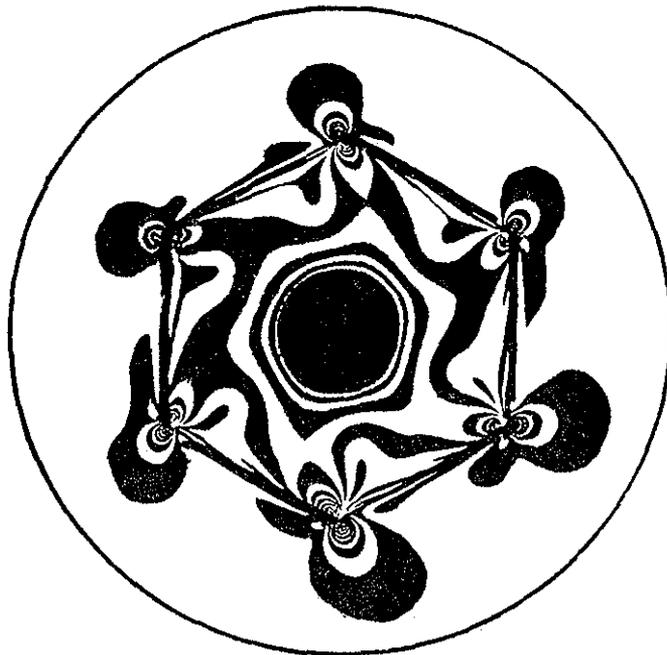




Institut für Maschinenwesen
Prof. Dr. - Ing. P. Dietz

MITTEILUNG NR. 12 (1986)



Institut für Maschinenwesen
Robert - Koch - Straße 32
3392 Clausthal - Zellerfeld
Telefon 05323- 722270

Titelbild: Spannungsoptische Aufnahme eines ebenen
Schraubenkopfmodells (Innensechskant)

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. Peter Dietz

**Redaktion und
Layout:** Jürgen Blechschmidt
Martin Kruse

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

V o r w o r t

Seit dem Erscheinen der letzten Institutsmitteilung sind zwei Jahre vergangen - eine Zeit, in denen die Lehr- und Forschungsaufgaben des Institutes entscheidende und zukunftsweisende Impulse erfahren haben:

- Mit dem Erscheinen der neuen Diplomprüfungsordnung für Studierende der Studiengänge Maschinenbau und Verfahrenstechnik wurde die Konstruktionslehre in den Wahlpflichtkatalog des Hauptstudiums für Maschinenbauer aufgenommen. Damit ist gewährleistet, daß jeder Studierende des Maschinenbaus eine Ausbildung in methodischem Konstruieren erfährt und unter anderem im Rahmen der Übungen dieses Fachs sich in rechnerunterstütztem Konstruieren übt.
- Die neuen Studienpläne sehen eine Ausbildung vor in einer für Clausthal neuen Studienrichtung: Produktionstechnik im Maschinenbau. Das Institut rückt durch seine Aktivitäten auf dem Gebiet der Konstruktion von Werkzeugmaschinen, der Industriebetriebslehre und mit einem fertigungstechnischen Praktikum in den Zentralbereich der Ausbildung dieser Studienrichtung. Nähere Informationen hierzu sind als Veröffentlichungskopie in diesen Institutsmitteilungen enthalten.
- Mit Beginn des Jahres 1986 wurde ein neuer Sonderforschungsbereich an der TU Clausthal eingerichtet mit dem Titel "Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen bei besonderen mechanischen, thermischen oder chemischen Belastungen" (Vorförderungsphase). Sekretariat und Leitung des SFB befinden sich im Institut für Maschinenwesen, hier werden auch einige Zentralprojekte dieses Sonderforschungsbereiches durchgeführt. Damit hat das Institut für die Ausrichtung seiner künftigen Forschungen einen entscheidenden Schritt getan: Die Entwicklung des Maschinenbaus für verfahrenstechnische Anwendungen mit seinen außerordentlich interessanten Festigkeitsproblemen im Bereich hoher Fliehkräfte oder unter der Einwirkung extremer Temperaturen wird über lange Zeit hinaus mindestens ein Drittel der akademischen Mitarbeiter wissenschaftlich beschäftigen.

- Mit der Einrichtung des Sonderforschungsbereiches und unter dem Zwang einer Modernisierung der Lehre im Bereich der Konstruktion und Entwicklung wurden in einer konzertierten Aktion aus Mitteln des Landes, der Stiftung Volkswagenwerk und des Bundesprogramms für Computerinvestition in der Lehre (CIP) Datenverarbeitungsanlagen beschafft, die uns heute in Lehre und Forschung die Anwendung von CAD gestatten. Mit ca. 20 Arbeitsplätzen (hiervon z. Zt. 5 CAD-Arbeitsplätze), dem CAD-Programm-System MEDUSA und verschiedenen FEM-Programm-Systemen ist die Leistungsfähigkeit des Institutes nicht nur in der Lehre erheblich gestiegen, auch das Angebot bei Industrie-Forschungsaufgaben im Bereich der Gestaltung von Maschinenteilen wurde damit um ein Vielfaches erweitert. In der Kombination von Spannungsoptik, Finite-Elemente-Methoden und computergestütztem Konstruieren ist damit ein Zentrum geschaffen für die Optimierung von Bauteilen nach Beanspruchungsgesichtspunkten aufgrund theoretischer und experimenteller Konstruktionsmethoden, das die Möglichkeiten mancher vergleichbarer Institutionen übersteigt.

Die Spannungsoptik bildet nach wie vor einen Schwerpunkt der Lehr- und Forschungsaktivitäten des Institutes. Hier hat es in diesem Jahre eine Promotionsfeier gegeben (Dr. Weber), eine weitere steht unmittelbar bevor (Hengsberger). Die Forschungen auf dem Gebiet des elasto-plastischen Verhaltens und die dynamische Spannungsoptik erfahren eine konsequente Weiterentwicklung, z. Zt. erproben wir eine Anwendung der Moiré-Technik in Kombination mit der dynamischen Spannungsoptik (Hybridverfahren). Auch die Forschungen auf dem Gebiet der Zahnwellenverbindungen erbrachten für zwei Mitarbeiter den gewünschten Abschluß (Dr. Zapf, Dr. Kohl), die Fortsetzung dieser Forschungsarbeiten füllt z. Zt. die Halle mit zwei neuen Verspannungsprüfständen.

Über die Umbaumaßnahmen des Institutes gibt es nach einer kurzen euphorischen Phase anlässlich der Erneuerung der elektrischen Einrichtungen leider nur Negatives zu berichten. Das Ministerium hat weitere Mittel vorerst gesperrt und das Institut damit in einem Zustand belassen, der einer hastig verlassenen Baustelle gleicht, in der alte und neue Bauschäden einen Wettbewerb der Häßlichkeit austragen. Meine Sorge um den allmählichen Zerfall des Gebäudes und um die Gewährleistung der Arbeitssicherheit der Mitarbeiter habe ich dem Ministerium mehrfach vorgetragen, leider ohne Aussicht auf Erfolg. Den Einsparungsmaßnahmen des Ministeriums haben wir leider auch weiterhin den Niedersächsischen "75 %-Erlaß" für Mitarbeiter auf Planstellen und die Herabsetzung der Eingangsbesoldung zu verdanken, was uns gerade bei der z. Zt. herrschenden guten Konjunktur erhebliche Schwierigkeiten bei der Anwerbung qualifizierter wissenschaftlicher Mitarbeiter bereitet.

Im Bereich der Auslandskontakte und der Weiterbildung haben wir unsere Aktivitäten erweitert. Mit der neuen CAD-Anlage führen wir in Zusammenarbeit mit dem Arbeitamt und der IHK Weiterbildungskurse durch, die unter anderem die erheblichen Mehrkosten für den Betrieb der Anlage tragen helfen sollen. Weitere Lehrveranstaltungen gibt es auf dem Gebiet des Methodischen Konstruierens, der Baureihen-Baukasten-Entwicklung, dem Stücklistenwesen und der pneumatischen Antriebstechnik, die zum Teil außer Haus bei interessierten Unternehmen durchgeführt werden.

Auslandkontakte bringen Reisen und Besuche mit sich. So konnten neben den schon zum Hochschulalltag zu zählenden Seminarveranstaltungen in China Lehrkontakte zur Universität in Daresalaam (Tansania) geknüpft werden. Besonderen Auftrieb erhielt die Zusammenarbeit mit der AGH Krakau (Polen), die sich in wechselseitigen Besuchen mehrerer Institutsmitglieder und der Beantragung gemeinsamer Forschungsprojekte äußert. Auch der zwischenzeitlich geknüpfte Kontakt mit der Universität Zaragoza (Spanien) hat sein Ergebnis in der Zusammenarbeit bei einem gemeinsamen Projekt der Auswertung spannungsoptischer Versuche und wird uns im wissenschaftlichen und privaten Austausch sicher noch viel Freude bereiten.

Wie in den vergangenen Ausgaben sollen auch diese Institutsmitteilungen ein Bild der Aktivitäten und der Interessen dieses Institutes vermitteln, das den technisch-wissenschaftlichen wie auch den persönlichen Kontakt besonders zwischen Industrie und Hochschule unterstützt. Ich würde mich freuen, wenn der eine oder andere Artikel Ihr Interesse findet und evtl. zu Diskussionen über Erfahrungen oder Anregungen aus industrieller Seite führen könnte.

Clausthal-Zellerfeld, im Dezember 1986

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'K. G.', written in a cursive style with a long horizontal stroke extending to the right.

Dietz, P.	Beanspruchung und Verschleiß in Zahnwellenverbindungen	1
Siemieniec, A.	Das räumliche Problem Bolzen - Öffnung	15
Kratzsch, A.	Konstruktionsstrukturen von Kreislaufreaktoren für heterogenkatalytische Gas-Feststoffumsetzungen bei erhöhten Druck-, Temperatur- und Korrosionsbeanspruchungen	18
Villmer, F.-J.	Problemstellungen bei der Gestaltung an geregelten Antriebssystemen	23
Weber, H.-J.	Spannungsoptische Untersuchungen teilplastischer Beanspruchungen mit dem Modellwerkstoff Silberchlorid	26
Weber, H.-J.	Untersuchung teilplastischer Vorverformung an Maschinenbauteilen mit Hilfe der Spannungsoptik	30
Blechs Schmidt, J.	Experimentelle und theoretische Untersuchung zur Festigkeitsermittlung versch. Schlüsselgeometrien von Schraubenköpfen	37
Villmer, F.-J.	Untersuchung des Spannungszustandes in Schäkeln mit Hilfe der FE-Methode	41
Wächter, M.	Untersuchungen zur Erfassung von Schweiß-eigenstressungen mit der FE-Methode	47
Ebert, J.	Dynamische Rechnungen mit ASKA	52
Quaß, M.	Geschl. Lösung d. Druck-Zeit-Verlaufes beim Füllen eines konstanten Volumens	54
Schwerdt, A.	Die neue Rechenanlage am Instiut für Maschinenwesen	57

BEANSPRUCHUNGEN UND VERSCHLEISS IN ZAHNWELLENVERBINDUNGEN

P. Dietz

1. Einleitung, Analyse der Schadensfälle:

Wellen-Naben-Verbindungen nach dem Prinzip der Mehrkeilprofile gehören zu den ältesten und in allen Gebieten des Maschinenbaus verbreiteten Maschinenelementen. Trotzdem weisen zahlreiche Schadensfälle darauf hin, daß die Berechnung dieses Maschinenelementes nach wie vor sehr unsicher ist und daß Grenzbelastungen der Verbindungen auf verschiedene Weise auftreten können, wobei oft anwendungsspezifische Einflüsse überlagert sind. Die auftretenden Schadensfälle lassen sich wie folgt in Gruppen mit unterschiedlichen Ursachen und entsprechendem Betriebsverhalten einteilen:

Bild 1 zeigt das typische Bruchbild einer Zahnwelle, die ein- oder mehrfach auf Torsion über die Streckgrenze hinaus belastet wurde. Der Bruch beginnt in den Nutenecken, die Risse breiten sich radial und axial aus, die Welle zerfällt in eine Anzahl sektorförmiger Stäbe. Die Ursache ist eindeutig, zur Bemessung von Zahnwellen kann auf entsprechende Kerbfaktoren zurückgegriffen werden.

Die Anrisse von Gewalt- oder Dauerbrüchen gehen meist von einer Zahnfußkerbe am Rand der Verbindung aus und ergeben bei Dauerbruch ein typisches Bruchbild gemäß Bild 2. Dies läßt darauf schließen, daß die Spannungen infolge des Steifigkeitssprunges am Nabenrand am höchsten sind und daß ferner die maximalen Spannungen infolge Kerbwirkung oder anderer Ursachen nicht gleichmäßig auf alle Zähne verteilt sind.

Ähnlich wie bei Laufverzahnungen gibt es auch bei diesen Steckverzahnungen Zahnbrüche am Zahnfuß (Bild 3), die auf eine Überlastung einzelner Zähne durch ungleichmäßige Lastaufteilung über den Umfang hindeuten. In dem hier gezeigten Fall eines Achschenkels war dies ein Lasteinleitungsproblem und wurde unterstützt durch extrem unterschiedliche Nachgiebigkeiten der Nabe über dem Umfang.

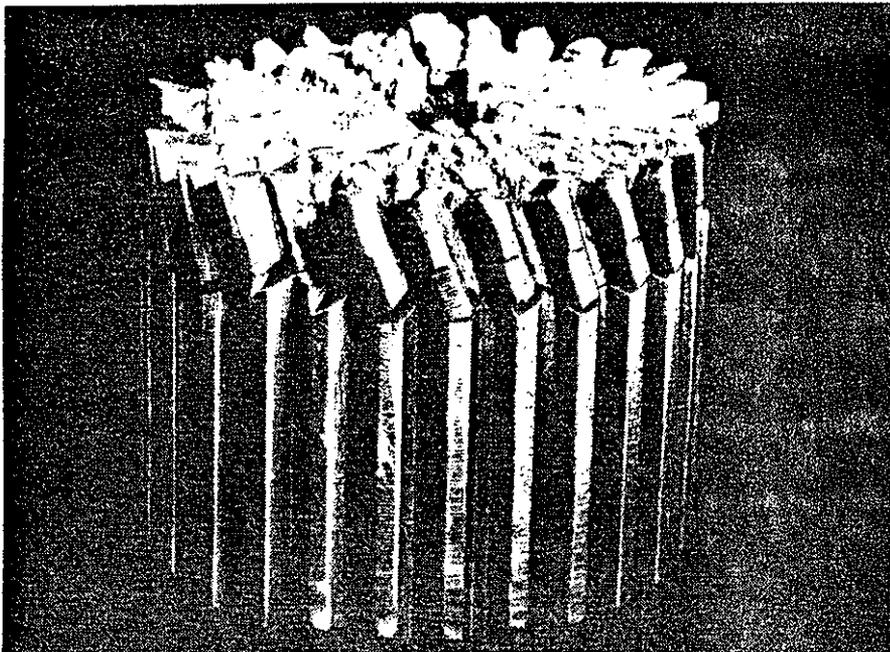


Bild 1: Gewaltsam verdrehte Zahnwelle, Rißausbreitung in axialer Richtung

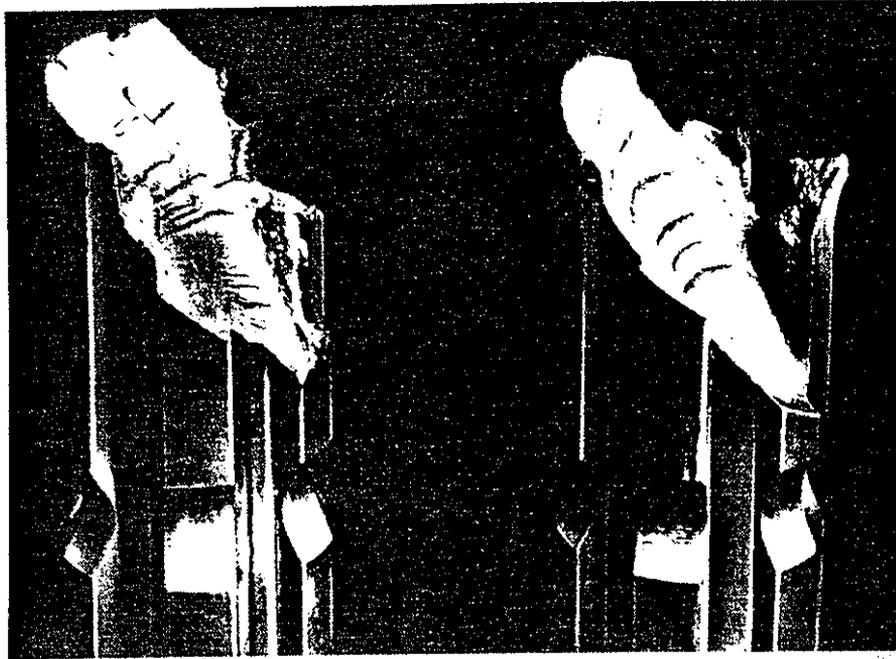


Bild 2: Torsions-Dauerbrüche an Keilverbindungen.
Anrisse jeweils am Nabenrand und Rißfort-
pflanzung unter 45°

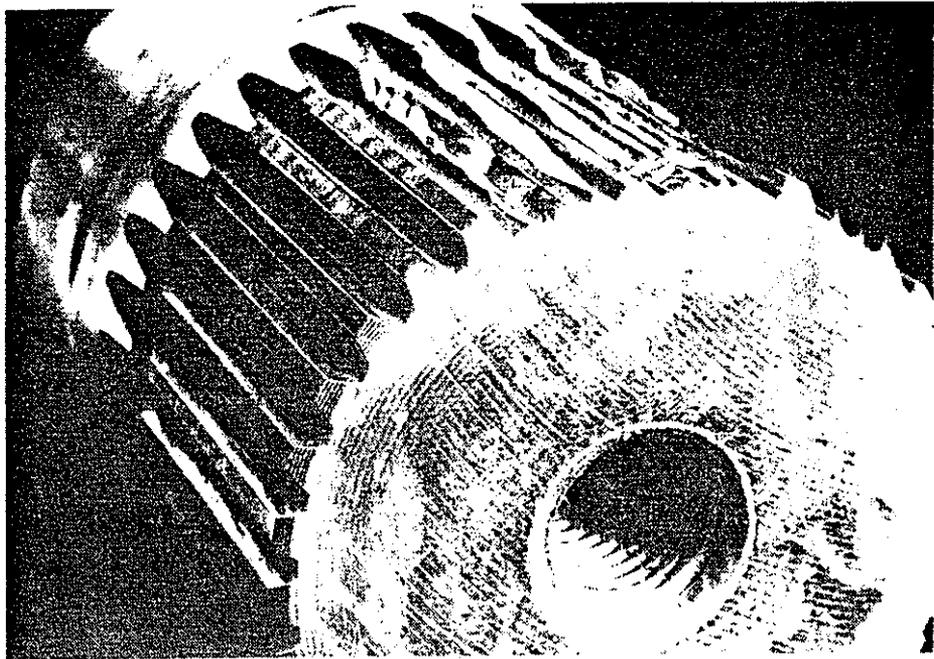


Bild 3: Zahnbruch an der Übertragungsstelle eines
Achsschenkels

Die unangenehmste und zugleich häufigste Schadenserscheinung ist der Verschleiß der Zähne, wie er beispielsweise in Bild 4 zu sehen ist. Dieser Verschleiß tritt bevorzugt an flankenzentrierten Verbindungen auf, z.B. bei allen Zahnwellenverbindungen, während die Keilwellenverbindungen hiervon weniger betroffen sind. Mit fortschreitendem Verschleiß wird das Spiel der Verbindung größer, Welle und Nabe laufen exzentrisch und unruhig und sind damit oft auch die Ursache für weitere Ausfälle in Antriebssystemen.

2. Theoretische Ansätze zur Erfassung des Übertragungsverhaltens

Die folgenden Ausführungen enthalten Ergebnisse oder Teilergebnisse aus insgesamt drei Forschungsvorhaben, von denen zwei sich mit dem Mechanismus der Lastübertragung befassen (DFG-Förderung) und das dritte das Verschleißproblem behandelt (FVA/AIF-Förderung).

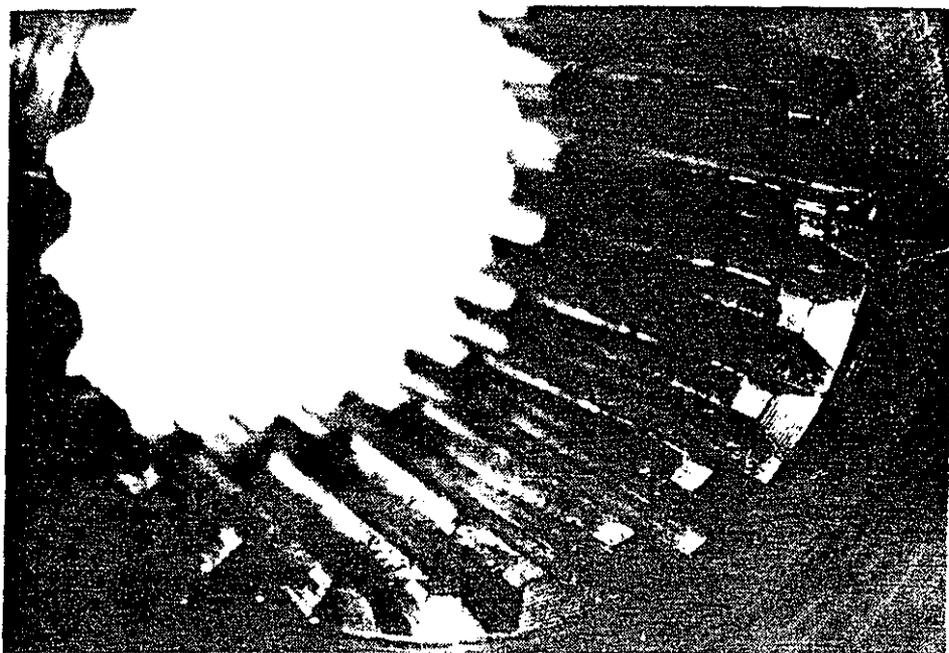


Bild 4: Verschleiß einer überwiegend durch Drehmoment beanspruchten Zahnwellenverbindung

Die Auslegung und Festigkeitsberechnung von Zahn- und Keilwellenverbindungen berücksichtigt die Torsionsbeanspruchung der Welle, die Flächenbelastung an den Zahnflanken und die Biegebeanspruchung des Zahnfußes. Dabei wird üblicherweise davon ausgegangen, daß ein Drehmoment die Verbindung belastet. Einflüsse von Querkraft und Biegemoment werden vernachlässigt. Ferner wird das Problem der Lastaufteilung auf die einzelnen Zahnpaare und das Problem der Lastverteilung über der Länge der Verbindung entweder mit pauschal gebildeten Faktoren oder überhaupt nicht berücksichtigt. Ziel der jetzt folgenden Ausführungen ist es, den Wirkmechanismus bei der Übertragung von Lastgrößen im Inneren von Zahnwellenverbindungen näher zu beleuchten, um damit die oben beschriebenen Einflüsse besser erfassen und für die Tragfähigkeitsberechnung berücksichtigen zu können.

2.1 Mechanismus der Lastaufteilung

Die äußere Belastung, die eine Zahn- und Keilwellenverbindung erfährt, läßt sich grundsätzlich als Kombination eines Drehmomentes und einer radial wirkenden Querkraft ansehen. Unter der Wirkung der äußeren Lasten verdreht sich die Welle relativ zur Nabe und verschiebt sich infolge Spiel und elastischer Verformung innerhalb der Verbindung. Dies führt zu einer ungleichmäßigen Weiterleitung der äußeren Lasten über die einzelnen Zahnpaare und verursacht Relativbewegungen auf den Kontaktflächen. Diese ungleichmäßigen Verteilungen können ihre Ursache in einer Querkraft (Funktionsquerkraft, Kräfte aus Wellenverlagerungen und statisch unbestimmten Systemen, Zentrifugalwirkung oder Unwucht) haben, sie können aber auch auf der Wirkung von Teilungsfehlern zwischen Wellen- und Nabenverzahnung infolge Fertigungstoleranzen oder elastischen Verformungen beruhen.

