antriebstechnik

## Maschinenakustik

Geräuschminderung an Werkzeugmaschinen und Geräten mit mechanischer und pneumatischer Steuerung

## Maschinenelemente

Konstruktive Optimierung von Maschinenelementen mit Hilfe von theoretischen, experimentellen und numerischen Festigkeitsanalysen

## Werkzeugmaschinen

Baureihen-Baukastenentwicklung von Werkzeugen und Maschinen, Spannsysteme, Spindellagerungen, Rentabilitätsbetrachtung, Programmierung von Maschinen

## LAUFENDE FORSCHUNGSPROJEKTE

- Zahn- und Keilwellenverbindungen, Beanspruchungen und Verschleiß
- Seiltrommeln (ein- und mehrlagig bewickelt)
- Konstruktionssystematik an Maschinen der Verfahrenstechnik
- Schrauben-Mutter-Verbindungen (Gewindegeometrie)
- Systematisches Konstruieren lärmarmen Maschinen
- Modelluntersuchungen zur elasto-plastischen Beanspruchung von Maschinenelementen
- Dynamische Spannungsoptik
- Spannungsoptische Auswerteverfahren (mittels elektronischer Rechenanlagen)
- Druckluftfedern
- Schallemission/Schallanalyse
- Programmierung elektronisch gesteuerter Werkzeugmaschinen
- Werkzeugmaschinen (Detailkonstruktionen)
- Beanspruchungsanalyse und Optimierung stoßbelasteter Maschinenstrukturen
- Genauspannen zylindrischer Teile