Für einen mechanischen Ansatz kann man die Welle-Nabe-Verbindung auffassen als ein in einem Außenteil federnd aufgehängtes Innenteil. Die Federn in Bild 5 symbolisieren das elastische Verhalten der im Eingriff stehenden Keil- oder Zahnpaare. Unter Belastung verschiebt sich das Innenteil relativ zum Außenteil, und zwar solange, bis die von der Verschiebung im Federsystem hervorgerufenen Kräfte an

Maßgebend für diesen Übertragungsmechanismus ist das elastische Verhalten der im Eingriff befindlichen Zahn- und Keilpaare, das für die oben beschriebene Theorie die Federkennzahlen liefert. Das folgende Spannungsoptische (Bild 7) soll den theoretischen Ansatz verdeutlichen, mit dem eine Zahnpaarung als zwei kurze, elastisch eingespannte Balken mit veränderlichem Querschnitt aufgefaßt werden,

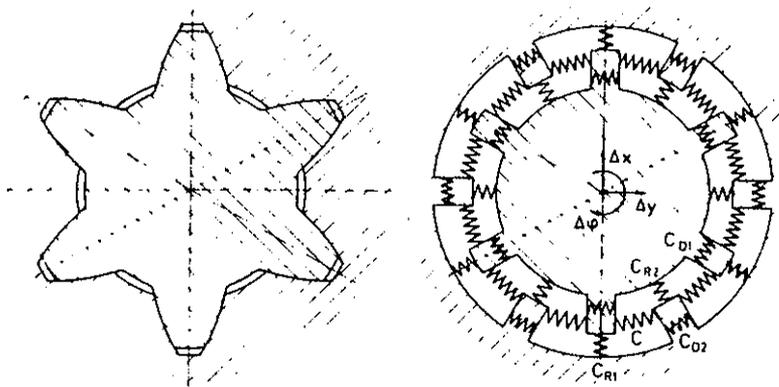


Bild 5: Zahnwellenverbindung. Prinzipieller Aufbau und mechanisches Ersatzsystem zur Lastaufteilungssternrechnung

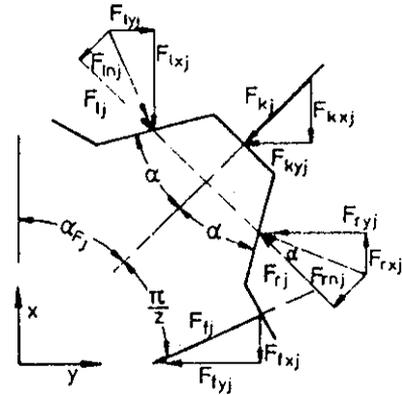


Bild 6: An einem Wellenzahn der Zahnwellenverbindung wirkende Kräfte

den Kontaktflächen mit den äußeren Kräften im Gleichgewicht stehen. Dabei überwinden die Kontaktflächen zunächst ein von der Fertigungstoleranz abhängiges Spiel, bevor die Federkräfte wirksam werden und eine elastische Verformung einsetzt. Dies ist für den Lösungsansatz ein statisch unbestimmtes System, wobei die Kräfte auf die Wirkflächen (Bild 6) die Unbekannten darstellen und die Kompatibilitätsbedingung in der geometrischen Kopplung der Verschiebungen liegen und der Bedingung, daß die Flanken sich nicht durchdringen dürfen. Die Lösung dieses statisch vielfach unbestimmten und wegen der Zustände "in Eingriff" oder "außer Eingriff" auch nicht linearen Systems gelingt durch ein Iterationsverfahren.

die über ihre Kontaktlänge durch eine Druckbelastung beansprucht werden. Höhe und Verteilung dieser Kontaktspannung hängen von der insgesamt aufgetragenen Kraft und von den Verformungseigenschaften der Zahnpaare ab. In dem Forschungsvorhaben wurde dieses Problem durch Anwendung der Scheibengleichung mit der Kompatibilitätsbedingung sich nicht durchdringender Kontaktflächen gelöst. Neben den geforderten Federkennzahlen liefert das Verfahren auch Aussagen über Lastverteilungen und Spannungen in den Zähnen. Als Beispiel wird in Bild 8 die Lastverteilung einer Zahnkupplungsverzahnung mit der einer Zahnwellenverzahnung verglichen. Man sieht deutlich, daß die 20°-Verzahnung in der Mitte der Flank-



Bild 7: Lastverteilung und Beanspruchung am Zahnpaar. Spannungsoptische Modellaufnahme

ke trägt, während die stumpfe Zahnwellenverzahnung an Kopf und Fuß trägt. Hieraus lassen sich weitere Folgerungen ableiten für die Gestaltung von Zahn- und Keilwellenverbindungen in ihrer Feingeometrie.

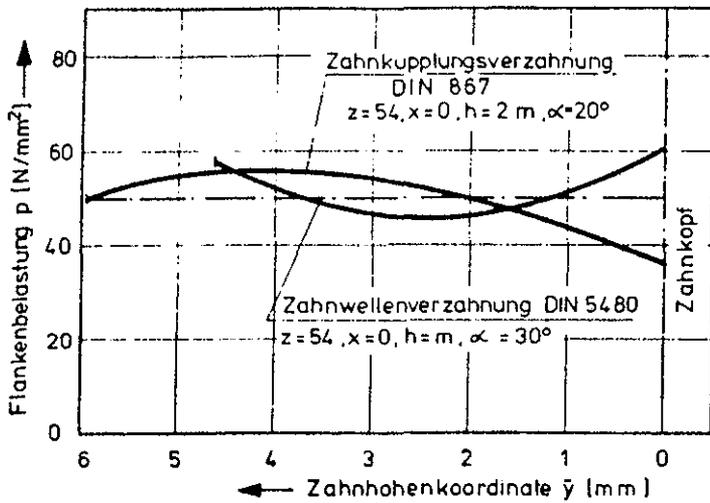


Bild 8: Lastverteilung an Verbindungen mit Evolventenverzahnung

2.2 Lasteinleitungsproblem

Bei den bisherigen Betrachtungen wird eine in Achsrichtung konstante Belastung auf die Zahnpaare der Verbindung angenommen. Ein weiteres Problem besteht aber in der von der axialen Koordinate abhängigen Übertragung der Lastgrößen von der Welle zur Nabe und den damit verbundenen konstruktiven Fragen der Nabengestaltung. Zur theoretischen Lösung dieses Problems wurde bei bekanntem "Federverhalten in Umfangsrichtung" der Zahn einer Verbindung gedanklich abgetrennt (Bild 9), man kann sein Verhalten dann durch die Differentialgleichung des elastisch gebetteten Balkens beschreiben. Wenn man nun die beiden Zähne einer Paarung auf diese Weise darstellt und sie durch die entsprechende Kompatibilitätsbedingung verknüpft, erhält man grundsätzlich ein System zur Berechnung der Last- und Beanspruchungsverteilung über der Länge dieses Paares. Die Erweiterung auf die Gesamtzahl der Zahnpaare einer Verbindung und die Einbeziehung der Grundkörperverformungen von Welle und Nabe ermöglicht es, mit Hilfe eines Iterationsverfahrens die Lastverteilung über der Länge der Verbindung zu bestimmen und entsprechende Parameterrechnungen durchzuführen. Bild 10 demonstriert, daß dieses Verfahren außerordentlich gute Übereinstimmung mit entsprechenden experimentellen Untersuchungen zeigte.

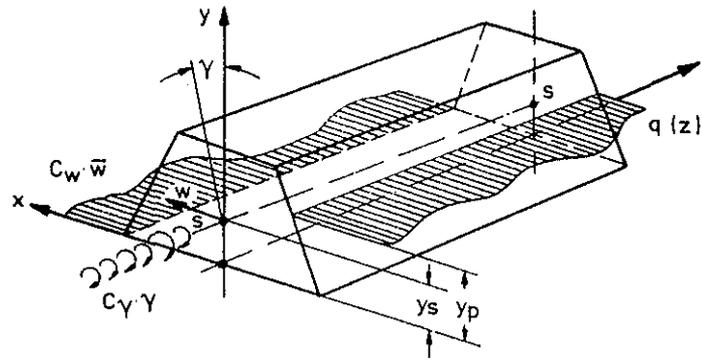


Bild 9: Zahnmodell zur Berechnung der Lastverteilung in Achsrichtung

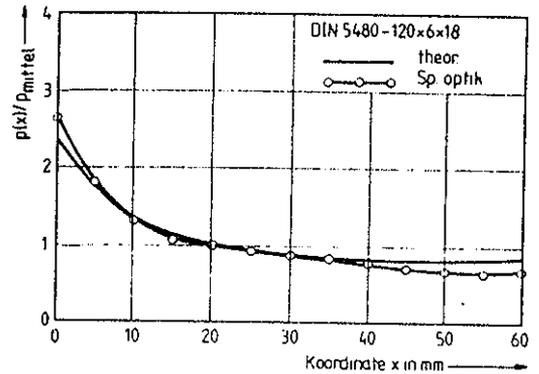
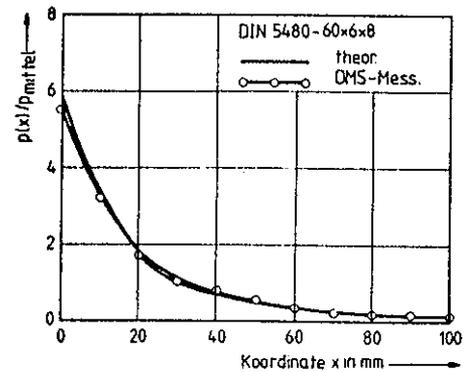


Bild 10: Beanspruchungsverlauf über der Zahnlänge. Vergleich theoretischer Berechnungen mit spannungsoptischen Versuchen und DMS-Messungen

2.3 Verschleißverhalten

Der dritte Schwerpunkt der Forschungen richtet sich auf das Verschleißverhalten der Verbindungen. Einen rechnerischen Ansatz erhält man hier durch den Vergleich der während einer Umdrehung geleisteten Reibarbeit der Flanken unter dem Einfluß von Drehmoment und relativ zur Verbindung umlaufender Querkraft. Da man aus den bisher erläuterten Berechnungsverfahren alle Flankenlasten und -verschiebun-

gen kennt, kann man durch numerische Integration der für jeden Lastpunkt bekannten Zahnkräfte multipliziert mit der Differenz des Verschiebeweges der Flanken die Reibarbeit bestimmen (Bild 11). Das Verschleißverhalten unterliegt dabei einer Reihe von Einflüssen, die in Bild 12 dargestellt sind. Zur Erforschung dieser Parameter werden zur Zeit im Rahmen eines von der Forschungsvereinigung Antriebstechnik geförderten Vorhabens systematische Verschleißuntersuchungen an Zahnwellen durchgeführt.

Ansatz für die Reibarbeit während einer Umdrehung

$$W_R = \sum_1^z \int_0^{2\pi} F_1(\phi) \cdot \mu_1(\phi) \cdot ds_1(\phi)$$

s_1 = tangentielle Relativbewegung der Flanken

μ_1 = Reibkoeffizient

F_1 = Flankenkraft der Zahnpaarung i

z = Zähnezahl ϕ = Angriffswinkel der Querkraft

Bild 11: Ansatz zur Berechnung des Verschleißverhaltens von Zahnwellenverbindungen

freier Verzahnung die der Momentenrichtung zugeordneten Flanken, die Verbindung ist zentrisch, wie in Bild 13 rechts dargestellt. Wirkt nun außer diesem Drehmoment eine gedanklich immer größer werdende Querkraft ein, so kommt irgendwann der Zeitpunkt, an dem die dargestellte Verbindung "kippt" und der links dargestellte Zahn auf der Rückflanke belastet wird. Wird dagegen von der Verbindung eine Querkraft ohne Drehmoment übertragen, so berühren sich bei fehlerfreier Verzahnung zunächst nur die Zahn-

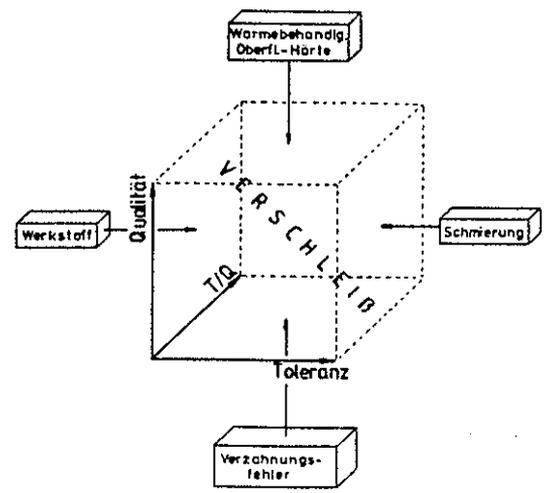


Bild 12: Einflüsse auf das Verschleißverhalten von Zahnwellenverbindungen

3. Bisherige Ergebnisse

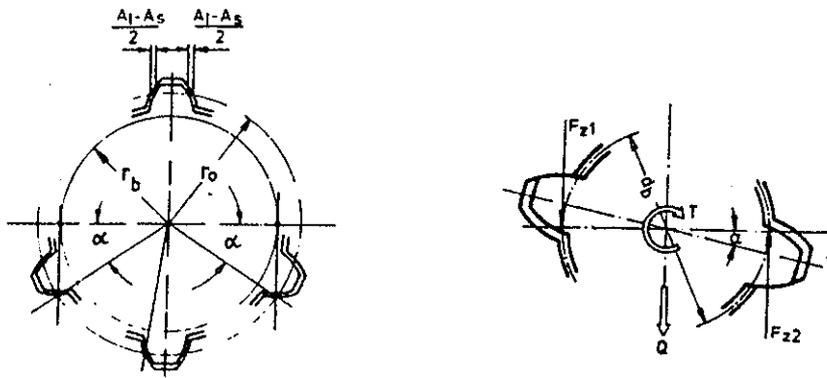
3.1 Betriebszustände und Lastaufteilung

Die Ergebnisse aller bisher durchgeführten Forschungsvorhaben lassen erkennen, daß die für das Tragfähigkeits- und Verschleißverhalten der Verbindung wichtigste Einflußgröße das Verhältnis von Drehmoment zu Querkraft ist. Der Einfluß der Querkraft wird in der Praxis häufig unterschätzt. Hinzu kommt, daß Querkraften nicht nur als gewollte und berechenbare Funktionsgrößen vorherrschen, sondern auch durch fertigungstechnisch bedingte Dezentrierungen oder andere Einbausituationen erhebliche Zwangs-Zusatzbelastungen auftreten, die bei der Auslegung im allgemeinen nicht berücksichtigt werden und die die Erklärung für eine Reihe von Schadensfällen liefern. Der Einfluß der Querkraft führt zu zwei grundsätzlich verschiedenen Beanspruchungs- und Verschleißarten, die man als Betriebszustände bezeichnen kann:

In einer Verbindung mit theoretisch exakter Flankenform mit Flankenzentrierung haben Welle und Nabe im unbelasteten Zustand die gleiche Mittelachse, die rechten und linken Flankenspiele aller Zähne sind gleich groß, die Welle befindet sich gegenüber der Nabe in der theoretischen Mittellage (Bild 13 links). Wird in der Verbindung ein Drehmoment ohne Querkraft übertragen, so berühren sich bei fehler-

paare mit Flankenrichtung senkrecht zur Querkraft-richtung (Bild 14 links). Mit zunehmender Lastübertragung tragen diese Zahnpaare die Querkraft so lange allein, bis ihre in Krafrichtung wirksame Verformung gleich dem in dieser Richtung gemessenen kleinsten Zahnspiel ist. Dann setzt mindestens ein weiteres Zahnpaar bei der Übertragung mit ein usw. Die sich dabei gegenüber der theoretischen Mittellage einstellende Exzentrizität setzt sich aus dem durch das Spiel bedingten kraftlosen Anteil und einem elastischen Anteil zusammen, der außer von der Kraft von Spiel, Lage und Anzahl der Zähne bestimmt wird. Bei umlaufender Querkraft findet damit eine ständige Relativbewegung zwischen Welle und Nabe statt, die Reibung der Flanken fördert den Verschleiß, die abwechselnd auf Vor- und Rückseite belasteten Zähne unterliegen einer Wechselbeanspruchung.

Ausgehend von diesen Extremfällen erhält man ein Kriterium für die Betriebszustände gemäß Bild 15 durch Anwendung des Hebelgesetzes, das das "Umkippen" von einem Betriebszustand in den anderen beurteilt. Hierzu wird ein ideeller Radius R_i definiert, der angibt, in welcher Entfernung die Querkraft Q angreift, um das Drehmoment T zu erzeugen. Das Bild stellt deutlich dar, daß der Wechsel des Betriebszustandes von dem Verhältnis des konstruktiven Radius r_b zum ideellen Radius R_i bestimmt wird. Bild 16 stellt zwei Anwendungsfälle mit verschiedenen Betriebszuständen dar.

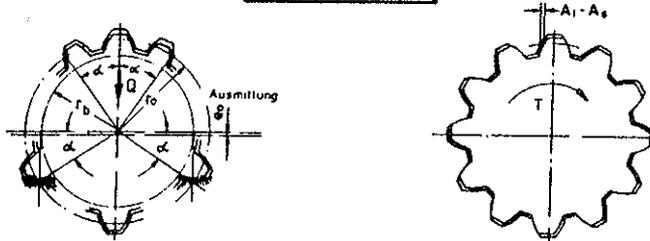


Theoretische Mittellage einer Zahnwellenverbindung mit Spiel **Kippeffekt infolge Querkraft und Drehmoment**

Bild 13: Theoretische Mittellage einer Zahnwellenverbindung mit Spiel und Lage unter Torsion bei kleiner Querkraft

Definition: Der ideelle Radius R_i stellt einen gedachten Radius dar, mit dem die Querkraft Q angreifen müßte, um das Drehmoment T zu erzeugen!

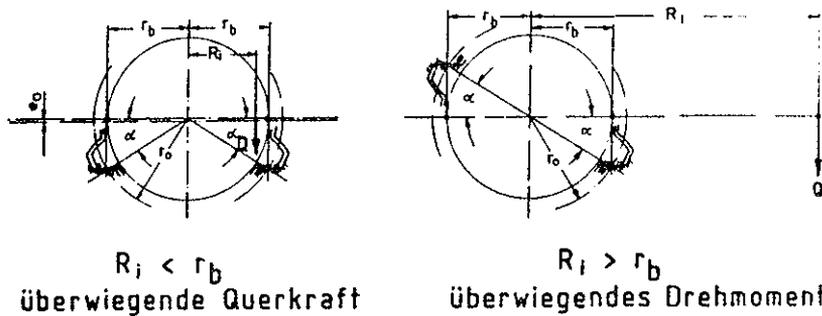
$$R_i = \frac{T}{Q}$$



$R_i = 0$; reine Querkraft $R_i = \infty$; reines Drehmoment

Bild 14: Stellung von Welle und Nabe bei der Übertragung einer reinen Querkraft und eines reinen Drehmoments, Definition von R_i

Betriebszustände in der Praxis



$R_i < r_b$
überwiegende Querkraft

$R_i > r_b$
überwiegendes Drehmoment

Bild 15: Definition der Betriebszustände

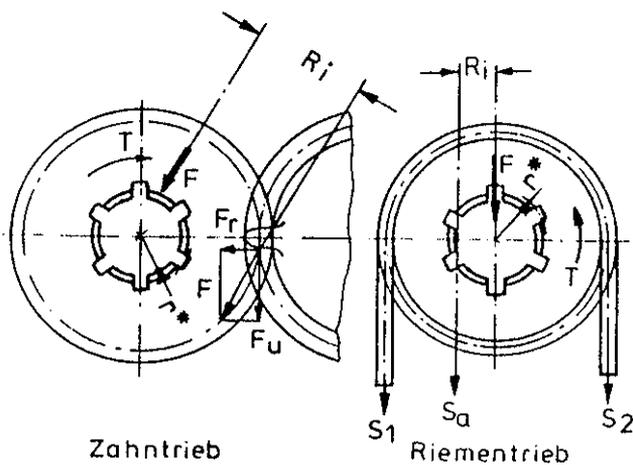


Bild 16: Betriebszustände an den Wellen-Naben-Verbindungen eines Zahnrades und einer Riemenscheibe

Die Anwendung der oben erläuterten Theorie zeigt, daß Belastung der Zahnflanken entscheidend von diesem Betriebszustand abhängen. Bild 17 stellt an einem Rechenexperiment die Aufteilung der Flankenlasten in einer 46-zähligen Verbindung dar. Während die querkräftfreie Belastung eine gleichmäßige Lastaufteilung auf die Zahnpaare hervorruft (innerer Ring des Bildes), werden bei Zunahme der Querkraft die Zähne eines Bereiches wesentlich stärker belastet, während die Zahnpaare des gegenüberliegenden Bereiches entlastet werden und zum Teil abheben. Der Betriebszustand befindet sich dabei im Bereich überwiegender Drehmomentbelastung, die höchste Querkraft-Laststufe kommt an den Umkehrpunkt. Das ent-

sprechende Verformungsverhalten zeigt Bild 18. Im Bereich stark überwiegender Drehmoments richtet sich die Verbindung nahezu unbeeinflusst von der Querkraft zentrisch und unter einem bestimmten Verdrehwinkel aus, erst bei Annäherung an den Kippunkt zeigen sich größere exzentrische Verschiebungen und ein Abnehmen der vom Drehmoment erzeugten Verdrehung. Bei diesen die Verformung der Zahnpaare berücksichtigenden Berechnungen gibt es keinen geometrisch definierten Umschlagpunkt mit Kraftwechsel von einer Flanke auf die andere, sondern der entsprechende Wellenzahn findet aufgrund des Gleichgewichtszustandes eine Stellung in der Nabelücke innerhalb eines Bereichs, in dem weder Vorder- noch

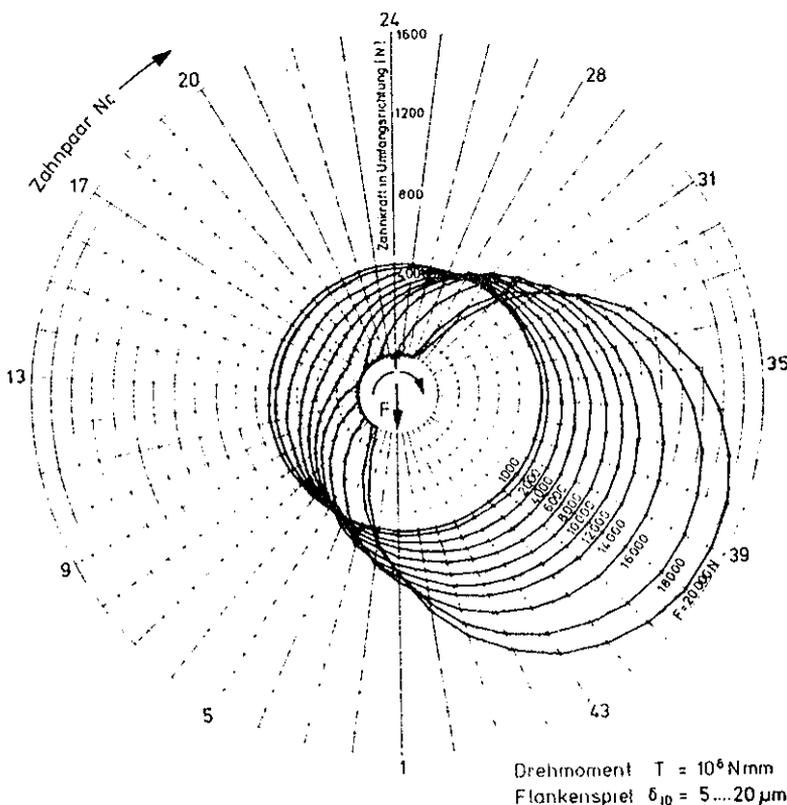


Bild 17: Lastaufteilung an den Kontaktpaaren einer Zahnwellenverbindung 95x2, DIN 5480 unter konstantem Drehmoment und zunehmender Querkraftbelastung

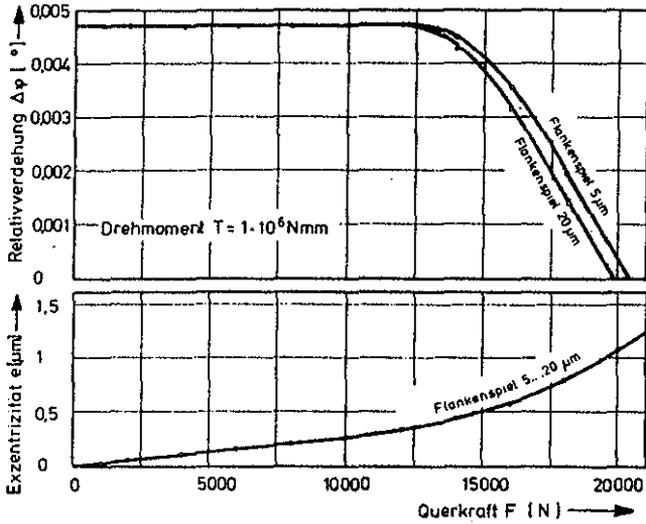


Bild 18: Relativverdrehung und Exzentrizität zwischen Welle und Nabe an der Zahnwellenverbindung gemäß Bild 17

Rückflanke berührt wird, bis er bei entsprechend großer Querkraft die Rückflanke erreicht.

Bei überwiegender Querkraft findet erwartungsgemäß die Belastung jeweils auf der Vorder- und Rückflanke der Zahnpaarungen statt (Bild 19), wobei die Lastverteilung und die Exzentrizität außerdem stark vom Flankenspiel abhängen (Bild 20). Größeres Flankenspiel bedeutet die Verteilung der Querkraft auf weniger Zähne mit höheren Einzelbelastungen, das größere Spiel kann dabei auch durch fortschreitenden Verschleiß verursacht sein.

Nach den vorliegenden theoretischen Überlegungen ergibt sich ferner eine starke Abhängigkeit der Lastaufteilung von den Teilungsfehlern. Teilungsabweichungen bewirken in der theoretischen Mittellage ungleichmäßig über den Umfang verteilte Flankenspiele und bei Belastung unterschiedliche Zahnlasten, die von den bisher betrachteten Lastaufteilungen abweichen. Gleichzeitig bewirken sie eine Ausmittlung der Wellen gegenüber der Nabenachse, die dem jeweiligen Gleichgewichtszustand zwischen äußerer Belastung und den Zahnkräften in der Verbindung entspricht. Hieraus folgen die in Bild 21 dargestellten Erscheinungen einer ungleichmäßigen Lastaufteilung, die durch die statische Lage, Größe und Kombi-

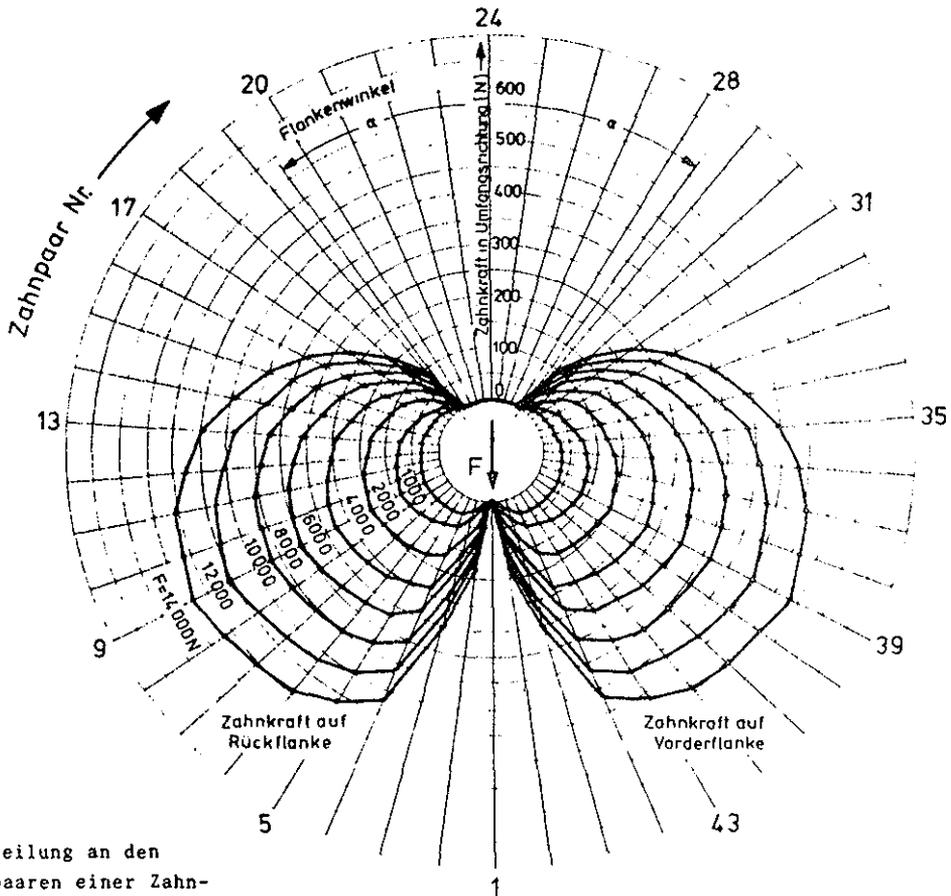


Bild 19: Lastverteilung an den Kontaktpaaren einer Zahnwellenverbindung 95x2, DIN 5480 ohne Flankenspiel unter reiner Querkraftbelastung

Drehmoment $T = 0$ Nmm
 Flankenspiel $\delta_{10} = 0 \mu\text{m}$

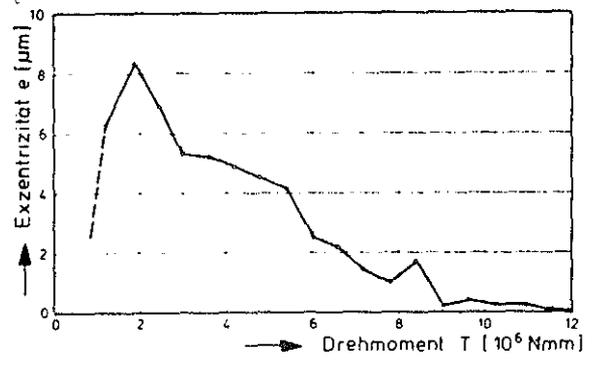
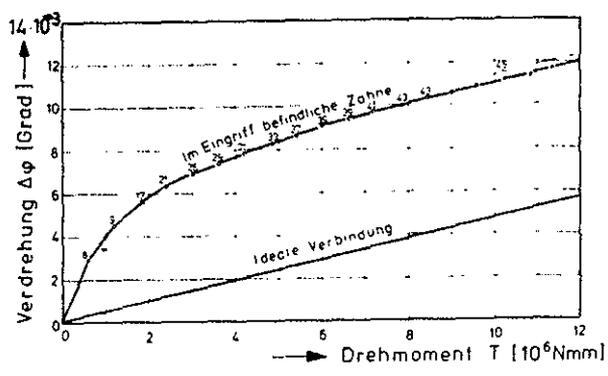
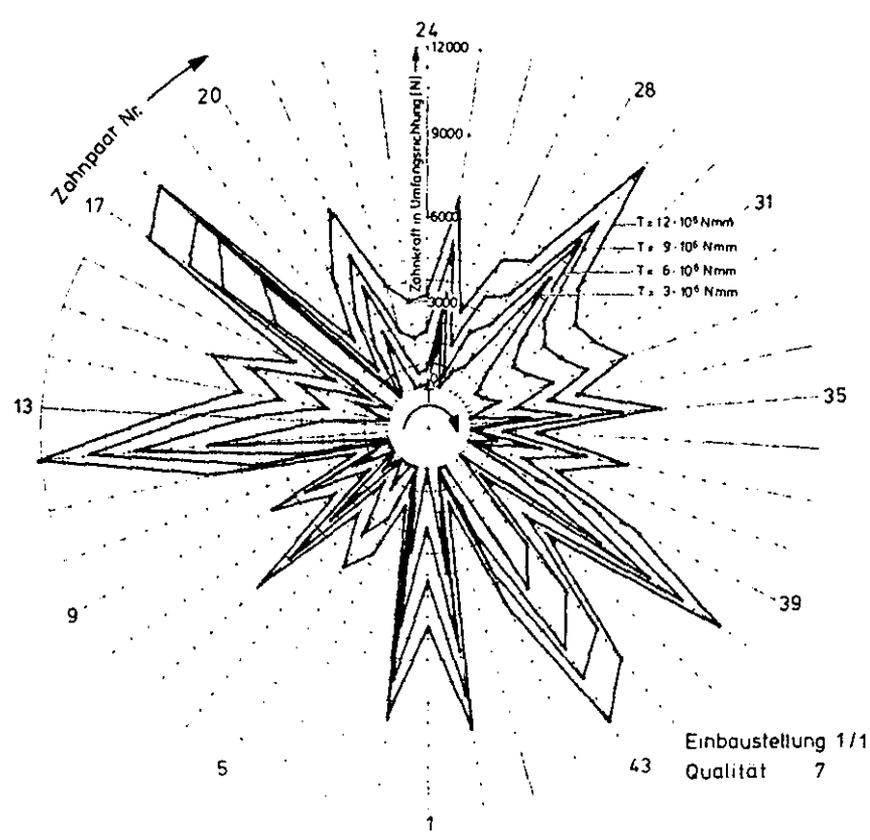


Bild 21: Lastaufteilung, Verdrehung und Exzentrizität einer Zahnwellenverbindung 95x2, DIN 5480

nation der Teilungsfehler von Welle und Nabe bestimmt ist und damit von der Qualität abhängt. Ferner ergibt sich eine durch die zunehmende Beteiligung von immer mehr Zahnpaaren progressive Federkennlinie der Verbindung. Neuere Ergebnisse zeigen aber, daß die in diesem Bild beschriebenen Erscheinungen durch teilplastisches Verformen bzw. durch einen "Einlappvorgang" während der ersten Betriebsstunden ausgeglichen werden und sich dann die Verbindungen im wesentlichen so verhalten, als hätten sie keine Teilungsfehler.

3.2 Länge der Verbindung und Nabengestaltung

Der zweite Schwerpunkt der Forschungsarbeiten bezieht sich auf die Übertragung der Lastgrößen von der Welle in die Nabe und den daraus zu folgernden Hinweisen für die Gestaltung der Verbindung. Die bisherigen Ergebnisse beziehen sich ausschließlich auf reine Drehmomentübertragung und lassen sich wie folgt kurz zusammenfassen:

Der Verlauf der Flankenpressungen und Zahnfußbeanspruchungen ist über der Länge einer Verbindung ungleichmäßig verteilt, das Maximum liegt an der Drehmomenteinleitung zugewandten Seite. Bild 22 zeigt

dies an den Ergebnissen spannungsoptischer räumlicher Versuche. Bei axial schmal bauenden Verbindungen mit einem Verhältnis Verbindungslänge zu Durchmesser unter 0,5 sinkt dabei die maximale Beanspruchung mit größerer Verbindungslänge. Wenn die Verbindungslänge über diesen optimalen Wert hinaus vergrößert wird, steigt die Übertragungsfähigkeit der Welle-Nabe-Verbindung nicht weiter an, es wird lediglich das Verhältnis der maximalen Zahnbelastung zu einer theoretisch ermittelten mittleren Belastung immer ungünstiger (Bild 23). Die Lastverteilung und damit die Übertragbarkeit der Verbindung kann ferner beeinflusst werden durch die Gestaltung der Nabe. Bild 24 zeigt als Ergebnis der theoretischen Berechnungen, daß dies für dünnwandige Naben gilt, bei denen der Nabenaußendurchmesser kleiner ist als das Doppelte des Verbindungs-Bezugsdurchmessers. Für eine genauere Betrachtung ist dann aber die Lage der Weiterführung des Drehmomentes aus der Nabe in die umgebenden Konstruktionsteile von Bedeutung.

Kleine Moduln führen bei Tragen aller Zähne zu steiferen Verzahnungen, große Moduln zu nachgiebigeren. Bild 25 zeigt als Ergebnis eine Vielzahl von Berechnungen über den gesamten Bereich genormter Verbindungen, daß damit das Problem der Lastüberhöhung am Verbindungsanfang bei kleinmoduligen Verzahnungen kritischer wird (lange Verbindungen), während für kurze Verbindungen kleine Moduln wegen der erhöhten Steifigkeit zu empfehlen sind.

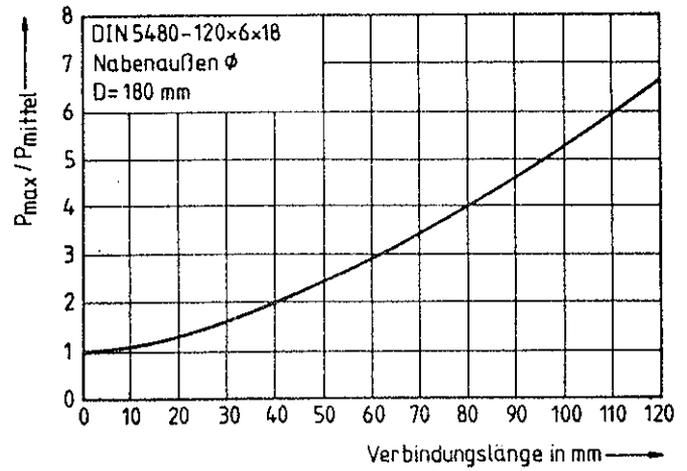


Bild 23: Maximaler Lastüberhöhungsfaktor als Funktion der Verbindungslänge

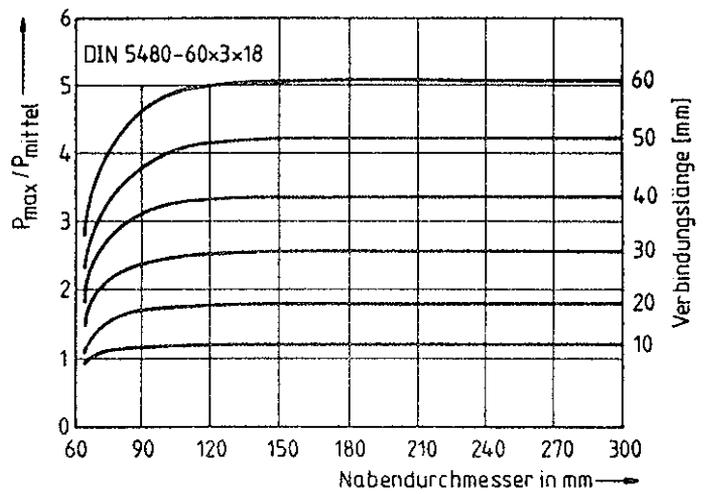


Bild 24: Maximale Überhöhung der Zahnlast am Verbindungsanfang in Abhängigkeit vom Nabenaußendurchmesser

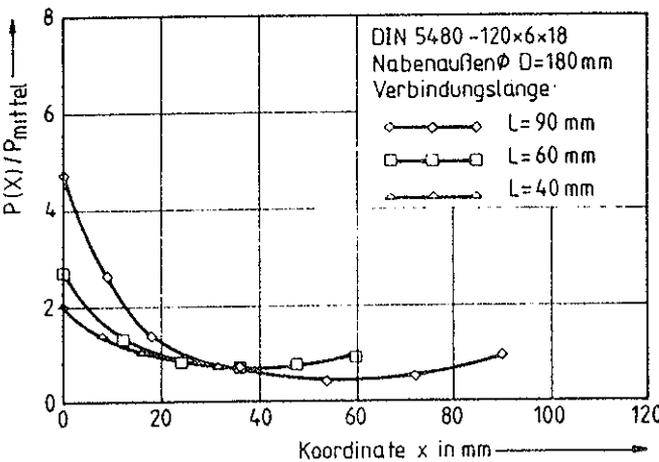


Bild 22: Lastüberhöhungen über der Verbindungslänge von Zahnwellenverbindungen bei verschiedenen Verbindungslängen

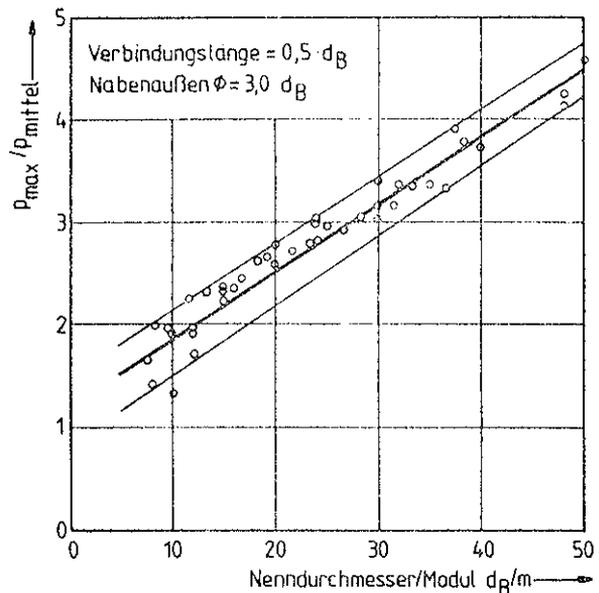


Bild 25: Maximale Lastüberhöhung am Verbindungsanfang. Ergebnisse von Variationsrechnungen über den gesamten Bereich DIN 5480

3.3 Verschleißverhalten

Die durchgeführten Verschleißversuche deuten bis jetzt eindeutig darauf hin, daß neben den üblichen tribologischen Parametern und der Werkstoffwahl die Art des Betriebszustandes eine entscheidende Rolle spielt. Verbindungen im Betriebszustand überwiegender Querkraft laufen von vornherein mit größeren spezifischen Zahnbeanspruchungen und Verschleißwegen und sind aus diesem Grunde wesentlich verschleißgefährdeter als Verbindungen mit überwiegender Drehmomentbelastung. Dieses Verhalten kann grundsätzlich auch durch theoretische Untersuchungen erfaßt werden, die zur Zeit laufenden Forschungen werden zu einer zahlenmäßigen Abschätzung der Einflüsse führen.

Daneben scheint aber nach einer Untersuchung von Weatherford an Wellen-Naben-Verbindungen im Flugzeugbau der Schmierzustand eine erhebliche Rolle zu spielen. Bild 26 zeigt aus diesen Untersuchungen, daß durch Druckspülung mit verschiedenen Mineralölen erhebliche Verbesserungen zu erzielen sind. Fett wirkt sich nicht immer positiv aus, wie Bild 27 zeigt. Dies ist nach Weatherford mit zwei "konkurrierenden" Wirkungen des Fettes zu erklären: Eine "schmierende" Wirkung, die metallische Berührung verhindert, und eine "verstopfende" Wirkung, die dazu führt, daß Verschleiß in der Verbindung haften bleibt und dort eine verstärkte abrasive Wirkung ausübt. Aus dieser Überlegung heraus läßt sich die in Bild 27 dargestellte Kurve des Fettes A auch als Verschleißvorgang in zwei Phasen interpretieren, bei denen das Fett zunächst eine Schutzwirkung ausübt, bis nach der "Einlaufphase" eine durch Abrasion gekennzeichnete "Endverschleißphase" einsetzt. Im Rahmen einer von der FVA geförderten Untersuchung gehen wir zur Zeit diesen Erscheinungen besonders nach - in der Hoffnung, daß man durch konstruktive Ausbildung und durch Wahl des Schmiermittels die Phase geringeren Verschleißes verlängern kann.

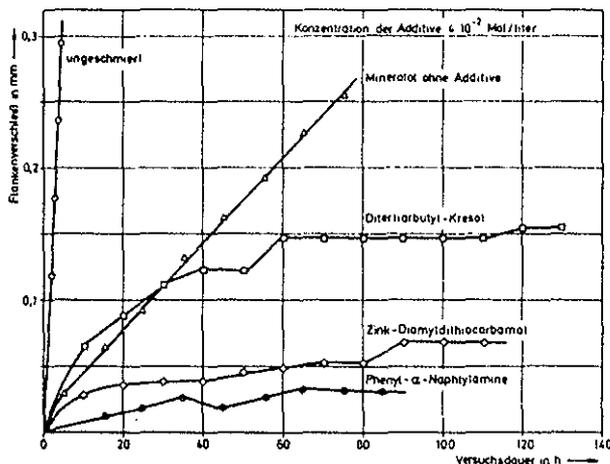
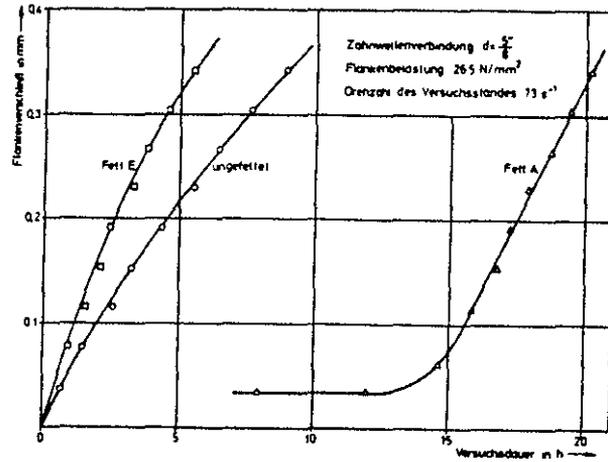


Bild 26: Einfluß von Ölschmierung auf den Flankenverschleiß (nach Weatherford)



Einfluß der Fettschmierung auf den Flankenverschleiß nach Weatherford

Fett E : MoS_2

Fett A : Lithiumverseift

Bild 27: Einfluß von Fettschmierung auf den Flankenverschleiß (nach Weatherford)

4. Zusammenfassung und Ausblick

Die vorgestellten Überlegungen und Ergebnisse haben gezeigt, daß auf dem Bereich der Zahn- und Keilwellenverbindungen eine Reihe konstruktions-, herstellung- und betriebsbedingter Einflüsse das Verhalten dieser Verbindungen entscheidend und zu Teil widersprüchlich bestimmen. Die bisherigen Ergebnisse genügen noch nicht für die Aufstellung allgemeingültiger Berechnungsgleichungen für das Konstruktionsbüro, obgleich mit dem Entwurf einer Norm DIN 5466 Ansätze hierzu bereits getätigt wurden. Für die Konstruktionspraxis können aber bereits einige grundlegende Zusammenhänge und Konstruktionsregeln abgeleitet werden, die ich im folgenden zusammenfassen möchte:

1. Für das Festigkeits- und Verschleißverhalten von Zahnwellenverbindungen ist die auf die Verbindungen wirkende Querkraft eine der maßgebenden Größen. In Abhängigkeit des Verhältnisses von Drehmoment zu Querkraft kann man zwei in ihrem Verhalten völlig unterschiedliche Betriebszustände unterscheiden:

- Der Betriebszustand überwiegender Drehmomentes bedeutet eine Selbstzentrierung der Verbindung, eine Lastverteilung auf verhältnismäßig viele Flanken mit entsprechend kleinerer spezifischer Flankenbelastung, kleinere Exzentrizitäten und damit geringeren Verschleiß.
- Der Betriebszustand überwiegender Querkraft ruft eine Dezentrierung der Verbindung, Belastung verhältnismäßig weniger Zähne auf Vordreh- und Ruckflanken mit entsprechend hoher spezifischer Beanspruchung, größere Reibwege und damit höheren Verschleiß hervor.

Bei Lastfällen mit überwiegender Querkraft ist eine Gestaltung der Verbindung zu empfehlen, bei der die Querkraft durch andere Funktionsflächen als die Flanken der Verbindung aufgenommen wird (z.B. außen- oder innenzentrierte Verbindungen wie bei den Keilwellen).

2. Aufgrund der unterschiedlichen Lastverteilung über der Länge einer Verbindung ist eine Verbindungslänge zu empfehlen, die nicht größer als der Wirkradius der Verbindung ist.
3. Kleinmodulige Verbindungen sind steifer und übertragungsfähiger als großmodulige Verbindungen. Infolge ihres besseren Zentrierverhaltens neigen sie auch weniger zu Verschleiß.
4. Die Gestaltung der Nabe hat auf die Übertragbarkeit der Verbindung nur einen Einfluß bei Nabenaußendurchmessern, die kleiner sind als der doppelte Wirkdurchmesser der Verbindung.

DAS RÄUMLICHE PROBLEM BOLZEN - ÖFFNUNG

A. Siemieniec

1. Einleitung

Die Verbindungen der Art Bolzen - Öffnung bilden gewöhnlich sicherheitsrelevante und stark belastete Elementenpaare der Konstruktion in Maschinen. Es gibt mehrere theoretische Lösungen des ebenen Problems Bolzen - Öffnung, die je nach den in Betracht gezogenen Parametern die Druckverteilung und den Spannungszustand um die Öffnung herum näherungsweise angeben. Daher sind alle Experimentaluntersuchungen von großer Bedeutung. Die Versuche an physikalischen Modellen werden vorwiegend mit der spannungsoptischen Methode oder mit Methoden unter Anwendung von Dehnmeßstreifen geführt.

In mehreren Fällen werden theoretische Lösungen gesucht, in denen die Parameter von den aus Erfahrung gewonnenen Werten auftreten.

Trotzdem erhalten verschiedene Forscher verhältnismäßig große Unterschiede der Ergebnisse bei ähnlichen Versuchsbedingungen.

Dabei ist folgendes zu beachten:

- der Einfluß des Spiels
- das Problem der Nichtlinearität der Spannungen im Verhältnis zur Belastungskraft

Der Einfluß des Spiels ist in Bild 1 summarisch dargestellt ([2]). Bei geringen Spielen ändert sich der Kontaktbereich mit dem Wert der Belastungskraft und damit ändern sich die Komponenten des Spannungszustands und die Formänderungen mit der zunehmenden Kraft nicht linear. Dies ist ein Grund für die von verschiedenen Forschern erhaltenen unterschiedlichen Ergebnisse. Die Linearität erhalten wir erst dann, wenn der Berührungswinkel beider Elemente einen Grenzwert von etwa $\varphi = 90^\circ$ erreicht.

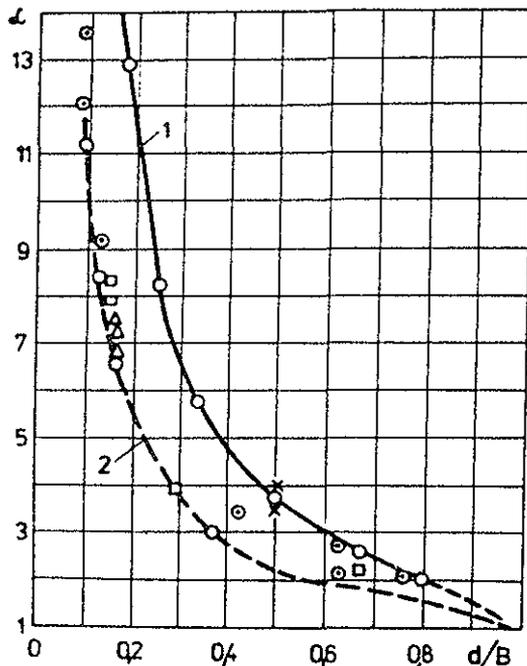


Bild 1: Die Formzahl α
 Kurve 1 - Einzelkraft
 Kurve 2 - Spiel 0,2%

Fast alle oben betrachteten Untersuchungen haben ein gemeinsames Merkmal; und zwar betrachten sie die Bolzenverbindungen als ebene Probleme, d.h. sie lassen Änderungen der Komponenten von Druckspannungen dem Spannungszustand allgemein längs der Plattendicke unberücksichtigt. In der Tat befinden sich sowohl die Platte als auch der Bolzen im Verbindungsbereich in einem dreiachsigen Spannungszustand.

2. Untersuchte Modelle

Die Untersuchungen wurden an zwei Arten der aus Epoxidharz E2 hergestellten elastooptischen Modelle mit dem Spannungseinfrierverfahren durchgeführt. Der Elastizitätsmodul (E-Modul) des Modells betrug bei der Einfriertemperatur $E = (22-24)$ MPa und die Poissonsche Zahl betrug $\nu = 0,5$. Zur Erhöhung des Elastizitätsmoduls des Bolzens wurde Titandioxid TiO_2 dem Harz zugesetzt. Die Spannungsmessungen wurden mit Hilfe eines Polarisators KSP10 mit dem Kompensationsverfahren durchgeführt.

Eingefrorene Modelle, die als Raummodelle betrachtet waren, wurden durch Ausschneiden in dünne Platten eingeteilt und erst diese wurden als ebene Elemente durchleuchtet.

2.1 Das räumliche Modell $E_B : E_p = 2,5$

Die Modellform ist in Bild 2 zu ersehen. Entsprechende Abmessungen betragen: $H = 20$ mm, $B = 40$ mm,

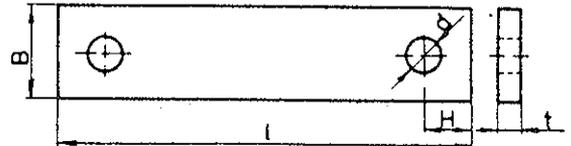


Bild 2: Form des Modells

$d = 10$ mm,

$t = 10$ mm.

Der Durchmesser des Bolzens ist dem Öffnungsdurchmesser gleich; $l = 140$ mm.

Das Modell wurde bei der Einfriertemperatur mit der Kraft $P = 30,65$ N belastet. Diese Kraft hatte die Nennspannung im Nettoquerschnitt der Platte $\sigma_n = 0,102$ MPa zur Folge.

Die Meßergebnisse der Spannungskomponenten längs des Öffnungsumrisses für drei unterschiedliche Modellebenen je nach der Tiefe der ausgeschnittenen Meßplatten für:

$z = 0,5$ mm (Ziffer 1),

$z = 2,5$ mm (Ziffer 2),

$z = 5,0$ mm (Ziffer 3),

werden in Bild 3 angegeben ([1]).

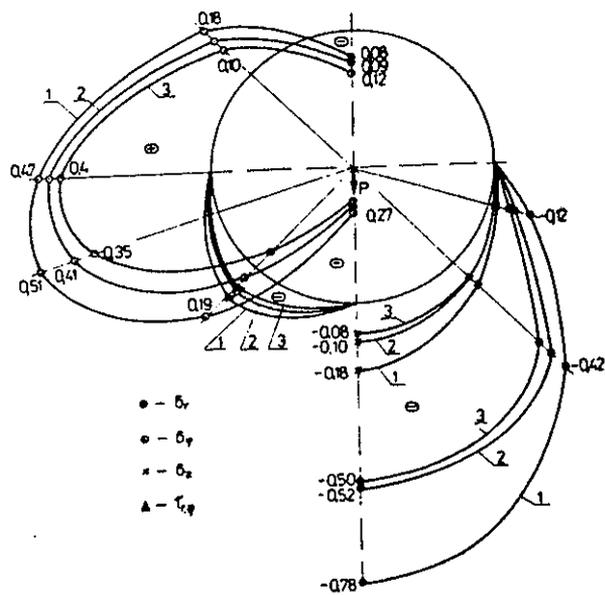


Bild 3: Spannungsverteilung für das räumliche Modell ($E_B : E_P = 2.5$)

2.2 Das räumliche Modell $E_B : E_P = 1$

Die Form ist ähnlich der des oben beschriebenen Modells. Die Abmessungen: $B = 60\text{mm}$, $d = 16\text{mm}$, $t = 18,5\text{mm}$. Der Bolzen wurde in die Öffnung mit einem geringen Übermaß von $0,06\%$ gebracht.

Die Messung wurde für 3 Modellebenen mit den Koordinaten: $z = 1\text{mm}$, $z = 4,5\text{mm}$ und $z = 7,75\text{mm}$ realisiert.

Das Modell wurde doppelt hergestellt und bei der Einfriertemperatur mit der Kraft $P = 49\text{ N}$ belastet, was der Nennspannung im Nettoquerschnitt $\sigma_n = 0,060\text{ Pa}$ entspricht, sowie auch mit der Kraft $P = 76\text{ N}$ belastet, was der Spannung $\sigma_n = 0,093\text{MPa}$ entspricht.

3. Diskussion der Ergebnisse

3.1 Einfluß des unterschiedlichen Bolzen- und Plattenmaterials

Relativ genau kennen wir den Einfluß des Materialunterschieds für die unbegrenzte Scheibe mit einer kreisförmigen Öffnung vom Radius R , hergestellt aus einem Material mit dem Elastizitätsmodul E_P und belastet mit der Kraft P mit Hilfe eines Bolzens von gleichem Radius und gleichem Modul E_B . Die Werte des Kontaktwinkels (Berührung des Bolzens mit der Platte), sowie auch die ihnen entsprechenden Maximaldrücke (für $\varphi = 0$)

$$P_{\max} = p'_{\max} \cdot \frac{P}{R \cdot t}$$

bestimmt man für diesen Fall auf theoretischem Wege. Sie sind in Tafel 1 angegeben ([3]).

$\frac{E_B}{E_P}$	Kontaktwinkel der Körper φ_0 (rad)	Maximaldruck P'_{\max} (bar)
0	1,616 (92,5°)	0,589
0,5	1,516 (87°)	0,596
1	1,481 (85°)	0,599
2	1,450 (83°)	0,602
∞	1,402 (80°)	0,607

Tafel 1: Aufstellung der Werte des Kontaktwinkels und des Maximaldruckes als Funktion des Verhältnisses der Elastizitätsmodul

Bei der Einwirkung eines Momentes auf den Bolzen und unter Berücksichtigung der Reibung nimmt der Kontaktwinkel geringfügig zu und zwar: für $E_B : E_P = 0$ von $1,616$ rad beim Reibungskoeffizienten $\mu = 0$ bis $1,650$ rad bei $\mu = 1$ und für $E_B : E_P = \infty$ entsprechend von $1,402$ bis $1,510$ rad. Dagegen wird die Bogenmitte des Kontaktwinkels ungefähr um den Winkel $\beta = \arctg \mu$ in der dem Moment entgegengesetzten Richtung verschoben ([3]).

Im Falle einer Platte mit endlichen Abmessungen kann man verschiedene Meinungen über den Einfluß des Materialunterschiedes in der Fachliteratur finden. Überwiegend ist aber die Anschauung, daß dieser Einfluß für ebenen Zustand und für gleiche Öffnungs- und Bolzendurchmesser unwesentlich ist und bei den Berechnungen für die Praxis vernachlässigt werden kann.

Im Fall des räumlichen Modells beobachten wir schon einen bedeutenden Einfluß des E-Modul-Verhältnisses $E_B : E_P$. Vergleicht man die Werte $(\sigma_\varphi - \sigma_r)_{\max}$ am Rand des Modells mit den Werten in dessen Mitte für zwei Modelle mit angenäherten Nennspannungen, dann ergibt sich wie folgt Bild 4:

- für Modell mit Nennspannungen $\sigma_n = 0,102\text{ MPa}$ und $E_B = 2,5 \cdot E_P$, der Wert des Verhältnisses gleich $1,63$
- für Modell mit Nennspannungen $\sigma_n = 0,093\text{ MPa}$ und $E_B = E_P$, der über zweimal höhere Wert gleich $3,32$ ([1]).

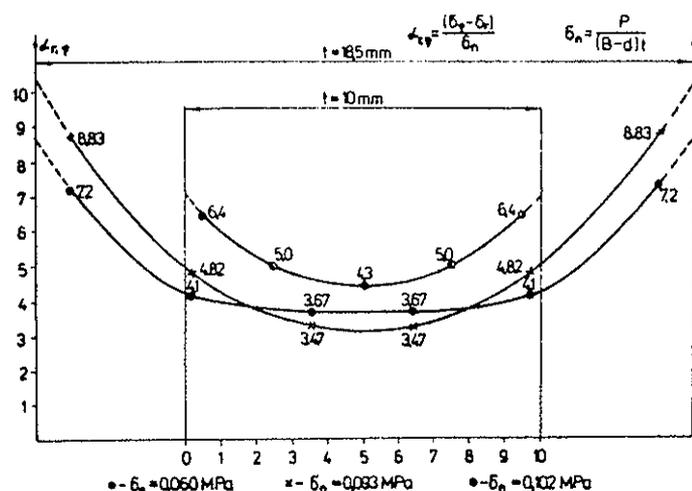


Bild 4: Spannungsänderungen längs der Modelldicke in Abhängigkeit vom Verhältnis $E_B : E_P$ und von der Belastungshöhe

3.2 Einfluß der Plattendicke

Die Beeinflussung der Plattendicke veranschaulichen die in den Bildern 3 und 4 angegebenen Werte. Die Wertänderung aller Spannungen ist erheblich. Es erscheinen die Normalspannungen gegen die Plattenebene σ_z . Die Tangentialspannung σ_φ am Rande des Modells nimmt einen Maximalwert an, also ähnlich wie im ebenen Modell für den Winkel $\varphi = 75^\circ$, sie nimmt aber mit der Tiefe ab und nähert sich der Lage $\varphi = 90^\circ$ in der Ebene der mittleren Platte. Ähnlich war diese Spannung für den Winkel $\varphi = 0$ und für das ebene Modell gleich Null, und jetzt nimmt sie für das Raummodell beträchtliche negative Werte an, nämlich 53% für die Ebene 1 bis zu 75% für die Ebene 3, im Verhältnis zu $\sigma_\varphi \text{ max}$.

3.3 Einfluß der Belastungshöhe der Verbindung

In den ebenen Modellen nimmt man nach dem gewonnenen vollen Kontaktwinkel allgemein an, daß die Spannungskomponenten sich mit der Änderung des Kraftwertes linear ändern.

Im räumlichen Modell für $E_B : E_p = 1$, für das die Werte $(\sigma_\varphi - \sigma_r)_{\text{max}}$ in Bild 4 zu ersehen sind, wird dieses Prinzip nicht bestätigt. Findet die Zunahme der Kraftwerte von 49 N bis 76 N, d.h. um 55%, statt, dann nimmt der Wert des Spannungsunterschiedes am Rande des Modells nur um 20% zu, und in der Mitte des Modells erfährt er sogar eine Verminderung um 15%. Der Einfluß der Belastungskraft wird mit der Steifigkeitserhöhung des Bolzens im Verhältnis zur Plattensteifigkeit kleiner.

Abschließend möchte ich zum Problem der Modellobildung Stellung nehmen, d.h. zur Beeinflussung des Unterschiedes der Poissonschen Zahl bei Raumtemperatur und bei Einfriertemperatur.

Beim Vergleich des ebenen Modells mit dem räumlichen Modell tritt dieser Einfluß streng genommen nicht in Erscheinung, weil sowohl das ebene Modell als auch das räumliche Modell mit identischen Bedingungen untersucht wurden.

Wollen wir aber die Ergebnisse z.B. auf eine Stahlkonstruktion übertragen, dann wird dieser Einfluß selbstverständlich zum Tragen kommen. Nach der Fachliteratur und für unseren Fall der Bolzenverbindung wird der Maximalfehler bei der Änderung des Koeffizienten von $\nu = 0,33$ bei Raumtemperatur bis $\nu = 0,5$ bei Einfriertemperatur 4,7% für die maximalen Hauptspannungen und 16,5% für die übrigen Komponenten dieser Spannungen betragen.

4. Literatur

- [1] Mazur, K. Porownacze badania plaskiego
Savcenko, V. i przestrzennego elastoptycz-
Siemieniec, A. nego modelu sworzenotwor
XII Sympozjum Doswiadczalnych
Badan w mechanice Ciala Sta-
lego, Warszawa-Jadwisin, 1986
- [2] Sucharev, I.P. Procnost sarnirnych uzlov
masin. Masinostroenie
Moskwa 1977
- [3] Teplij, M.I. Kontaknyje zadaci dla
oblastej s krugovymi granicami
Visca Skola, Lvov 1983

KONSTRUKTIONSSTRUKTUREN VON KREISLAUFREAKTOREN FÜR HETEROGENKATALYTISCHE GAS-FESTSTOFFUMSETZUNGEN BEI ERHÖHTEN DRUCK-, TEMPERATUR- UND KORROSIONSBELASTUNGEN

A. Kratzsch

1. Einleitung

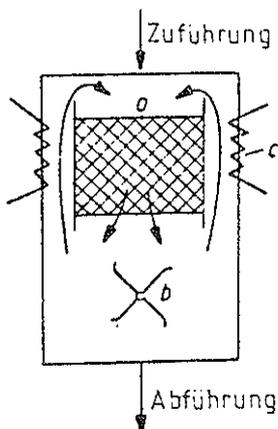
Mit Hilfe moderner Konstruktionsmethoden des Maschinenbaus sollen im Rahmen eines Sonderforschungsreiches Berechnungsmethoden- und Konstruktionsunterlagen für den Bau von gradientenlosen Kreislaufreaktoren im technischen Maßstab erarbeitet werden.

Heterogenkatalytische Gas-Feststoffreaktionen werden in der chemischen Industrie großtechnisch durchgeführt. Die dazu verwendeten Reaktoren zeigen aber bei bestimmten Reaktionstypen, wie z.B. der Methanolsynthese, im Hinblick auf den Umsatz oder die Selektivität keinen guten Wirkungsgrad. Bei diesen Reaktionen ist der Vorteil von gradientenlosen Kreislaufreaktoren seit langem theoretisch bekannt, bislang existiert allerdings für Gas-Feststoffreaktionen kein entsprechender Reaktor im technischen Maßstab.

Daher erscheint es sinnvoll, einen solchen Reaktor mit bis zu 1 m^3 Festbettinhalt zu entwickeln.

Als Betriebsbedingungen sollen Temperaturen zwischen 250° C und 500° C und Drücke bis zu 50 bar möglich sein. Die Reaktionsgase sind oft sehr korrosiv.

Bild 1 zeigt das Schema eines Kreislaufreaktors. Durch eine Fördereinrichtung (b) wird das zugeführte Reaktionsgas mit dem Kreisgas gemischt und mit einem festen Katalysator (a) in Kontakt gebracht, wobei eine chemische Reaktion auf der Oberfläche des Katalysators abläuft. Die auf der Oberfläche des Katalysators adsorbierten Teilchen des Reaktionsgemisches befinden sich in einem höheren Energiezustand als in der Gasphase und reagieren damit schneller mit den Reaktanden in der Gasphase.



- a = Katalysator
- b = Ventilator
- c = Heizung

Bild 1: Prinzipskizze Kreislaufreaktor

Damit ein Kreislaufreaktor als gradientenfrei bezeichnet werden kann, müssen folgende Bedingungen erfüllt sein [1]:

- a) stationärer Zustand sowohl für das Reaktionsgemisch als auch für den Katalysator
- b) ideale Durchmischung im Reaktorraum
- c) Isothermie und kein Druckgradient in der Katalysatorschicht

2. Aufgabenstellung und Vorgehensweise

Es soll ein gradientenloser Kreislaufreaktor mit einem Festbettinhalt von 1 m^3 entwickelt werden. Dazu sollen zunächst theoretisch verschiedene Lösungskonzepte für die einzelnen Komponenten des Reaktors entwickelt werden. Deren Tauglichkeit soll dann anhand von Prototypen im Experiment ermittelt werden. Durch Parameteruntersuchungen an typischen Gebläsekonstruktionen aus den konstruktionssystematischen Untersuchungen und den Versuchsergebnissen sind allgemeine Gestaltungsregeln für die konstruktive Gestaltung zu erarbeiten. Die Verschiedenheit der Reaktionen verlangt eine Anpassung der konstruktiven Gestaltung an die jeweiligen Betriebsbedingungen durch Wahl der Werkstoffe und Bauteile in einem Baukastensystem.

Im einzelnen muß der Reaktor folgenden Anforderungen gerecht werden [2]:

- Erzeugen ausreichender Antriebsleistungen für die Umwälzeinrichtung bei vollständiger Gasdichtigkeit gegen die Umgebung durch stopfbuchsenlose Drehmomentenübertragung.
- Lagerung der Umwälzeinrichtung ohne Verwendung herkömmlicher Schmiermittel, die die Reaktion beeinflussen könnten.
- Werkstoffbeständigkeit unter den genannten Druck- und Temperaturverhältnissen gegen Korrosion durch unterschiedliche Reaktionsgase.
- Der Druckbehälter muß druckdicht sein. Bei chargenweisem Betrieb muß er zugänglich aber leckfrei abzudichten sein.
- Die Umwälzeinrichtung und die Strömungsführung sind schwingungsfrei zu gestalten.

3. Aufstellen der Funktionsstruktur

Bild 2 zeigt die Funktionsstruktur eines Kreislaufreaktors.

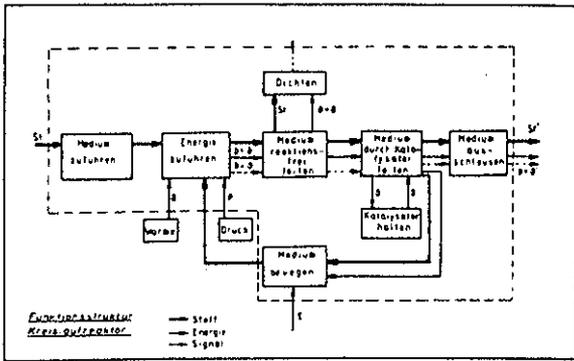


Bild 2: Funktionsstruktur Kreislaufreaktor

Das Medium wird zugeführt und muß dann durch den Reaktor reaktionsfrei geleitet werden. Eine Reaktion darf lediglich mit dem Katalysator und nicht mit den gemischführenden Flächen stattfinden. Während ein Teil des Mediums ausgeschleust wird, läuft der andere Teil mit einem bestimmten Kreislaufverhältnis um. Der Reaktor wird extern mit Wärmeenergie und Druck beaufschlagt.

Für die in Bild 2 aufgeführten Teilfunktionen gilt es, Lösungsprinzipien zu finden.

Hierfür können Literaturrecherchen, Analyse bekannter technischer Systeme oder auch intuitiv betonte Methoden, wie Brainstorming, Delphin-Methode und Synektik herangezogen werden. Diskursiv betonte Methoden, eine die systematische Suche mit Hilfe von Ordnungsschemata erleichtern das Erkennen wesentlicher Lösungsmerkmale und entsprechender Verknüpfungsmöglichkeiten [3].

4. Versuchsreaktor zur Erprobung nichtkatalytischer Materialien

Eine wesentliche Forderung der Verfahrenstechniker sind die reaktionsfreien Reaktorflächen. Alle Edelmetalle und Halbedelmetalle sind für viele Reaktionen katalytisch. Auch alle Buntmetalle scheiden als Reaktormaterial aus. Daraufhin wurde beschlossen, einen Versuchsreaktor mit einem Festbettinhalt von 1 l zu konstruieren, mit dem für die gewählte Reaktion ein geeignetes nichtkatalytisches Material unter Praxisbedingungen getestet werden kann.

Dazu wird ein modular aufgebauter Reaktor benötigt, in dem Einsätze mit dem zu untersuchenden Material eingesetzt werden können. Alle anderen mediumführenden Flächen müssen reaktionsneutral sein.

Bild 3 zeigt eine aufgestellte Anforderungsliste für den Versuchsreaktor.

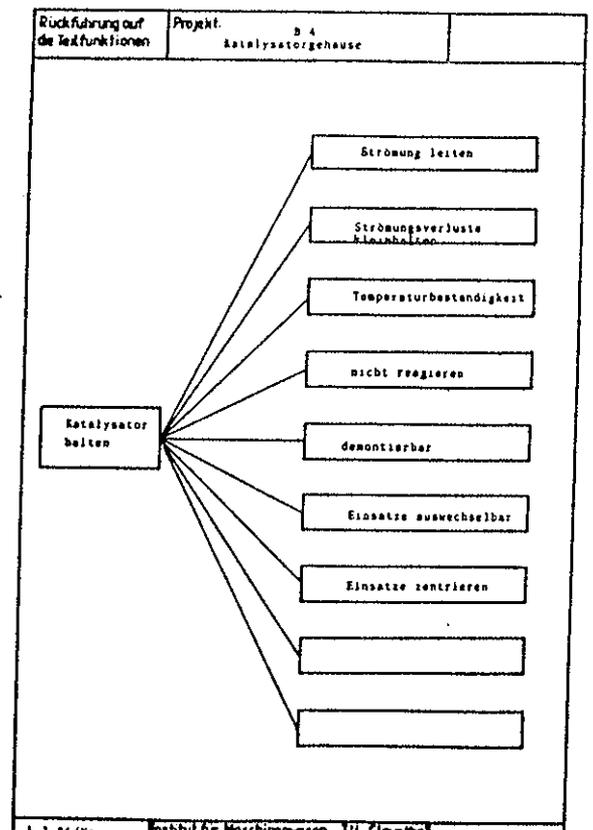
3 4		Anforderungsliste für: Versuchskreislaufreaktor (in. beschr. V. 24. 1. 1986)	Stand: von: Blatt
Änderung	Z.N.	Anforderung	Bewertung verantwortlich
		<p>Konstruktion eines Reaktors mit innerem Kreislauf und ortsfestem Katalysator (Festbettreaktor):</p> <p>Reaktorvolumen 1 Liter</p> <p>Einsetztemperatur 20 - 500 °C</p> <p>Lineardruck (externe Beaufschlagung) 30 - 50 bar</p> <p>W Druckabfall innerhalb des Reaktors < 0,1 bar</p> <p>W Totvolumen (Vol. neben Kat.) möglichst klein</p> <p>W leichte Demontage des Reaktors für Einzelversuchen Betrieb</p> <p>Gemischführende Flächen müssen für evt. Beschichtung zugänglich sein</p> <p>Modularer Aufbau des Reaktors</p> <p>Beheizung des Reaktors von außen</p> <p>Antrieb</p> <p>Verwendung einer Umwälzeinrichtung mit Magnetantrieb (z.B. Autoclave Engineers)</p> <p>Dichtung</p> <p>Reaktor gasdicht ausführen</p> <p>keine katalytischen Eigenschaften</p> <p>Katalysator</p> <p>W d/h Verhältnis = 1</p> <p>W für Korngrößen von 3 - 15 mm verwendbar</p> <p>Material (Werkstoff)</p> <p>keine katalytischen Eigenschaften</p> <p>Werkstoff muß auf Reaktion abgetrimmt werden können. (Austauschbarkeit der Gemischführenden Teile)</p>	<p>Angebotsorder 5/2/1986 HEFT Breitensteil Autocel. Eng.</p> <p>Anfrage Fa. Sinar Hann. 5/2/86</p>

Bild 3: Anforderungsliste Versuchsreaktor

Als vollkommen nichtkatalytisch gelten folgende Werkstoffe:

- Glas
- Keramik
- Graphit
- Porzellan

Da der Einsatz von Gläsern oder Keramiken bei einem Reaktorvolumen von 1 m³ aufgrund von Herstellungs- und Festigkeitsproblemen nicht möglich ist, müssen Oberflächenbeschichtungen aus Keramik oder Email herangezogen werden.



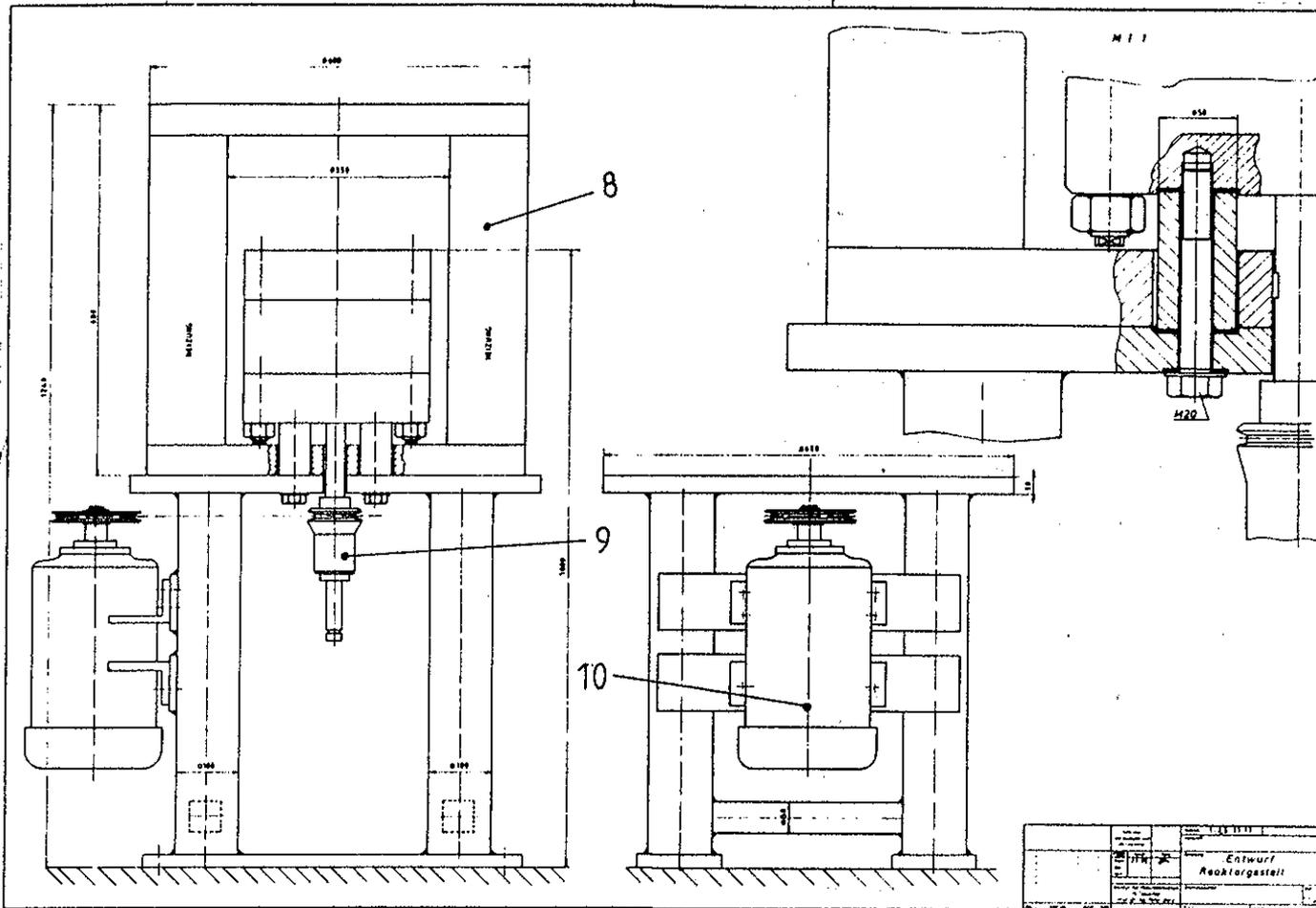


Bild 5: Kreislaufreaktor

Gases in den Reaktionsraum. Das Medium wird über Glasröhrchen (6), die im unteren Deckel mit einem keramischen Kitt eingeklebt werden, zu- und abgeführt und kann nur mit dem Katalysator und den beiden beschichteten Zylindern (4) reagieren. Der im Reaktor herrschende Innendruck wird über die äußeren Reaktorhalften (7) aufgenommen. Zwischen den Einsätzen und dem äußeren Reaktormantel erfolgt durch ein Ventil ein Druckausgleich. Die drei Mantelhalften werden über Graphitringdichtungen (Feder-Nut) mit warmfesten Dehnschrauben zusammengehalten. Für die Beheizung des Reaktors wird eine freistrahrende elektrische Heizung (8) verwendet, in die der Hochdruckbehälter für periphere Erwärmung eingesetzt wird. Der Magnetrührer (2500 U/min) wird über einen Keilriemen von einem Gleichstrommotor (10) angetrieben.

Als problematisch haben sich Warmespannungen im Druckmantel herausgestellt, so daß die zugeführte Wärmeenergie beim Aufheizvorgang begrenzt werden mußte. Im Reaktor angeordnete Thermoelemente kontrollieren die Aufheiztemperatur. Bild 6 zeigt den Verlauf der Warmespannungen über die Druckmantelbreite nach [4] bei einer Temperaturdifferenz von 40° C.

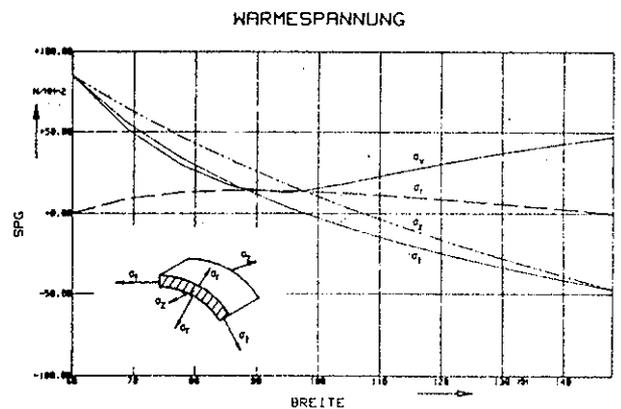


Bild 6: Warmespannungen Zylindermantel

$$P_i = 5 \text{ MPa}, \quad t_1 = 500^\circ\text{C}, \\ t_a = 540^\circ\text{C}$$

An der Innenfaser herrscht eine maximale Vergleichsspannung von $\sigma_v = 94 \text{ N/mm}^2$, so daß als Mantelwerkstoff ein warmfester Stahl (X20CrMoV 121) mit einer Bruchfestigkeit von $R_m \cdot 10^5 = 235 \text{ N/mm}^2$ bei 500° C eingesetzt wurde.

5. Zusammenfassung

Ein Kreislaufreaktor dient zur Katalyse von Gasen, wobei das Reaktionsgas ständig durch einen festen Katalysator strömt. Die geforderte Baugröße des Reaktors von 1 m^3 und die Betriebsbedingungen, wie eine Einsatztemperatur von 500° C , einen Innendruck von 5 MPa sowie eine korrosive Umgebung stellen erhöhte Forderungen an den Konstruktionswerkstoff. Es wurde gezeigt, wie mit Hilfe der Konstruktionsmethodik in der Konzeptphase erste Lösungsschritte zur Konstruktion eines solchen Reaktors unternommen wurde.

Da der Werkstoff zusätzlich in Bezug auf die ablaufende Reaktion inert sein muß, ist eine Beschichtung der mediumführenden Teile aus Email oder Keramik konzipiert worden. Dazu wurde ein Versuchsreaktor von 1 l Inhalt entworfen, der es erlaubt, verschiedene Beschichtungsarten unter Praxisbedingungen zu testen.

6. Literatur

- [1] Sattelberger, S. Gradientenlose Reaktoren für heterogenkatalytische Gasreaktionen bei Normaldruck, Diplomarbeit 1979, TU Erlangen
- [2] N.N. Finanzierungsantrag des Sonderforschungsbereiches "Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen bei besonderen mechanischen, thermischen oder chemischen Belastungen.", TU Clausthal 1985
- [3] Pahl, Beitz Konstruktionslehre, Springer-Verlag, Berlin 1977
- [4] Klapp, E. Festigkeit im Apparate- und Anlagenbau, Werner-Verlag Düsseldorf, 1970

PROBLEMSTELLUNGEN BEI DER GESTALTUNG VON GEREGLTEN ANTRIEBSSYSTEMEN

F.-J. Villmer

0. Einleitung

Die in zunehmendem Maße automatisierten Produktionsweisen führten in der Grundstoffindustrie, insbesondere auf dem Gebiet der Erzeugung von Flachmaterialien, z. B. kalt- und warmgewalzten Blechen, zum Einsatz drehzahl geregelter Gleichstromantriebe.

Große Leistungssteigerungen, die geradezu Entwicklungssprünge gleichkommen, und die damit verbundenen höheren Arbeitsgeschwindigkeiten mit größeren Kräften und Momenten haben im Betriebsverhalten grundlegende Veränderungen zur Folge. Aus diesem Grund gelten die vorhandenen Erfahrungswerte nicht mehr, und ein Lernen am gebauten Objekt wird stark eingeschränkt.

1. Untersuchung von elektrischen und mechanischen Teilsystemen

Man ging bei den Untersuchungen zunächst daran, die Teilsysteme herauszuarbeiten und diese Teilsysteme getrennt zu bearbeiten.

Dabei erweist sich die Auslegung des elektrischen Teilsystems als relativ problemlos, wenn man die systemtechnischen Methoden der Regelungstechnik anwendet. Überlastungen sind im elektrischen Teilsystem z. B. durch Strom- oder durch Stromanstiegsbegrenzer zu vermeiden.

Die Optimierungsverfahren der Regelungstechnik erreichten bereits Mitte der fünfziger Jahre einen gewissen Abschluß. So wurden schon damals die noch heute allgemein anerkannten Optimierungsverfahren wie praktisches Optimum, Betragsoptimum und insbesondere symmetrisches Optimum entwickelt.

Die Schwierigkeiten müssen deshalb bei der Auslegung des mechanischen Teilsystems zu suchen sein. Dieses stellt nämlich ein schwingungsfähiges, gedämpftes Feder-Masse-System dar. Es kann durch Lasteingänge, Sollwertvorgaben und Storfunktionen zu Schwingungen angeregt werden. Dadurch entstehen dynamische Lastüberhöhungen und Schwingbeanspruchungen, die zur Bauteilermüdung führen. Die Last- und Drehmomentüberhöhungen wurden zunächst von den Amerikanern in den sechziger Jahren erforscht. Sie führten den Begriff TAF (Torque Amplification Factor) ein. Bei großen Walzwerksantrieben, bei denen man anfangs Schwingbeanspruchungen völlig vernachlässigt hatte, kann der TAF - zur Überraschung aller - Werte bis zu 8,5 annehmen, wenn die Systemlose berücksichtigt werden.

Es gibt nun einige Möglichkeiten, diese Faktoren zu senken, wie zum Beispiel der Ersatz der alten spielbehafteten Wellenkupplungen durch Bogenzahnkupplungen, die die Systemlose entscheidend verringern. Da aber die Komplexität der heutigen Anlagen außerdem noch zu komplizierten Kopplungen der verschiedenen

Teilsysteme untereinander führen kann, wird in neuerer Zeit (seit den siebziger Jahren) auch gefordert, die Systemuntersuchungen ganzheitlich durchzuführen, d. h. mit Berücksichtigung der Reaktionen der Teilsysteme. Hierzu ist es notwendig, eine gemeinsame Sprache für das elektrische und das mechanische Teilsystem zu finden. Es gibt diesbezüglich sowohl Ansätze mit Ersatz-Zeitkonstanten, als auch besonders Gesamtsignalflußpläne (Blockschaltbilder).

2. Simulation

Mit der Simulation ist den Anlagenplanern ein hervorragendes Hilfsmittel gegeben. Vor der Ausführung einer Anlage kann man durch Simulation ihr Konzept überprüfen und bewerten. Die Leistungsfähigkeit von Alternativen ist leicht zu ermitteln und zu kontrollieren, denn am Modell lassen sich Streckenparameter wie Elastizitäten und Massen einer schwingungsfähigen Mechanik leicht ändern und sich ihr Einfluß auf das Systemverhalten beobachten.

Systemkomponenten können nicht nur nach ihrer statischen Beanspruchung dimensioniert werden, sondern auch im Hinblick auf ihre dynamische Leistungsfähigkeit ausgelegt werden. Ferner läßt sich das Zusammenwirken der Anlagenteile innerhalb eines Regelkreises beurteilen.

Ein besonderer Vorteil der Simulation ist darin zu sehen, daß man oft nur auf diese Weise an die Grenzwerte heranfahren kann. Außerdem bietet sich die Simulation oft aus Energieersparnisgründen an.

3. Projektmanagement

Die Produktionsanlagen werden zumeist aus Teilsystemen von verschiedenen Herstellern unter dem Gesichtspunkt möglichst geringer Kosten und im Vertrauen auf die Herstellergarantien zusammengestellt. Nach der Inbetriebnahme stellt sich dann aber vielfach heraus, daß die gesetzten Ziele nur schwer, wenn überhaupt zu erreichen sind. Der Grund ist darin zu sehen, daß die vorher geschilderten Reaktionen zwischen den Teilsystemen nur unzureichend berücksichtigt wurden. Aus diesen Erkenntnissen ergeben sich folgende Forderungen:

Die Neuplanung wie auch der Umbau einer Produktionsanlage muß mit den systemdenkenden Methoden des Projektmanagements und nicht in Alleingängen der einzelnen Hersteller und Abteilungen ablaufen. Dies bedeutet, daß mit methodischer Vorgehensweise das Know-How der verschiedenen Seiten zu koordinieren ist. Dabei sind die Forderungen an die verschiedenen Anlageneigenschaften unter Berücksichtigung derer Wechselwirkungen zu optimieren. Vorrangiges

Ziel ist die Korrelation der Anlagenverfügbarkeit zu den auftretenden Gesamtkosten. Dieses systemanalytische Vorgehen anstelle der routinemäßigen Fachorientierungen liefert technisch bessere und unter Umständen sogar preisgünstigere Lösungen.

Die zweite Forderung besteht darin, während des Projektablaufs das Wirksystem Produktionsanlage ganzheitlich zu planen, das Zusammenspiel der verschiedenen Teilsysteme in den gegenseitigen Abhängigkeiten zu analysieren und interdisziplinär zu gestalten. Um bei dieser systemtechnischen Gestaltung den notwendigen Überblick zu gewinnen, ist es notwendig, zunächst die Struktur als eine der wichtigsten Eigenschaften des Anlagensystems zu entwickeln. Dabei ist das allgemeine Anlagensystem gegenüber seiner Umgebung abzugrenzen.

Bei der Gestaltung der Antriebssysteme muß man zunächst davon ausgehen, daß die Betriebsmittel durch die Technologiebedingungen des Prozesses vorgegeben sind. Die aus den vorgegebenen Technologiebedingungen hergeleiteten Größen, wie z. B. Kräfte, Drehmomente, Geschwindigkeiten etc., sind statisch und dynamisch bestmöglich zu erfüllen. Das bedeutet, daß das Betriebssystem im determinierten Führungs- und stochastischen Störverhalten so schnell, so schwingungsfrei und so genau wie erforderlich auf die gewünschten Regelwerte gebracht werden kann, ohne dabei Schäden zu erleiden.

Um die Forderungen an das statische und dynamische Betriebsverhalten der Antriebssysteme technisch und wirtschaftlich optimal erfüllen zu können, ist bei der Auslegung eine umfassende Systemgestaltung erforderlich. Dabei ergibt sich das Problem, das jeweilige Verhalten der verschiedenen Baukomponenten und ihre interdisziplinären Verknüpfungen bis zum Leitsystem methodisch zu konzipieren.

4. Fazit

Mit den Hilfsmitteln der Rechnung und Simulation, in neuerer Zeit erleichtert und verfeinert durch den hohen Stand bei der Entwicklung analoger und vor allem digitaler Rechenanlagen, müssen beanspruchungsgerechte Lösungen, die zudem fertigungs- und instandhaltungsgerecht sind, gefunden werden. Die große Schwierigkeit dabei ist, daß die Ganzheit eines komplexen Antriebs mehr ist, als die Summe seiner Komponenten.

5. Literatur

[1] W. Ker Wilson Practical Solution of Torsional Vibration Problems, Vol. one, Third Edition: Frequency Calculation, Chapman & Hall 1971

[2] S. R. Petersen Impact Torsional Vibration of Direct-current Hot Strip Mill drive Motors, Iron and Steel Engineer, Oct. 1964, S. 105 bis 110

[3] Ch. W. Thomas u. a. Torque Amplification and Torsional Vibration in Large Reversing Mill Drives, Iron and Steel Engineer, May 1969, S. 55 bis 73

[4] A. S. Herman, I. Wright Determination of Hot Strip Mill Torque Amplification Factors, Iron and Steel Engineer, Dec. 1969, S. 49 bis 58

[5] H. Honjyo, H. Watanabe Impact loading and vibration of the slabbing mill, Iron and Steel Engineer, May 1975, S. 31 bis 38

[6] G. Monaco Dynamics of rolling mills - Mathematical models and experimental results, Iron and Steel Engineer, Dec. 1977, S. 35 bis 46

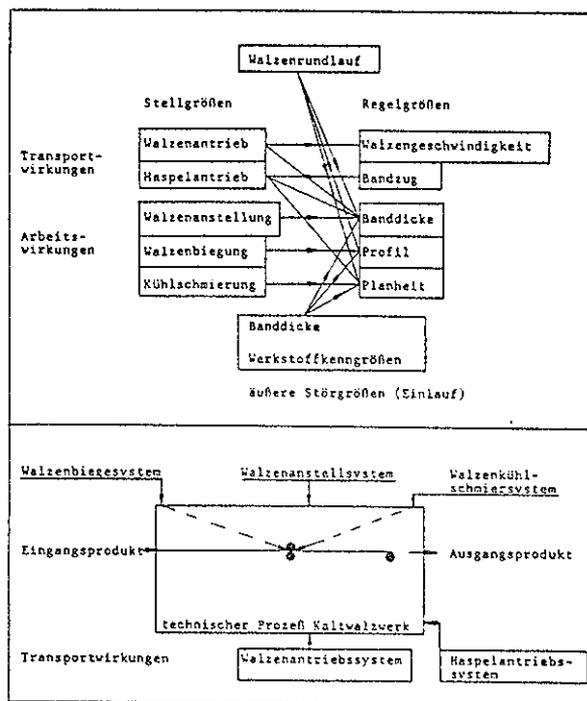


Bild 1: Mehrfachkopplung bei Maschinensystemen am Beispiel einer Kaltbandwalzanlage

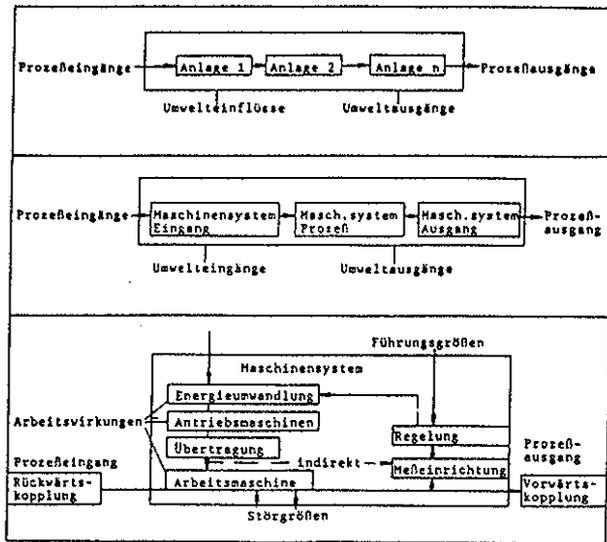


Bild 2: Schema eines Planungsprozesses nach system-technischen Gesichtspunkten

SPANNUNGSOPTISCHE, UNTERSUCHUNGEN TEILPLASTISCHER BEANSPRUCHUNGEN MIT DEM MODELLWERKSTOFF SILBERCHLORID

H.-J. Weber

1. Einleitung

Die Spannungsoptik ist ein weitverbreitetes Verfahren zur experimentellen Ermittlung von Bauteilbeanspruchungen. Die hierbei verwendeten Modellmaterialien sind meist durchsichtige Kunststoffe wie z.B. Epoxidharze. Wegen ihrer rheologischen Eigenschaften sind diese Werkstoffe jedoch nicht dazu geeignet, auch bei plastischen Verformungen zur Spannungsermittlung eingesetzt zu werden. Trotz verschiedener Versuche ([1]) ist es nicht gelungen andere Kunststoffe zu finden, die hierbei Verwendung finden könnten.

Erst mit der Anwendung des Werkstoffs Silberchlorid ([2],[3]) wurde ein Material gefunden, das den Anforderungen eines spannungsoptischen Modellwerkstoffs genügt.

2. Eigenschaften und Herstellung des Silberchlorids

Silberchlorid, das auch als durchsichtiges Metall bezeichnet wird, hat einen kristallinen Aufbau wie ein Metall und sein Spannungs-Dehnungs-Diagramm ist dem eines Metalls ähnlich (Bild 1). Darüber hinaus ist es aber durchsichtig und zeigt bei Belastung einen spannungsoptischen Effekt.

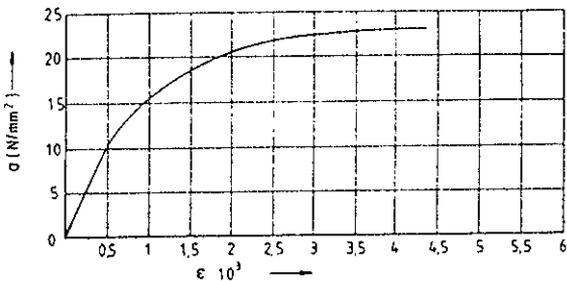


Bild 1: σ - ϵ -Diagramm von Silberchlorid bei Raumtemperatur

Die Herstellung von Silberchloridproben ausreichender Qualität bereitete lange Zeit Schwierigkeiten, da für die spannungsoptischen Untersuchungen ein quasiisotropes, feinkörniges und möglichst texturfrees Material benötigt wird.

In [4] wird ein Verfahren vorgestellt, das es ermöglicht, Proben zu erzeugen, die diese Anforderungen in genügendem Maße erfüllen. Hierbei wird Silberchloridpulver zunächst zu einem grobkörnigen, jedoch schon klaren und durchsichtigen Rohling zonen geschmolzen (Bild 2). Um ein feinkörnige Gefüge zu erreichen, wird der Rohling einer mehrfachen Umform- und Glühoperation unterworfen. Das Ergebnis sind quasiisotrope, feinkörnige Silberchloridplatten mit einer Dicke von ca. 3,5 mm, die spanend zu Modellen für spannungsoptische Versuche weiterverarbeitet werden können.

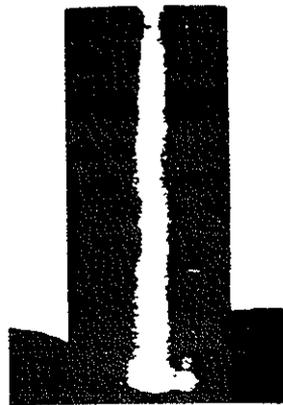


Bild 2: AgCl-Schmelzrohling

3. Spannungsoptische Untersuchungen mit Silberchlorid

3.1 Untersuchung eines Biegebalkens

Zur Ermittlung der spannungsoptischen Konstante wurden aus den so hergestellten Silberchloridplatten Proben gefertigt und einer Biegebeanspruchung unterworfen.

Die Bilder 3 bis 5 zeigen die Isochromatenaufnahmen eines Biegebalkens unter verschiedenen Belastungen.

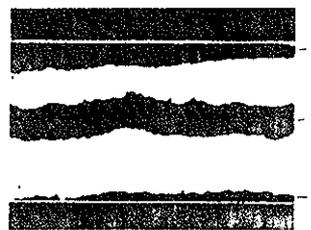


Bild 3: Isochromatenaufnahme eines Biegebalkens ($M_b = 1000$ Nmm, elastisch)

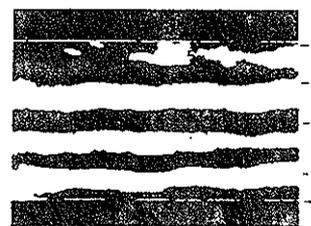


Bild 4: Isochromatenaufnahme eines Biegebalkens ($M_b = 2000$ Nmm, elastisch)

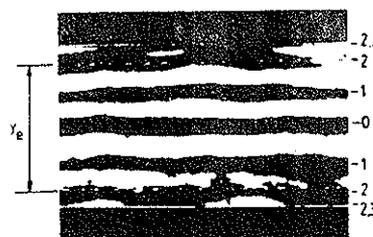


Bild 5: Isochromatenaufnahme eines Biegebalkens ($M_b = 2500$ Nmm, teilweise plastische Verformung, y_e = elastischer Bereich)

Während in Bild 3 der Balken sich rein elastisch verformt hat, ist in Bild 4 am Rand gerade die Streckgrenze erreicht. In Bild 5 führte die Belastung zu einer teilweisen plastischen Verformung. Die rechnerisch ermittelte Grenze des elastischen Bereichs ist in Bild 5 eingetragen. Die Streckgrenze lag bei diesen Versuchen bei ca. $9,5 \text{ N/mm}^2$. In den Bild 6 und 7 ist der spannungsoptisch ermittelte Spannungsverlauf über dem Balkenquerschnitt bei den Belastungen nach Bild 4 und 5 dargestellt. Während sich in Bild 6 noch keine Veränderung des Spannungsverlaufs zur elastischen Beanspruchung feststellen läßt, ist in Bild 7 deutlich ein Abknicken der Spannung bei Erreichen der Fließgrenze zu erkennen. Da Silberchlorid sich verfestigt, steigt auch im plastischen Bereich der Spannungsverlauf noch an. Die aus diesen Versuchen ermittelte spannungsoptische Konstante betrug 15 N/mm .

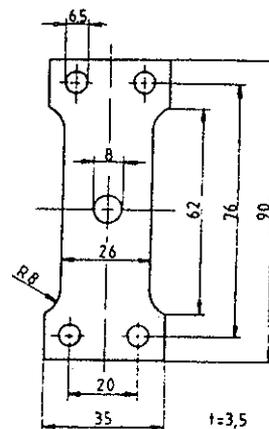


Bild 8: Abmessungen der untersuchten AgCl-Proben

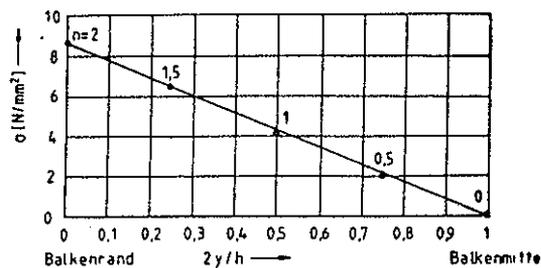


Bild 6: Spannungsverlauf im Balken nach Bild 4
(n = gemessene Ordnungen)

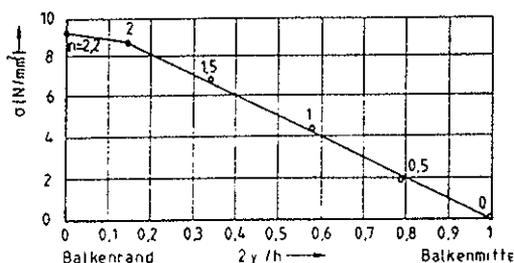


Bild 7: Spannungsverlauf im Balken nach Bild 5
(n = gemessene Ordnungen)

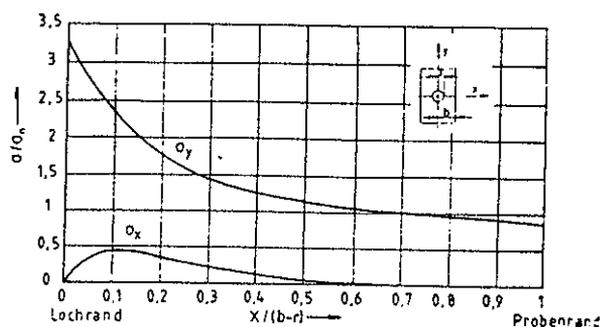


Bild 9: Spannungsverteilung des Zugstabes mit Loch nach Bild 8 im engsten Querschnitt (elastisch)

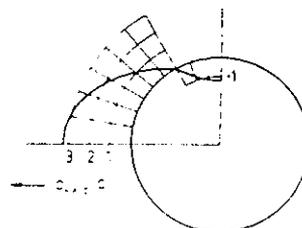


Bild 10: Spannungsverteilung des Zugstabes mit Loch nach Bild 8 am Lochrand (elastisch)

3.2 Untersuchung von Kerbbeanspruchungen mit teilplastischer Verformung

Untersucht wurden die Kerbspannungen in einem gelochten Zugstab. Hierzu wurde ein Lochstab der in Bild 8 dargestellten Abmessungen aus Silberchlorid hergestellt und in einer geeigneten Vorrichtung in Längsrichtung mit einer Zugkraft belastet. Der sich einstellende Spannungszustand ist in der Umgebung des Lochs - mit Ausnahme des Lochrandes- zweiachsig und erreicht am Lochrand im engsten Querschnitt seinen maximalen Wert. Die Spannungsverteilung im engsten Querschnitt und längs des Lochrandes bei elastischer Beanspruchung zeigen die Bilder 9 und 10.

Wird der Zugstab soweit belastet, daß in Teilbereichen die Elastizitätsgrenze überschritten ist, so ergibt sich die in Bild 11 wiedergegebene Isochromatenverteilung. Die Auswertung dieses Isochromatensbildes ist in Bild 12 und 13 dargestellt. Deutlich sichtbar ist das Abknicken des Spannungsverlaufs beim Erreichen der Fließspannung. Außerdem ist zu erkennen, daß die maximalen Spannungen nicht direkt am Lochrand, sondern in einer gewissen Entfernung davon auftreten. Zu erklären ist diese Spannungsverteilung durch die bei mehrachsigen Spannungszuständen wirksam werdende Stützwirkung. Durch die Mehrachsichtigkeit der Spannungen in der Umgebung des Loches erfolgt in diesen Gebieten eine Behinderung des plastischen Fließens. Dadurch erträgt der Werkstoff hier eine höhere Spannung. Da direkt am Lochrand die Spannung nur einachsig ist, tritt dort keine Stützwirkung auf und das Material fließt bei niedrigeren Spannungen als in den Nachbarbereichen.

Wie in Bild 13 erkennbar, wird der Spannungsverlauf entlang des Lochrandes durch die Plastifizierung an der höchstbeanspruchten Stelle auch in den Gebieten mit elastischen Verformungen beeinflusst. Der Null-durchgang der Spannungen ändert seine Lage nicht, doch wird die maximale Druckspannung erhöht.



Bild 11: Isochromatenaufnahme eines AgCl-Zugstabes ($\sigma_n = 3,85 \text{ N/mm}^2$ mit teilplastischer Verformung)

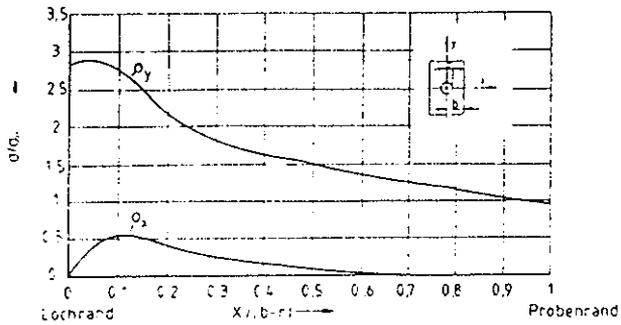


Bild 12: Spannungsverlauf im engsten Querschnitt des AgCl-Zugstabes bei $\sigma_n = 4,5 \text{ N/mm}^2$

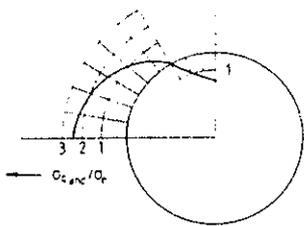


Bild 13: Bezogene Spannungen um den Lochrand der Belastungsstufe nach Bild 12

Die plastischen Verformungen bei höheren Belastungen lassen sich auch in Bild 14 erkennen. Deutlich sieht man die in den plastifizierten Gebieten auftretenden Fließlinien. Bild 15 zeigt im Lochinnern den Beginn eines Risses, der sich in der Ebene senkrecht zur Stabebene fortplant. Dies stimmt mit der Theorie überein, die ein Versagen in Richtung der größten Schubspannungen erwarten läßt. Da man die Spannungen senkrecht zur Stabebene (z-Richtung) als annähernd Null voraussetzen kann und die Spannungen in Zugrichtung (y-Richtung) und Querrichtung (x-Richtung) im vorliegenden Fall positiv sind, treten in der y-z-Ebene die größten Schubspannungen auf. Der Versagensbeginn ist also unter 45° in dieser Ebene zu erwarten.

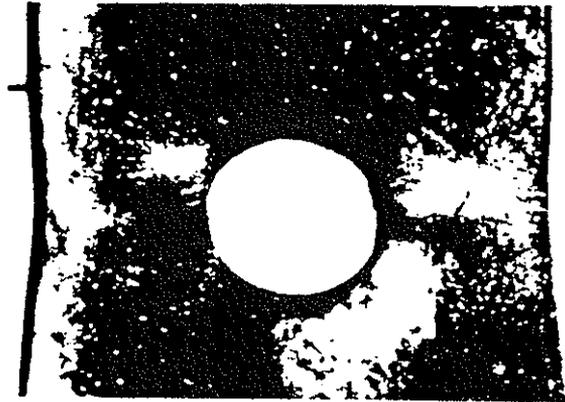


Bild 14: Verformungen am Lochrand eines AgCl-Zugstabes



Bild 15: Anriß unter 45° zur Hauptbelastungsebene an der Innenkante des Loches eines AgCl-Zugstabes

4. Ähnlichkeit

Wie bei allen Modellverfahren müssen die Ergebnisse der spannungsoptischen Untersuchungen auf eine Hauptausführung übertragen werden. Will man eine strenge physikalische Ähnlichkeit erreichen, so hat man die hierfür geltenden Ähnlichkeitskennzahlen einzuhalten. Unter der Voraussetzung der reinen statischen Ähnlichkeit sind dies die beiden folgenden Kennzahlen:

$$K_{el} = \frac{El^2}{F}$$

$$K_{pl} = \frac{k_f l^2}{F}$$

wobei K_{el} für die Ähnlichkeit im elastischen Bereich und K_{pl} für ähnliches Bauteilverhalten bei plastischer Verformung einzuhalten ist. Gilt die Voraussetzung der reinen statischen Ähnlichkeit nicht, wie zum Beispiel bei den meisten Kalt- oder Warmumformverfahren, so müssen Zeit und Temperatur in den Ähnlichkeitsbeziehungen mit berücksichtigt werden.

Die Versuchspraxis zeigt jedoch, daß eine strenge physikalische Ähnlichkeit bei spannungsoptischen Untersuchungen nicht einzuhalten ist, man muß sich mit einer angenäherten Ähnlichkeit begnügen. Dies ist auch bei dem Modellwerkstoff Silberchlorid der Fall. Die größte Abweichung von der strengen Ähnlichkeit kann hierbei durch Unterschiede im Spannungs-Dehnungs-Verhalten zwischen dem Modellmate-

rial und dem Werkstoff der Hauptausführung auftreten. Zwar zeigen einige Metalle bei Raumtemperatur oder höheren Temperaturen (z.B. Al99,5) ein ähnliches Spannungs-Dehnungs-Diagramm wie Silberchlorid, doch wird in den meisten Fällen eine mehr oder weniger große Abweichung festzustellen sein. Bei kleinen plastischen Verformungen, wie sie meist nur bei gekerbten Bauteilen zugelassen werden, sind die Unterschiede klein und können vernachlässigt werden. Bei größeren Verformungen ist dies aber nicht immer gegeben und muß ggf. bei der Auswertung berücksichtigt werden. Doch sind die Versuche mit dem Modellwerkstoff Silberchlorid auch dann noch genauer als Rechnungen, die mit einem idealplastischen Werkstoffansatz arbeiten.

5. Zusammenfassung

Die dargestellten Untersuchungen haben gezeigt, daß mit Silberchlorid ein geeigneter Modellwerkstoff gefunden wurde, um auch Beanspruchungen mit teilplastischen Verformungen mit Hilfe der Spannungsoptik darzustellen und Erkenntnisse für die Gestaltung von Bauteilen zu gewinnen. So machen die Versuchsauswertungen des Zugstabes mit Loch deutlich, daß bei genügender Duktilität des Werkstoffs Spannungsspitzen im Bauteil abgebaut werden und durch Teilplastifizierung die Tragfähigkeit der Konstruktion nicht beeinträchtigt werden muß.

6. Literatur

- [1] Lorek, R. Prüfung der Genauigkeit und Übertragbarkeit ebener photoplastischer Versuche
Diss. TH München, 1961

- [2] Voroncov, V.K. Fotoplastičnost. Primenie metoda k issledovaniju processov obrabotki metallov davelniam
Poluhin, P.I. (Photoplastizität, Anwendung der Methode zur Erforschung von Umformprozessen der Metalle)
Moskau, 1969

- [3] Schmidt, O.A. Beitrag zur Untersuchung von Umformvorgängen beim Strangpressen von Metallen mit Hilfe spannungsoptischer Methoden
Diss. TU Clausthal, 1981

- [4] Weber, H.-J. Eigenschaften des spannungsoptisch aktiven Modellwerkstoffs Silberchlorid und seine Anwendung auf die Untersuchung von Spannungszuständen mit teilweise plastischer Verformung
Diss. TU Clausthal, 1986

UNTERSUCHUNG TEILPLASTISCHER VORVERFORMUNG AN MASCHINENBAUTEILEN MIT HILFE DER SPANNUNGSOPTIK

H.-J. Weber

1. Einleitung

Bei kleiner werdender Rohstoff- und Energiereserven in der Welt wird an den Ingenieur immer häufiger die Forderung herangetragen, technische Produkte rohstoff- und energiesparend herzustellen und zu betreiben. Beim Betrieb von Maschinen und Anlagen besteht zusätzlich die Forderung nach der Reduzierung von Massen bei gleichzeitiger Steigerung der Arbeitsgeschwindigkeit und des Energieumsatzes (Steigerung der spezifischen Leistung). Diese Forderungen werden in modernen Konstruktionen durch Prinzipien des Leichtbaus erfüllt, der zum einen weniger Werkstoff benötigt und zum anderen durch geringeres Gewicht der zu bewegenden Teile Energie einspart. Beim Leichtbau geht man heute soweit, daß man bei selten auftretenden Belastungsspitzen Teilplastifizierung an den höchstbeanspruchten Stellen zuläßt oder durch vorherige gezielte Überbeanspruchung (z.B. Recken, Oberflächenrollen) Eigenspannungen aufbringt, die den im Betrieb herrschenden Spannungen entgegengerichtet sind und so helfen, die auftretenden Spannungsspitzen abzubauen ([1], [2])

Hierbei sind Kenntnisse über das überelastische Werkstoffverhalten unerlässlich, da beim Leichtbau die Werkstoffeigenschaften bei Teilplastifizierung (z.B. Beginn der plastischen Verformung, Höhe der Verfestigung), das Bauteilverhalten bei überelastischer Beanspruchung in Teilbereichen sowie die Höhe und Verteilung eventuell vorhandener Eigenspannungen für das Versagen der Konstruktion von ursächlicher Bedeutung sind.

2. Spannungsermittlung bei teilplastischer Verformung

Wie bei elastischer Beanspruchung kann man sich bei teilweise plastischer Verformung verschiedener Methoden bedienen, um die auftretenden Spannungen zu ermitteln.

Wegen des nichtlinearen Zusammenhangs zwischen Spannungen und Dehnungen im plastischen Bereich lassen sich rechnerische Methoden nur sehr begrenzt anwenden. Dies gilt auch für FEM-Berechnungen. Obwohl in letzter Zeit wiederholt der Versuch gemacht wurde, plastische Verformungen mit Hilfe der Finiten-Element-Methode oder anderen Rechenverfahren zu erfassen ([3] bis [7]), zeigen sich besonders für höhere Verformungen verstärkt die Grenzen dieser Verfahren. Insbesondere ist es hierbei schwierig, das Verfestigungsverhalten des Werkstoffs in die Rechnung einzubeziehen. Der Rechenaufwand erhöht sich dabei um das einhundert- bis zweihundertfache einer elastischen FE-Rechnung. Dazu kommt, daß bei plastischen Verformungen es sehr wichtig ist, eine genügend feine Netzunterteilung in den plastischen Gebieten vorzunehmen, was den Generier- und Rechenauf-

wand weiter vermehrt. Auch die Ermittlung und Berücksichtigung von Eigenspannungen läßt sich auf rechnerischem Wege nicht verwirklichen. Aussagefähige Ergebnisse sind daher im Moment noch nur für Sonderfälle zu erwarten.

Von den experimentellen Verfahren zur Spannungsermittlung haben viele den Nachteil, daß der Spannungszustand nicht punktuell, sondern nur integral über einen endlichen Bereich festzustellen ist (z.B. DMS). Andere Methoden, wie z.B. mit Hilfe von Röntgenstrahlen, erfordern einen verhältnismäßig hohen Aufwand und liefern im wesentlichen nur Vergleichswerte. Bei diesen Methoden fehlt ferner die Möglichkeit, zuverlässige Ergebnisse auch im Bereich hoher Verformungen zu liefern.

Zur Beobachtung von Vorgängen und Spannungsfeldern über einen größeren Bereich (Ganzfeldverfahren) bieten sich bei den optischen Verfahren die Spannungsoptik, die Moire-Technik und die Holographie an. Die beiden letzteren sind auch zur Erfassung größerer und plastischer Verformungen geeignet. Für eine Auswertung der Spannungen benötigen sie aber eine Spannungs-Dehnungs-Beziehung und stellen für die hier beabsichtigten Untersuchungen im besten Fall ergänzende Verfahren mit höherem Genauigkeitsgrad bei der Erfassung der Oberflächenverformungen dar (Hybridtechnik). Eine in der experimentellen Handhabung relativ einfache Methode mit der Möglichkeit, in jedem interessierenden Punkt die genaue Beanspruchung bestimmen zu können, ist die Spannungsoptik. Da die für die Untersuchung an Originalteilen eingesetzten Oberflächenverfahren nur Verformungen innerhalb des elastischen Bereichs der Oberflächenschicht zulassen, eignen sich für die vorliegende Aufgabe der Untersuchung von mindestens Teilgebieten mit hoher plastischer Verformung nur Modellverfahren. Da hier jedoch mit durchsichtigen Modellwerkstoffen gearbeitet werden muß, liegt die Hauptschwierigkeit darin, das geeignete Material für Modellversuche plastischer Beanspruchung zu finden. Falls geeignete Modellmaterialien zur Verfügung stehen, die in ihrem mechanischen Verhalten einem Metall vergleichbar sind und gleichzeitig gute spannungsoptische Eigenschaften besitzen, besteht die Möglichkeit, den Anwendungsbereich der Spannungsoptik mit ähnlich gutem Erfolg wie bei rein elastischen Beanspruchungen auch auf die Bestimmung der Spannungen bei überelastischer Beanspruchung auszuweiten.

3. Spannungsoptische Modellwerkstoffe bei Teilplastizität

Versuche, zur Simulierung von Maschinenstrukturen aus Metallen auch bei überelastischen Beanspru-

chungs Zuständen Kunststoffe einzusetzen ([8], [9]), scheiterten an den zu Metallen unterschiedlichen rheologischen Eigenschaften dieser Werkstoffe. Dies zeigt sich sowohl im Spannungs-Dehnungs-Diagramm (Bild 1) als auch im zeitlichen Verhalten (Bild 2).

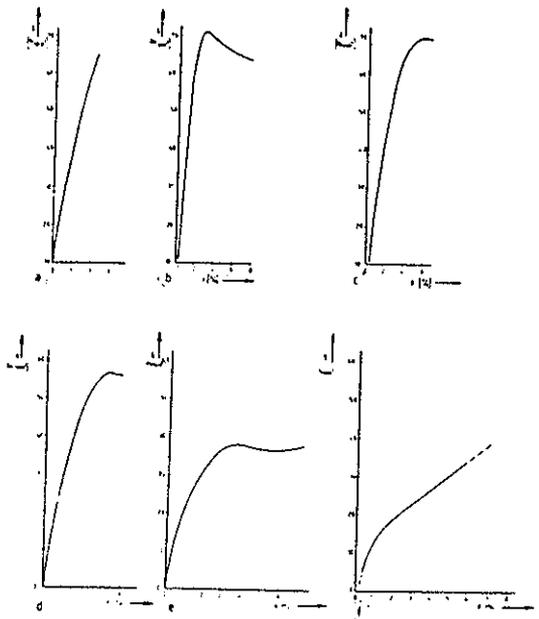


Bild 1: Spannungs-Dehnungs-Diagramme verschiedener Kunststoffe
a, d, e, f verschiedene Leguval-Sorten,
b Plexidur, c Makrolon

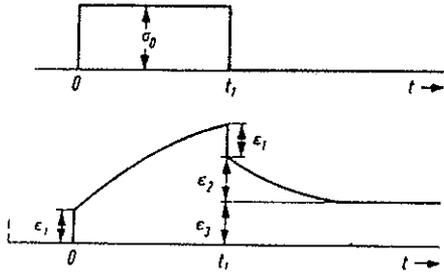


Bild 2: Zeitlicher Verlauf von Spannungen und Dehnungen von Kunststoffen (aus [34])

Während bei Kunststoffen Relaxations- und Kriechvorgänge von Bedeutung sind, treten bei Metallen diese Erscheinungen bei den meisten Einsatzfällen nur in vernachlässigbar kleinen Größen auf. Diese unterschiedlichen Eigenschaften spiegeln sich auch in den Ersatzmodellen des Werkstoffverhaltens wider. So wird das Verhalten der Kunststoffe als ein Feder-Dämpfer-System dargestellt (Bild 3), wohingegen die Metalle durch ein einfaches Feder-Masse-Modell erfaßt werden (Bild 4). Man muß sich daher sehr

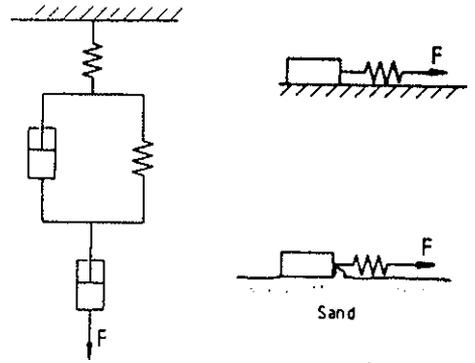


Bild 3:
Feder-Dämpfer-Modell
von Kunststoffen ([34])

Bild 4:
Feder-Masse-Modell für
ein Metall ohne (oben)
und mit (unten)
Verfestigung

deutlich machen, daß das mechanische Verhalten von Metallen verglichen mit den in der Spannungsoptik üblicherweise verwendeten Kunststoffen auf unterschiedlichen physikalischen Effekten beruht. Kunststoffe sind amorphe, makromolekulare, organische Verbindungen, Metalle dagegen haben eine kristalline Gitterstruktur und sind anorganische Materialien. Es ist daher einzusehen, daß Kunststoffe nur dort als Modellmaterialien für Metalle eingesetzt werden können, wo dies der unterschiedliche Aufbau gestattet. Dies ist zum Beispiel bei elastischen Verformungen der Fall. Sowohl bei Metallen als auch bei Kunststoffen führen genügend kurzzeitige Belastungen unterhalb der Proportionalitätsgrenze, vereinfachend ausgedrückt, nur zu reversiblen Änderungen der Atom- bzw. Molekülkettenabstände. Anders sind die Vorgänge bei plastischen Verformungen. Bei Metallen erfolgt eine plastische Verformung durch Entstehung und Wandern von Versetzungen sowie durch Zwillingsbildung. Ein solcher Mechanismus tritt bei den Kunststoffen nicht auf. Entweder werden beim Verlassen des oft nur näherungsweise vorhandenen Hooke'schen Bereichs die Bindungen zwischen den Molekülketten zerstört (spröder Bruch) oder Teile von Makromolekülen werden durch Lösen und Neubildung der Valenzbindungen umgelagert (plastische Verformung). Da in beiden Fällen die Vorgänge mit den in einem Metall auftretenden Phänomenen nicht vergleichbar sind, besteht auch keine Ähnlichkeit der auftretenden Spannungen. Zur Untersuchung plastischer Verformungen in Metallen mit Hilfe von spannungsoptischen Modellverfahren ist es daher notwendig, einen Modellwerkstoff zu finden, der in seinem Aufbau und damit seinem kristallographischen Verhalten dem eines Metalls ähnlich ist.

Der Gedanke, das typische Verhalten mechanischer Werkstoffe durch transparente und spannungsoptisch aktive, aber im Werkstoffaufbau gleichartige Materialien nachzubilden, führte zu zahlreichen Grundlagenuntersuchungen. Ein geeigneter Modellwerkstoff wurde schon in den dreißiger Jahren von russischen Wissenschaftlern gefunden und als durchsichtiges Metall bezeichnet. Es handelt sich um Silberchlorid (AgCl), ein Metallhalogenid. In den folgenden Jahren beschäftigten sich eine Reihe von Veröffentlichungen mit diesem Werkstoff ([10] bis [13]). Seine breitere Verwendung scheiterte aber an der schwierigen Handhabbarkeit und Herstellung sowie an den relativ hohen Kosten (75% Silberanteil). Erst in [14] wurde ein Verfahren entwickelt, das erste Hinweise für einen erfolgreichen Einsatz des Modellwerkstoffs Silberchlorid in der Spannungsoptik gibt. Durch die in [15] erfolgte Weiterentwicklung dieser Methode, besteht nun die Möglichkeit, auch teilplastische Verformungen mit Hilfe der Spannungsoptik zu untersuchen.

4. Paßfedernabe mit teilplastischer Deformation

Paßfederverbindungen gehören zu den ältesten Maschinenelementen. Trotz ihrer Nachteile ist die Paßfeder auch heute noch eine weit verbreitete Methode zur Verbindung von Welle und Nabe. Der Grund für die immer noch häufige Verwendung ist in der relativ einfachen Herstellung und der universellen Anwendbarkeit zu suchen. Trotz der langen und häufigen Anwendung ist die Berechnung von Paßfederverbindungen mit Unsicherheiten verbunden. Meist legt man die Paßfeder auf Flächenpressung aus, ohne andere Belastungen zu berücksichtigen, die im vorliegenden Anwendungsfall oft eine höhere Beanspruchung bewirken.

Neben der Flächenpressung tritt in den Eckenausrundungen der Nabe eine zusätzliche Belastung auf, die besonders bei dünnen Nabenkonstruktionen, z.B. bei Hohlwellen in Aufsteckgetrieben, als kritisch anzusehen ist. In [16] wird eine Methode vorgeschlagen, Paßfederverbindungen zu berechnen, wobei hauptsächlich die Belastung der Paßfeder selbst bzw. der Lasteinleitungszonen betrachtet wird. Die Spannungsüberhöhung in den Nutecken der Nabe bleibt bei den dort durchgeführten Untersuchungen unberücksichtigt. Hier soll nun als Beispiel für die Anwendung des Modellwerkstoffs Silberchlorid untersucht werden, inwieweit es möglich ist, die Beanspruchung in den Nabenecken durch eine vorhergehende Teilplastifizierung abzubauen.

4.1 Grundlegende Untersuchungen der Beanspruchung in den Ecken der Nabennut

Bevor die Auswirkung einer Teilplastifizierung abgeschätzt werden konnte, mußte die Belastung der Nabennut im elastischen Bereich untersucht werden. Einen großen Einfluß auf die Spannungen in den Eckenausrundungen hat die Lage der Paßfeder. Tritt eine Schiefstellung der Paßfeder auf, so werden die Ecken zusätzlich belastet. Da dieses Schiefstellen unkontrolliert erfolgt und nicht den normalen Belastungsfall darstellt, wurde in den folgenden Untersuchungen diese Bewegung der Paßfeder durch Fixieren an der Welle verhindert.

Von besonderem Interesse war die unterschiedliche Spannungsüberhöhung in den Nutecken bei verschiedenen Nabendurchmessern. Untersucht wurde hierzu eine Welle-Nabe-Verbindung mit einem Wellendurchmesser von 100 mm und der zugehörigen Paßfedergeometrie nach DIN 6885 Form E. Die Nabe war als glatte Hohlwelle mit konstantem Durchmesser im Eingriffsbereich ausgebildet. Ihr Außendurchmesser wurde im Laufe der Untersuchungen variiert.

Die Untersuchung erfolgte mit Hilfe verschiedener spannungsoptischer Einfrierversuche, die durch ebene spannungsoptische Versuche ergänzt wurden.

4.1.1 Räumliche spannungsoptische Untersuchungen

Zur Durchführung der räumlichen Einfrierversuche wurden Modelle der oben angegebenen Welle-Nabe-Verbindungen im Maßstab 1:1 aus dem spannungsoptischen Modellwerkstoff Lekutherm X30S hergestellt und in einem Ofen bei 140°C einer querkraftfreien Drehmomentenbelastung unterworfen. Nach dem langsamen Abkühlen konnten dem Modell Schnitte entnommen werden, die spannungsoptisch ausgewertet wurden.

Die Versuche wurden an Naben mit dem Außendurchmesser 130, 140 und 150 mm durchgeführt. Bild 5 zeigt die Isochromatenaufnahme eines Schnittes.

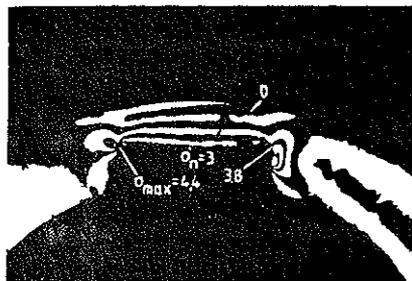


Bild 5: Isochromatenaufnahme einer Paßfedernabe $\varnothing 130$ mm, Schnitt aus räumlichem Einfrierversuch

Wie man erkennen kann, ist die der Lasteinleitungsseite entgegengesetzte Nutecke am höchsten belastet. Der Spannungsverlauf in dieser Ecke über die Nutlänge ist in Bild 6 für die drei Geometrien gemeinsam dargestellt. Deutlich zu sehen ist der bekannte ungleichmäßige Beanspruchungsverlauf über der Eingriffslänge, der sich bei allen formschlüssigen Welle-Nabe Verbindungen einstellt. Bei der Verbindung mit einem Nabenaußendurchmesser von 150 mm hat die Paßfeder wegen Fertigungsungenauigkeiten auf den ersten 25 mm nicht oder nur teilweise getragen. Der Spannungsverlauf ist daher insgesamt höher als dies bei der vorliegenden Verbindung zu erwarten ist. (Weitere Auswertung s. Abschnitt 4.1.3)

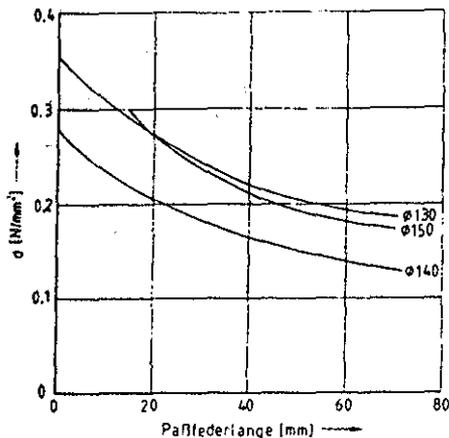


Bild 6: Spannungsverlauf über der Paßfederein-griffslänge der höchstbelasteten Nabennutecke

4.1.2 Ebene spannungsoptische Untersuchungen

Ergänzend zu den Einfrierversuchen des vorigen Abschnitts wurden ebene spannungsoptische Untersuchungen durchgeführt. Wegen der zu erwartenden höheren Kerbwirkungen erstreckten sich diese Versuche besonders auf den Bereich von 130 bis 140 mm. Hierzu wurden aus 5 mm starken Araldit B Platten ebene Modelle der Paßfederverbindungen des Abschnitts 4.1.1 im Maßstab 1:1 hergestellt. Der Außendurchmesser der Nabe betrug dabei 130, 132, 134, 136, 138, 140 und 150 mm. Diese Modelle wurden dann in einer Belastungsvorrichtung mit einem Drehmoment belastet. Die Bilder 7 und 8 zeigen die Isochromatenaufnahmen einiger Modelle unterschiedlichen Außendurchmessers.

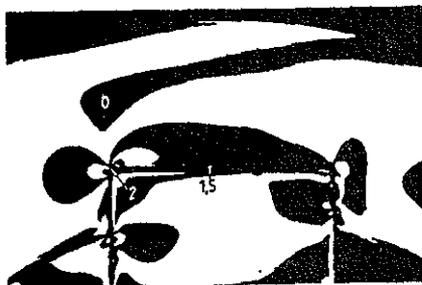


Bild 7: Isochromatenaufnahme einer ebenen Paßfeder-
verbindung, Nabenaußendurchmesser 150 mm

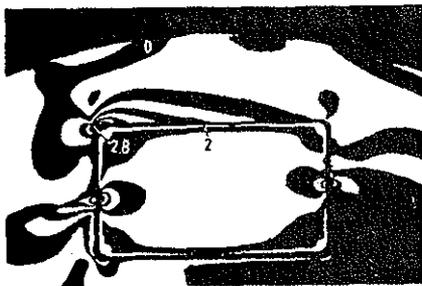


Bild 8: Isochromatenaufnahme einer ebenen Paßfeder-
verbindung, Nabenaußendurchmesser 134 mm

4.1.3 Ermittlung des Kerbfaktors an der Nutecke

Aus den räumlichen und ebenen spannungsoptischen Versuchen der Abschnitte 1.1 und 1.2 wurde der Kerbfaktor als Verhältnis der Spannungsüberhöhung an der höchstbelasteten Nabennutecke zur Spannung im ungestörten Querschnitt ermittelt. Wie man an den Isochromatenaufnahmen der räumlichen Versuche erkennen kann, wird die Nabe im Bereich der Paßfedernut auf Biegung und Zug beansprucht. Torsion tritt hier nicht oder nur in vernachlässigbar kleinem Maße auf. Da durch die Kreisform der Nabe und die stützende Welle im Inneren eine Behinderung der Biegung in der Nabe stattfindet, läßt sich der noch wirkende Anteil der Biegespannung und damit die Nennspannung auf rechnerischem Wege nicht ohne weiteres ermitteln. Die Spannung im ungestörten Querschnitt wurde daher aus den spannungsoptischen Aufnahmen ermittelt. Am Ende dieses Abschnitts wird eine Abschätzungsmöglichkeit der Nennspannung angegeben, die den Anforderungen der Praxis mit hinreichender Genauigkeit genügt.

Zur Darstellung des Kerbfaktors in Abhängigkeit der verschiedenen Nabendurchmesser wurde die von Ficker [17] vorgeschlagene Diagrammform gewählt. Hierbei wird der Kerbfaktor in Abhängigkeit des Ausdrucks $C \cdot 1/r$ aufgetragen, wobei r der Kerbradius und C eine Geometriekonstante ist. Der Vorteil dieser Darstellungsweise liegt darin, daß bei geeigneter Wahl der Nennspannung und des Faktors C die Kerbzahlkurve eine Gerade wird. Dies läßt eine höhere Ablesegenauigkeit zu und ist auch hilfreich bei der Ermittlung des Kerbzahldiagramms. Als C wurde in [31] der Wert t gewählt. Dabei ist t die Tiefe der Kerbe. Da im vorliegenden Fall die Nuttiefe konstant war, wurde als kennzeichnende Größe die Restdicke a der Nabe gewählt. Auf der Abszisse wurde also a/r aufgetragen.

Bild 9 zeigt die aus den räumlichen und ebenen spannungsoptischen Versuchen ermittelten Kerbzahlen. Wie man sieht, liegen die Werte in einem Streubereich, den man als Gerade annähern kann.

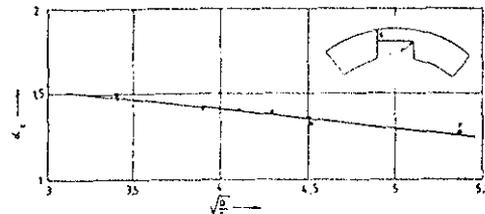


Bild 9: Kerbfaktordiagramm einer Paßfeder-nabe
o Werte aus räumlichen Versuchen
x Werte aus ebenen Versuchen

Wie weiter oben schon erwähnt, ist es nicht ohne weiteres möglich, die Nennspannung in der Nabe rechnerisch zu ermitteln. Betrachtet man die spannungsoptischen Aufnahmen, so erkennt man, daß der Isochromatenverlauf demjenigen in einem Biegebalken entspricht, wobei jedoch die Null-Isochrome (neutrale Faser) am oberen Nabenrand verläuft. Dies bedeutet, daß der Biegespannung eine Zugspannung überlagert ist, die in etwa den maximalen Wert der Biegespannung erreicht. Für die Praxis kann man also zur Ermittlung des Kerbfaktors als Nennspannung die doppelte Zugspannung im engsten Querschnitt der Nabe zugrunde legen. Zu beachten ist allerdings die unterschiedliche Belastung über den Paßfedereingriff.

4.2 Berücksichtigung plastischer Verformung der Nutecken

Zur Überprüfung der Spannungen bei Teilplastifizierung wurden Modelle der Nabe aus Silberchlorid gefertigt. Die relativ aufwendige Herstellung und der nur begrenzt zur Verfügung stehende Werkstoff zwangen jedoch dazu, andere Modellformen zu suchen, die weniger materialintensiv sind als ein Kreisring. Aus diesem Grund wurde versucht, ein gerades Modell des interessierenden Bereichs (Bild 10) für die Untersuchungen zu verwenden. Wird dieser Stab jedoch auf Zug mit den in Bild 10 eingezeichneten Angriffspunkten belastet, so ergibt sich ein zu hoher Biegeanteil im Bereich der Nut. Wie schon in Abschnitt 7.1.1 angesprochen, wird in der Paßfedernabe durch die Kreisform und die Stützwirkung der Welle im Innern ein Teil der Biegung verhindert. Um eine realistische Belastung im Stabmodell zu erhalten, wurde nun durch ein Kräftepaar ein Biegemoment in den Stab eingeleitet, das dem durch die Kraft an der Paßfeder bedingten Moment entgegengesetzt ist (s. Bild 10).



Bild 10: Gerades Modell einer Paßfedernabe

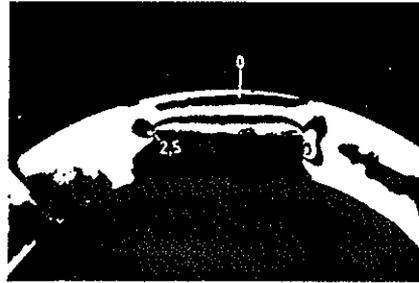


Bild 11: Isochromatenbild einer Paßfedernabe aus dem Einfrierversuch

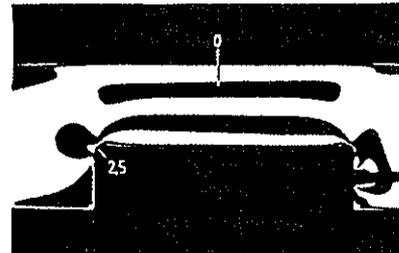


Bild 12: Isochromatenbild eines geraden, ebenen Paßfedermodells mit vergleichbarer Belastung wie in Bild 11

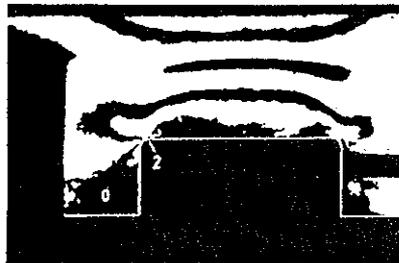


Bild 13: Gerades Modell einer Paßfeder aus AgCl elastische Beanspruchung

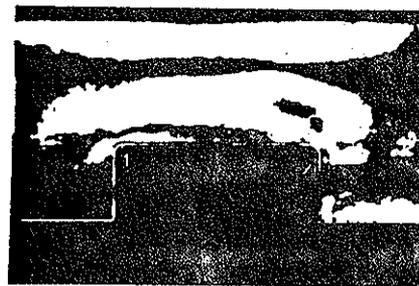


Bild 14: Gerades Modell einer Paßfeder aus AgCl ohne Belastung, mit Restspannungen aus plastischer Verformung

Die Höhe des Kompensationsmomentes wurde in Vorversuchen an Aralditmodellen ermittelt. Wie der Vergleich der Bilder 11 und 12 zeigt, konnte so eine zur Paßfedernabe annähernd gleiche Beanspruchung im Stabmodell erzeugt werden. Eine Überprüfung des noch wirkenden Momentes ergab, daß nur noch 20 bis 25% des durch die Paßfederkraft erzeugten Momentes wirksam sind. Es ergibt sich hierbei für die maximale Biegespannung ein Wert, der in etwa der Zugspannung im engsten Querschnitt entspricht. Dieses Ergebnis konnte schon in Abschnitt 4.1.3 durch Auswertung des Isochromatenbildes erzielt werden.

Die Bilder 12 bis 14 zeigen einen wie oben beschriebenen belasteten Stab mit verschiedenen Laststufen. Dabei wurde zunächst das Modell mit einer Kraft belastet, die auch an den am höchsten belasteten Stellen nur eine elastische Spannung zur Folge hatte (Laststufe 1, Bild 12). Dann wurde die Belastung gesteigert bis sich in den Nutecken eine plastische Verformung einstellte (Laststufe 2). Bei Entlastung

(Laststufe 3) ergab sich dabei der in Bild 13 dargestellte Eigenspannungszustand. In Laststufe 4 wurde das Modell mit der gleichen Kraft wie in Laststufe 1 belastet (Bild 14).

Ein Vergleich der Isochromatenverläufe der Bilder 12 und 14 entlang des Nutrandes zeigt Bild 15. Deutlich zu erkennen ist dabei die Verminderung der Belastung durch die erfolgte plastische Vorverformung. Bei genügend verformungsfähigem Werkstoff läßt sich also durch eine gezielte Überbeanspruchung mit teilweiser plastischer Deformation der in Bild 9 dargestellte Kerbfaktor wesentlich vermindern.

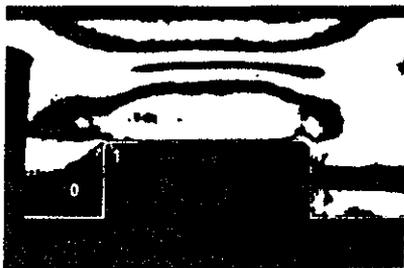


Bild 15: Gerades Modell einer Paßfeder aus AgCl gleiche Belastung wie in Bild 13 geringere Spannungen an Nabennutecke durch plastische Vorverformung

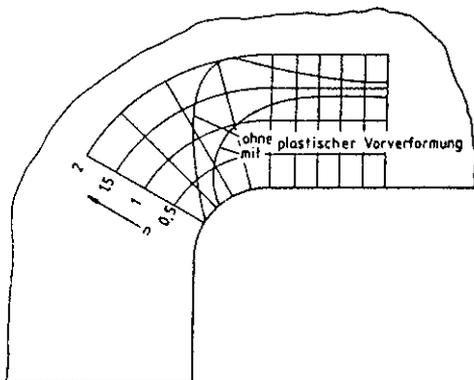


Bild 16: Verlauf der Ordnungen in der kritischen Kerbe (aus Bild 13 und 15)

5. Zusammenfassung

Die hier vorgestellten Untersuchungen lassen erkennen, daß durch den Einsatz des Modellwerkstoffs Silberchlorid es mit spannungsoptischen Methoden möglich ist, teilplastische Verformungen und die daraus sich ergebenden Restspannungen zu ermitteln. Man kann somit den Einfluß der rechnerisch schwer zu bestimmenden Eigenspannungen und Vorverformungen erfassen und die Auslegung von Maschinenteilen verbessern.

6. Literatur

|1| Buxbaum, O.
Lowak, H.
Zur Steigerung der Schwingfestigkeit durch mechanisch erzeugte Druckeigenspannungen
Z. Werkstofftechnik
14 (1983) 12

|2| Rückert, H.
Ostermann, H.
Betriebsfestigkeit oberflächennachbehandelter Bauteile aus Temperguß und Gußeisen mit Kugelgraphit unter zufallsartiger Belastung
Konstruktion 36 (1984) 6

|3| Kopp, R.
Schultes, T.
Zur weiteren Verbesserung der Qualität großer Freiformschmiedeprodukte durch theoretische Analyse der Umformvorgänge
Stahl und Eisen 102 (1982) 23

|4| Glöckl, H.
Rechnergestütztes Ermitteln der Platinenform für das Tiefziehen
wt-Z. ind. Fert. 72 (1982) S63-S67

|5| Makosch, W.
Baibach, R.
Anwendung von CAD-, CAM- und CAE-Verfahren in der Umformtechnik
wt-Z. ind. Fert. 74 (1984) 397-400

|6| König, W.
Steffens, K.
Krapoth, A.
Finite-Element-Simulation umformtechnischer Vorgänge
Industrieanzeiger 106 (1984) 14

|7| Herbertz, R.
Kopp, R.
Die Finite-Element-Methode als Werkzeug zur Lösung von Umformproblemen, dargestellt am Beispiel des Reckschmiedens
Stahl und Eisen 104 (1984) 9

|8| Monch, E.
Stand der Photoplastizität
VDI-Bericht Nr. 197, 1974

|9| Lorek, R.
Prüfung der Genauigkeit und Übertragbarkeit ebener photoplastischer Versuche
Diss. TH München, 1961

|10| Zitnikov, R.A.
Zurn. Techn. Fis. 28 (1958) 9;
(engl. Übers.: Soviet Phys. Techn. Phys. 3 1958 9, S. 1846-54)

|11| Voronkov, V.K.
Poiuhin, P.I.
Photoplasticnost. Primenie metoda k issledovaniyu processov obrabotki metallov davelniem (Photoplastizität, Anwendung der Methode zur Erforschung von Umformprozessen der Metalle)
Moskau 1969

- [12] Javorniky, J. Photoplasticity
Elsevier Sc. Publ.
Comp., 1974
- [13] Stepanov, A.W. Tschast Fizitscheskaia
Nr. 8, 1944
- [14] Schmidt, O.A. Beitrag zur Untersuchung
von Umformvorgängen beim
Strangpressen von Metal
ler mit Hilfe spannungs-
optischer Methoden
Diss. TU Clausthal, 1981
- [15] Weber, H.-J. Eigenschaften des span-
nungsoptisch aktiven Mo-
dellwerkstoffs Silber-
chlorid und seine Anwen-
dung auf die Untersu-
chung von Spannungszu-
ständen mit teilweise
plastischer Verformung
Diss. TU Clausthal, 1986
- [16] Militzer, O.M. Rechenmodell für die
Auslegung von Wellen-Na-
ben-Paßfederverbindungen
Diss. TU Berlin, 1975
- [17] Ficker, E. Beitrag zur Darstellung
Jecic, St. von Formzahlen
VDI-Bericht Nr. 271,
1976

EXPERIMENTELLE UND THEORETISCHE UNTERSUCHUNG ZUR FESTIGKEITS- ERMITTLUNG VERSCHIEDENER SCHLÜSSELGEOMETRIEN VON SCHRAUBENKÖPFEN

J. Blechschmidt

Mit der Steigerung der Produktivität sind bei Schraubenverbindungen Überlegungen anzustellen, die zu einer Verkürzung der Stückzeiten bei der Montage der Verbindung führen. Der sichere und schnellere Ablauf gewinnt gerade bei Bestrebungen hin zu vollautomatischen Montagelinien immer größere Bedeutung. Dabei sind neben diesen Kriterien auch die Probleme beim Einführen des Werkzeuges in den Schraubenkopf und die Verbesserung der Werkzeugstandzeiten von großem Interesse.

Schraubenköpfe mit Kraftinnengriff bauen kleiner und leichter bei etwa den gleichen Verbindungseigenschaften, wie sie Standardschrauben mit dem üblichen Sechskantkopf aufweisen. Bei Einsatz von automatischen Schraubern ist i.a. zusätzlich die Zentrierfähigkeit des Werkzeuges im Schraubenkopf wesentlich besser, was spürbar zur Senkung der Montagezeiten beiträgt. Als Schlüsselgeometrie werden bei Schraubenköpfen mit Kraftinnenangriff in steigendem Maße neben der klassischen Innensechskantgeometrie auch geometrisch andere Formen wie Innenvielzahl oder Torx^R verwendet.

1. Aufgabenstellung

Ziel der hier vorgestellten Untersuchung war der Vergleich dieser drei Schlüsselgeometrien hinsichtlich der Druckbelastung (Lastverteilung) der kraftübertragenden Schlüsselflächen und zwar in Abhängigkeit vom Spiel zwischen Schlüssel und Schraubenkopf.

Als Untersuchungsverfahren wurden zwei dem heutigen Stand der Technik entsprechende Methoden angewandt, die Finite-Element-Methode als theoretisches und die Spannungsoptik als experimentelles Modellverfahren.

2. Modellbildung

Die geometrische Basis für alle untersuchten Varianten bildete eine Schraube M10 x 1,5.

Die Bilder 1 bis 3 zeigen die geometrischen Grundmaße für die untersuchten Geometrien:

In diesen Darstellungen werden bereits die typischen Unterschiede zwischen den einzelnen Formen der Schlüsselflächen deutlich. Um den Rechen- und Versuchsaufwand gering zu halten, erfolgte die Modellbildung nur eben, d.h. in Form von Scheibenmodellen. Für die Berechnungen mit der Finite-Element-Methode wurden die geometrischen Daten zur Erzeugung der Strukturen rechnerisch verarbeitet und

so die FE-Netze generiert. Die Modellbildung für den spannungsoptischen Versuch erfolgte mit den gleichen geometrischen Grunddaten. Wegen der besseren Auswertbarkeit wurden diese Modelle im Maßstab 15 : 1 aus dem spannungsoptischen Modellwerkstoff Araldit B mit einer Scheibendicke von 10 mm hergestellt.

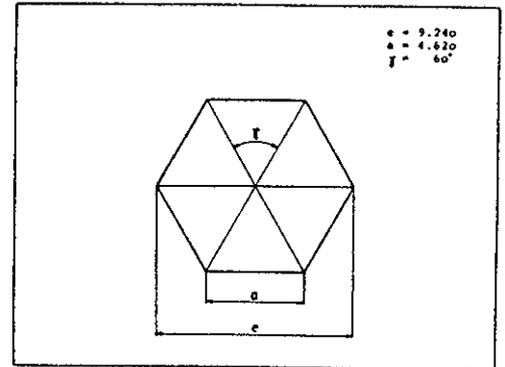


Bild 1: Geometrische Daten für den Innensechskant (....)

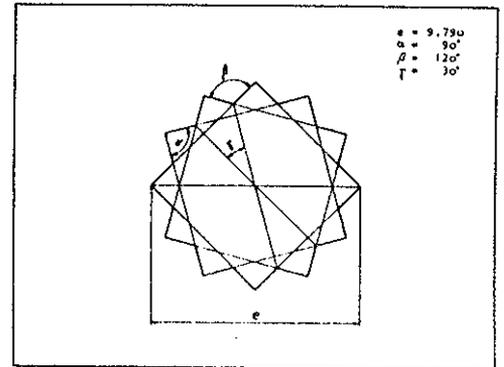


Bild 2: Geometrische Daten für den Innenvielzahl ("Triple Square") (....)

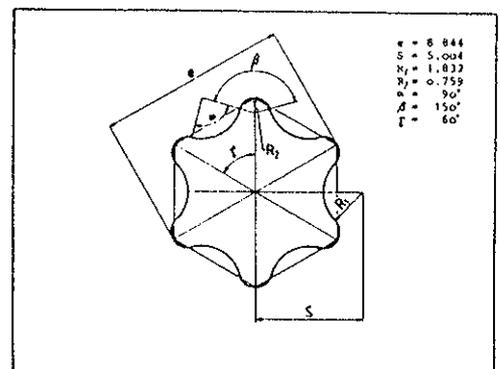


Bild 3: Geometrische Daten für den Innentorx (....)

Die Simulation des Spieleinflusses erfolgte bei beiden Modellen durch Beibehaltung der Schraubenkopfgeometrie und Veränderung der Schlüsselgeometrie.

Auf eine wichtige Besonderheit bei beiden Vorgehensweisen muß hier hingewiesen werden:

- Das hier verwendete FE-Programm SAP IV kennt keine "Kontaktelemente", so daß durch die Wahl der Werkstoffparameter Elastizitätsmodul und Querkontraktionszahl besondere Zwischenelemente zwischen Schraubenschlüssel und -kopf definiert wurden, die bei Übertragung von Druckkräften eine ausreichend hohe Schubbeanspruchung zulassen.
- Bei Stahl bauen sich örtlich hohe Spannungsspitzen in einem Kontaktbereich durch die Plastifizierbarkeit des Materials z.T. ab, so daß sich Lastverteilungen ergeben. Spannungsoptisch kann beim Berühren zweier geometrischer Flächen ein ähnlicher Fall nur auftreten, wenn der E-Modul der Modelle genügend gering ist, so daß sich ein größerer Werkstoffbereich berühren kann. Aus diesem Grunde wurden die spannungsoptischen Versuche als Einfrierversuche durchgeführt. Bei den hier vorliegenden Temperaturen von 120 - 140° C wird das Kunstharzmaterial gummiartig weich und zeigt dann für derartige Versuche günstigere Eigenschaften.

3. Modellbelastung

Die Finite-Element-Modelle wurden am äußeren Rand der Schraubenkopfstruktur fixiert und das Schlüsselteil durch ein Drehmoment belastet. Die Grafiken in Bild 4 bis 6 zeigen anschaulich das verformte Netz.

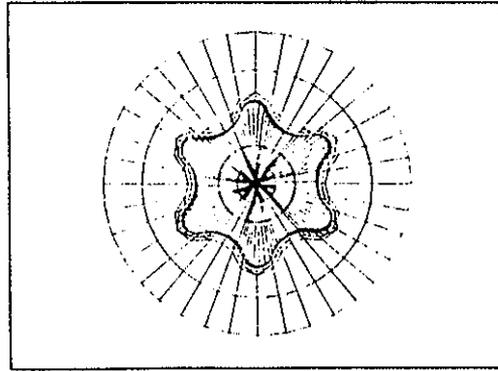


Bild 6: Torx FE-Struktur bei reiner Torsionsbelastung, max. Spiel

Die spannungsoptischen Untersuchungen wurden in einer eigens konstruierten Vorrichtung durchgeführt. Die Abstützung des Modells in einem Stahlring erlaubte die querkraftfreie Belastung mit einem Torsionsmoment, die Bilder 7 bis 9 zeigen spannungsoptische Versuchsaufnahmen.

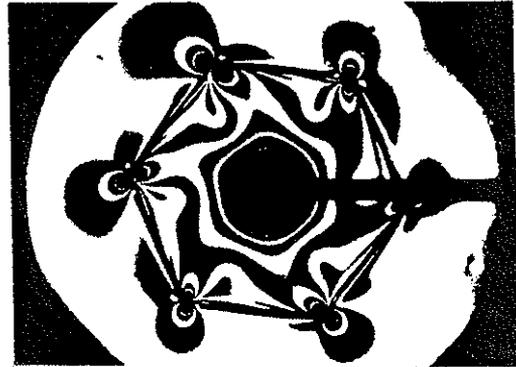


Bild 7: ISkt spannungsoptische Aufnahme, reine Torsion, max. Spiel

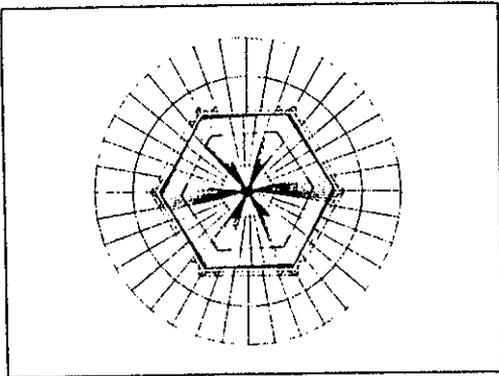


Bild 4: ISkt FE-Struktur bei reiner Torsionsbelastung, max. Spiel

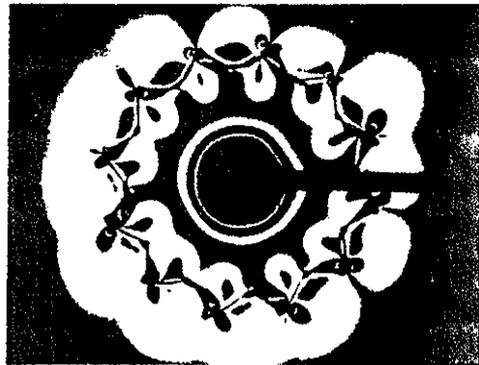


Bild 8: IV2 spannungsoptische Aufnahme, reine Torsion, max. Spiel

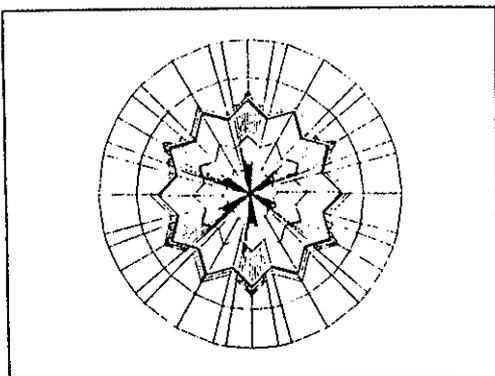


Bild 5: IV2 FE-Struktur bei reiner Torsionsbelastung, max. Spiel

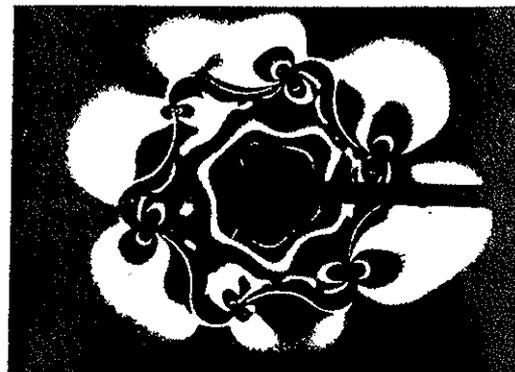


Bild 9: Torx spannungsoptische Aufnahme, reine Torsion, max. Spiel

4. Versuchsauswertung

Das verwendete Finite-Element-Programm SAP IV druckt direkt die Spannungen innerhalb eines einzelnen Finiten Elements aus. Für die spannungsoptische Auswertung wurde das Schubspannungsdifferenzenverfahren [1] angewandt, um die Spannungen in der Kontaktzone zu ermitteln. Da im spannungsoptischen Versuch nicht wie bei der FE-Rechnung ideale symmetrische Modellbedingungen simuliert werden können, wurde die ermittelte Lastverteilungskurve auf ihren Mittelwert normiert, so konnten Einflüsse aus den unterschiedlichen Lasten für die einzelnen Kontaktflächen in der Verbindung gering gehalten werden.

Die folgenden Bilder zeigen als Beispiel die Auftragung der Druckspannung über dem Winkel beim Innensechskant, eine Darstellung, die zur guten Vergleichbarkeit der Ergebnisse gewählt wurde, Bild 11 und 12.

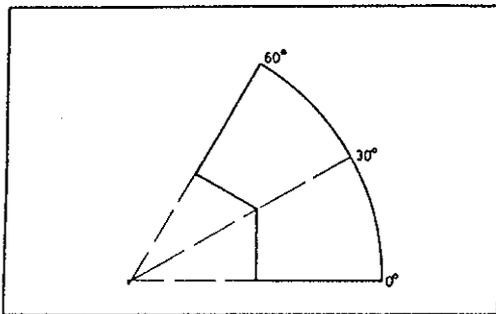


Bild 10: Definition des Auswertewinkels (Bsp. IVZ)

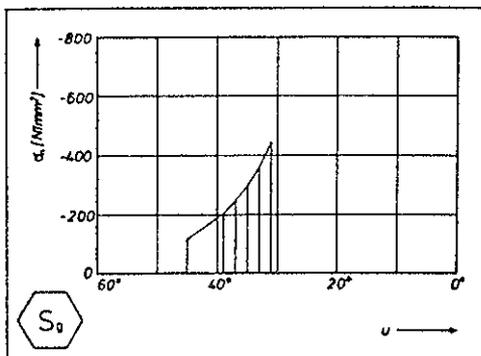
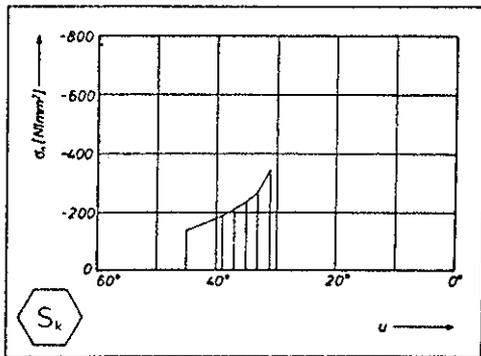


Bild 11: Druckspannungsverteilung im Kontakt, FE-Rechnung

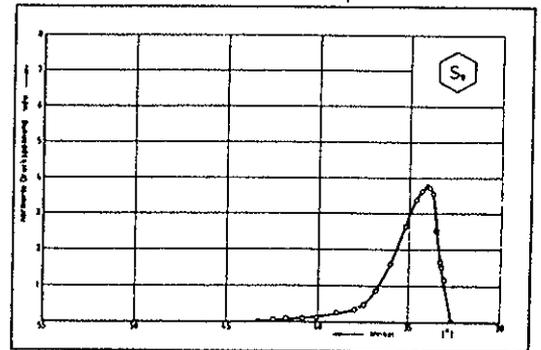
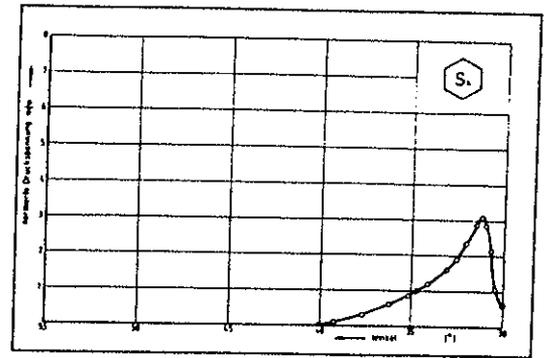


Bild 12: Druckspannungsverteilung im Kontakt, Spannungsoptik

Die hier sichtbare gute Übereinstimmung zwischen den Ergebnissen der beiden unterschiedlichen Untersuchungsverfahren konnte bei allen drei Geometrieformen festgestellt werden.

Die Übertragungscharakteristik der einzelnen Schlüsselflächen wird am besten im nächsten Diagramm, Bild 13, klar, wo eine zweiachsige Normierung der spannungsoptisch gefundenen Diagramme vorgenommen wurde. Es zeigt sich:

- Die Geometrie Innensechskant hat den größten Maximalwert der Druckspannung. Bei dieser Geometrie tritt der größte Gradient im Druckspannungsverlauf auf. Sie zeigt große Empfindlichkeit gegenüber Spielveränderung.
- Die Innenvielzahngeometrie zeigt bessere Eigenschaften, als die Innensechskantform und schlechtere als die Torxgeometrie. Es tritt noch ein ausgeprägter Gradient auf. Wegen der doppelten Zahnzahl ist jedoch die Belastung für die einzelne Kontaktfläche geringer.
- Die Torxgeometrie ist wenig anfällig gegenüber einer Spielveränderung. Die Lastverteilung ist flach und dadurch unkritisch.

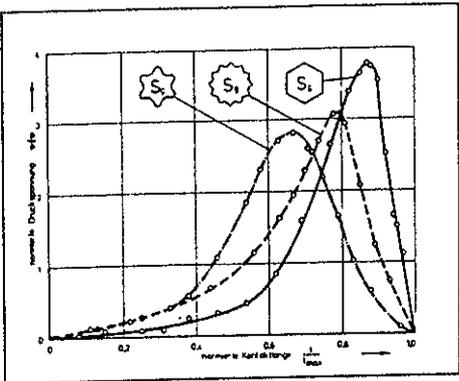
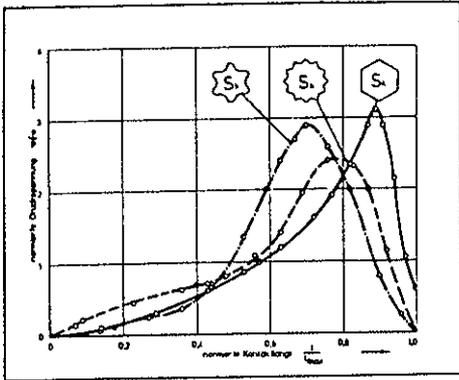


Bild 13: Vergleich der normierten Flankendruckverteilungen

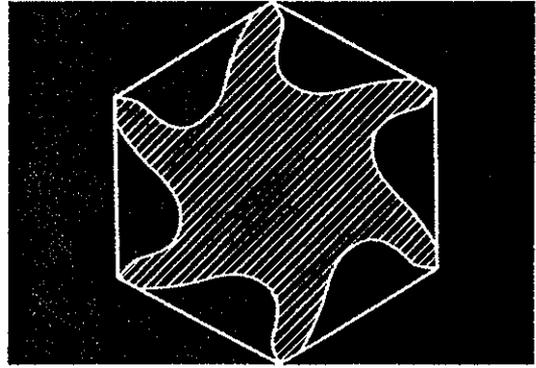


Bild 14: Verlauf der 1. Isochromatenordnung im ISkt-Modell

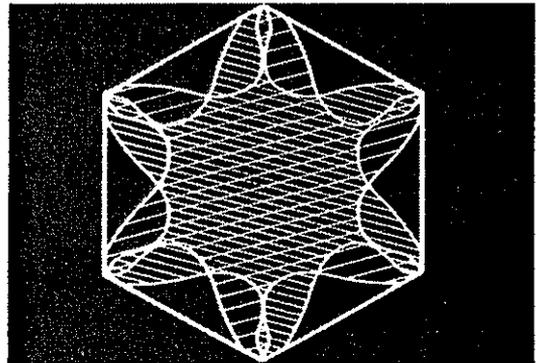


Bild 15: Kombination für beide Lastrichtungen

5. Schluß

Die Torxgeometrie erweist sich nach den hier durchgeführten theoretischen und experimentellen Vergleichsuntersuchungen den anderen Schraubkopfgeometrien Innensechskant und Innenvielzahn gegenüber als sehr günstige Lösung.

Die sich einstellende Lastverteilung zwischen Schlüssel und Schraubkopf wirkt verschleißhemmend, die Unempfindlichkeit gegenüber Spieleinflüssen läßt lange Standzeiten des Schraubwerkzeugs erwarten.

Letztendlich stellt die Torxgeometrie eine Innensechskantform dar, die von Bereichen ohne Belastung befreit ist, wie die folgenden Bilder 14 bis 16 zum Schluß zeigen:

Zeichnet man aus der spannungsoptischen Aufnahme Bild 7 des Innensechskantprofils die erste Ordnung als Linie gleicher Beanspruchung heraus, erhält man Bild 14. Da die Belastungsrichtung umkehrbar sein muß, läßt sich dieses Bild auch gespiegelt erzeugen, Bild 15. Zeichnet man nun die Einhüllende um die so entstandene Form, so entsteht aus dem Isochromatenbild angenähert die Torxgeometrie, Bild 16.

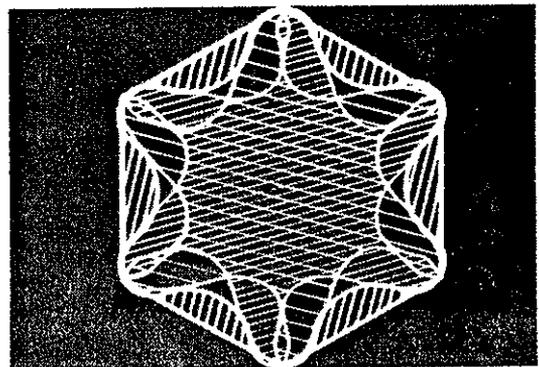


Bild 16: Konstruktion der Einhüllenden

6. Literatur

[1] Kuske Taschenbuch Spannungsoptik, Wissenschaftliche Verlagsanstalt, Stuttgart 1971

UNTERSUCHUNG DES SPANNUNGSZUSTANDS IN SCHÄKELN MIT HILFE DER FINITE-ELEMENT-METHODE (FEM) UND OPTIMIERUNG DER SCHÄKELFORM

F.-J. Villmer

1. Einleitung

Schäkel sind universell einsetzbare U-förmige Verbindungs- und Befestigungsglieder aus Metall. Sie bestehen aus einem Bügel und dem ihn verschließenden Bolzen. Schäkel werden als wichtige lösbare Verbindungselemente von Ketten und Seilen bei Ankerketten und Hebezeugen vor allem im Anlagenbau verwendet. Für die unterschiedlichen geometrischen Ausführungen, die empirisch begründet werden, fehlt bisher jede Normung. Aus diesem Grund wäre es sinnvoll, durch unterschiedliche Spannungs- und Festigkeitsuntersuchungen eine einheitliche bzw. für die jeweilige Anwendung optimale Form der Schäkel zu finden, wodurch sich die Fertigung rationalisieren und vereinfachen würde. Da große Schäkel oft extremen Beanspruchungen unterliegen und es oft nicht möglich ist, sie auf einem Zerreißprüfstand zu untersuchen, muß eine Untersuchung am theoretischen Modell erfolgen.

Für zwei Schäkel (Bild 1 und Bild 2), die bereits im Einsatz sind, sollen unter Zuhilfenahme der FEM die erforderlichen Berechnungen durchgeführt werden, sowie Verformungen und Spannungsverläufe im kritischen Bereich der Krafteinleitung untersucht und miteinander verglichen werden.

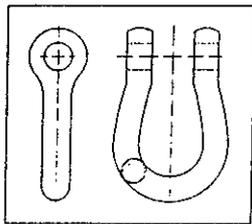


Bild 1: Schäkel 1

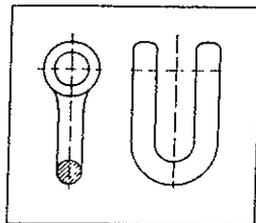


Bild 2: Schäkel 2

2. Vorbemerkungen

Um eine hohe Aussagegenauigkeit sowie weitreichende Anwendbarkeit und Vergleichsmöglichkeiten der Untersuchungen der beiden Schäkelformen zu bekommen, ist eine Reihe von Vorüberlegungen nötig.

2.1 Größennormierung

Da beide Schäkel unterschiedliche Geometrieabmessungen (in Länge und Querschnittsdurchmesser) haben, muß eine der Größen zur Normierung herangezogen werden. Am geeignetsten ist dafür der Querschnittsdurchmesser, da die Durchmesser der Schäkel z.B. bei Ankerketten vorgeschrieben sind.

2.2 Finite-Element-Struktur

Unter der FE-Struktur wird das komplette in finite Elemente aufgeteilte Modell des Originals verstanden. Beide Schäkelstrukturen (Bild 3 und Bild 4)

sind symmetrisch und haben dieselbe Anzahl von Knotenpunkten (486) und Elementen (400). In der Mitte des Schäkelbogens hat man daraus folgend bei beiden Schäkeln dieselbe Knotenpunkt- und Elementnummerierung. Dadurch lassen sich die Spannungsverläufe sehr gut miteinander vergleichen.

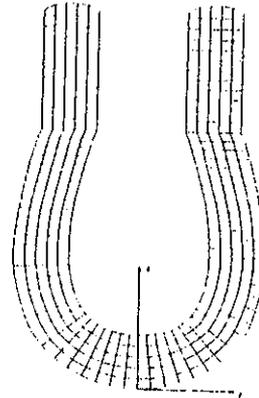


Bild 3: Struktur von Schäkel 1

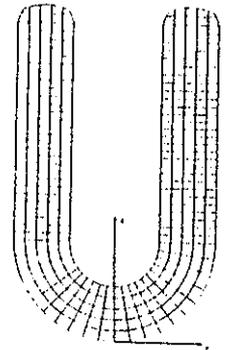


Bild 4: Struktur von Schäkel 2

2.3 Annäherung an die wirkliche Schäkelgestalt durch unterschiedliche Elementdicken

Für die dreidimensionalen Schäkel besteht bislang nur eine ebene Darstellung. Innerhalb des verwendeten FEM-Programmsystems SAP IV gibt es die Möglichkeit, im ebenen Spannungszustand die Elementdicken senkrecht zum FE-Netz vorzugeben. Dadurch läßt sich die runde Schäkelform hinreichend genau annähern und eine fast exakte Nachbildung erreichen (Bild 5).

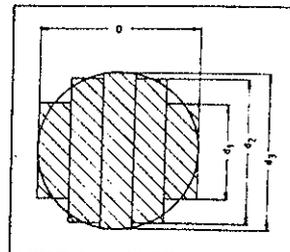


Bild 5: Tatsächlicher Querschnitt und Annäherung durch Elemente unterschiedlicher Dicke

2.4 Belastungen

Bei den verschiedenen Einsatzmöglichkeiten greifen Kräfte an den unterschiedlichsten Stellen am Schäkelbogen an, so daß sich die Untersuchungen auf diesen Bereich beschränken lassen. Die Belastungen werden durch Einzelkräfte idealisiert, die auf bestimmte Knotenpunkte ausnahmslos an der Innenseite des Schäkelbogens wirken. Es wurden insgesamt fünf verschiedene - drei symmetrische (1., 2., 3.) und zwei asymmetrische (4., 5.) - Lastfälle für beide Schäkelformen betrachtet:

1. Einzelkraft
2. Streckenlast
3. zwei Einzelkräfte
4. Einzelkraft links
5. Einzelkraft rechts

- (Bild 6a)
(Bild 6b)
(Bild 6c)
(Bild 6d)
(Bild 6e)

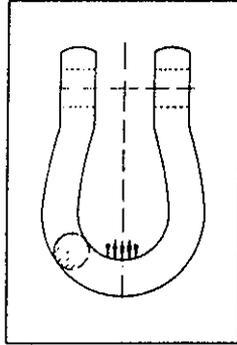
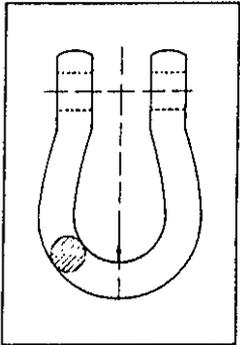


Bild 6a: Einzelkraft

Bild 6b: Streckenlast

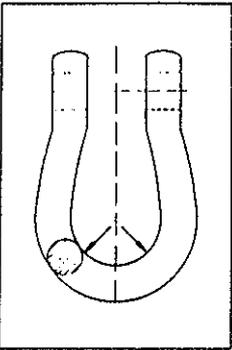


Bild 6c: Zwei Einzelkräfte

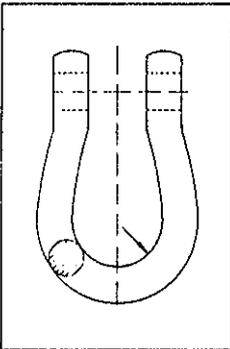
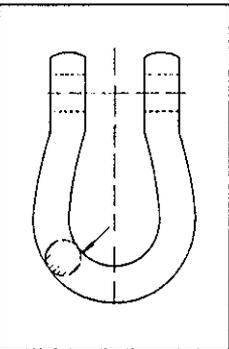


Bild 6d: Einzelkraft links

Bild 6e: Einzelkraft rechts

2.5 Einspannmodelle

Den Einspannbedingungen kommt die Aufgabe zu, die Struktur in ihren Freiheitsgraden einzuschränken und somit eine Starrkörperverschiebung auszuschließen. Deshalb wurde jeweils für einen Schenkel des Schäkels in der Mitte des Bolzenloches ein Festlager definiert, so daß sich die beiden folgenden Einspannmodelle ergeben:

1. Festlager links, links eingespannt (Bild 7a)
2. Festlager rechts, rechts eingespannt (Bild 7b)

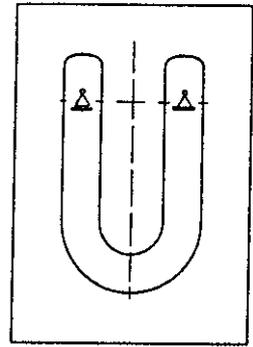
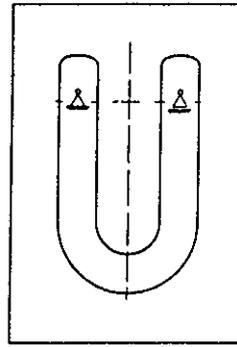


Bild 7a: Festlager links Bild 7b: Festlager rechts

2.6 Auswertung der Rechnerausdrucke

Die Ergebnisausdrucke der Rechnerläufe enthalten die Verschiebungen der Knotenpunkte in y - und z -Richtung (y =horizontal, z =vertikal). Diese Angaben sind hier nur von untergeordnetem Interesse. Weitaus wesentlicher sind die Spannungen, die für jedes Element ausgegeben werden; und zwar die Spannungen bezogen auf die Elementmitte. Für die Erstellung und den Vergleich des Spannungsverlaufes reicht es aus, die Hauptnormalspannungen ihrem maximalen Betrag nach auszuwerten. Zusätzlich zu den Rechenläufen wurden noch zwei unterschiedliche Plots ausgegeben. Sie können für den Vergleich und die beanspruchungsmäßige Optimierung herangezogen werden.

Die Verschiebungsplots zeigen die Verschiebungen der Struktur unter der einwirkenden Kraft. In den Hauptschubspannungsplots wird die Hauptschubspannung für jedes Element als Pfeil dargestellt. Dabei ist die Pfeillänge proportional zur Hauptschubspannung, die sich direkt aus den beiden Hauptspannungen ergibt. Diese Darstellung liefert einen Vergleich zu spannungsoptischen Untersuchungen, da dort Linien gleicher Hauptschubspannungen als Isochromaten abgebildet werden.

3. Ergebnisse der FE-Rechnungen für symmetrische Belastung

Für die Spannungsauswertung der symmetrischen Lastfälle ist die Einspannart nicht von Bedeutung, d.h. die Spannungsverläufe sind spiegelbildlich zur z -Achse. Es wird nur der Schäkelbogen und der Übergang zu den Schenkeln betrachtet, da in diesem Bereich die Krafteinleitung erfolgt. Außerdem werden nur die Spannungsverläufe in der Innen- und Außenfaser dargestellt, da hier die größten Zug- und Druckspannungen auftreten.

Die Auswertung der Verschiebungsplots ergab allgemein eine geringe Verformung im Schäkelbogen und eine etwas größere im freien Schenkel. Die Hauptschubspannungsplots zeigten für beide Schäkel im Kraftangriffspunkt eine große Beanspruchung, die zu beiden Schenkeln hin abnimmt.

3.1 Einzelkraft

Beide Schäkel wurden mit einer Einzelkraft von 10000 N mittig belastet. Die Spannungsverteilung über der inneren und äußeren Randkontur für Schäkel 1 (Bild 8) und Schäkel 2 (Bild 9) sind nahezu identisch. An der Stelle der Krafteinleitung in der Innenfaser ist die Druckspannung maximal. Sie fällt jedoch nach rechts und links stark ab und geht noch im Schäkelbogen in eine Zugspannung über. Noch ähnlicher sieht die Spannungsverteilung über der äußeren Randkontur für beide Schäkel aus. Der maximalen Druckspannung liegt die maximale Zugspannung gegenüber. Von dort aus verringert sie sich gleichmäßig und geht erst am Ende des Schäkelbogens in eine geringe gleichbleibende Druckspannung über.

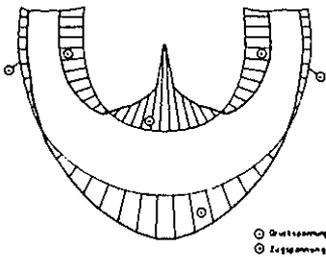


Bild 8: Spannungsverteilung über der Randkontur für Schäkel 1 (Einzellast)

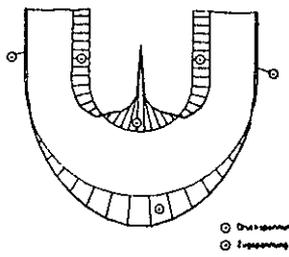


Bild 9: Spannungsverteilung über der Randkontur für Schäkel 2 (Einzellast)

Für einen weiteren Vergleich beider Schäkelformen eignet sich die Auftragung des Spannungsverlaufes über den Elementnummern. Anhand dieser Diagramme läßt sich ein Größenvergleich der Spannungen vornehmen. Während die maximale Druckspannung in der Innenfaser (Bild 10) bei beiden Schäkeln fast den gleichen Wert erreicht, ist die Zugspannung im Auslauf des Bogens bei Schäkel 2 kleiner als bei Schäkel 1. In der Außenfaser (Bild 11) erreicht Schäkel 1 sowohl die größte Zugspannung als auch die größte Druckspannung.

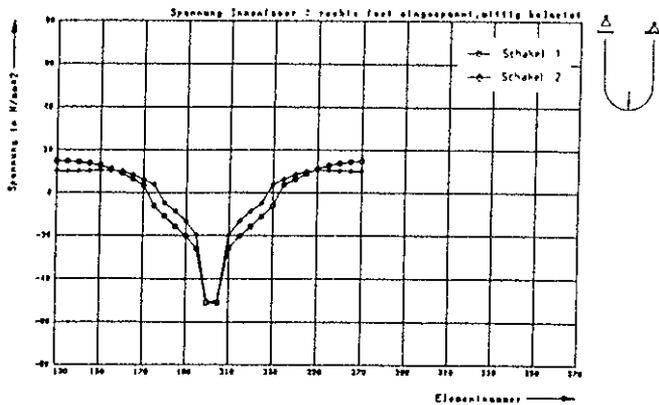


Bild 10: Spannungsverteilungen an der Innenfaser (Einzellast)

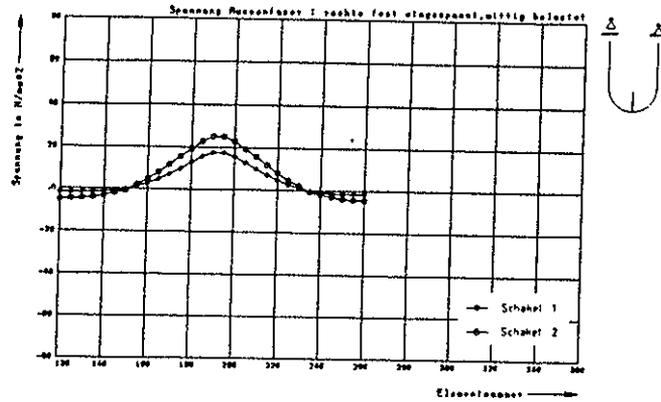


Bild 11: Spannungsverteilungen an der Außenfaser (Einzellast)

3.2 Streckenlast

Um eine Vergleichsmöglichkeit mit spannungsoptischen Versuchen zu bekommen und auch den Einfluß einer Einzelkraft auf die Spannungsverteilung genauer zu untersuchen, wurde eine Streckenlast, deren Integral 10000 N ergibt, auf die fünf mittleren Knotenpunkte im Schäkelbogen verteilt.

Es zeigt sich eine weitgehend gleiche Spannungsverteilung über der Randkontur (Bild 12 und Bild 13) für beide Schäkelformen. Im Vergleich zur Belastung mit einer Einzelkraft hat sich bis auf die Verringerung der Druckspannung in der Innenfaser aufgrund der günstigeren Kraftverteilung am Spannungszustand nichts geändert.

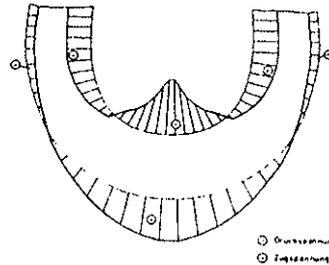


Bild 12: Spannungsverteilung über der Randkontur für Schäkel 1

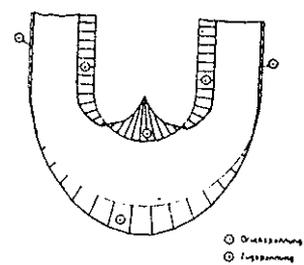


Bild 13: Spannungsverteilung über der Randkontur für Schäkel 2

Auch die Spannungsverläufe über den Elementen der Innenfaser (Bild 14) zeigen ein für beide Schäkelformen günstigeres Spannungsverhalten. Die maximale Druckspannung ist im Kraftangriffsbereich stark abgesunken. Die Zugspannung in der Außenfaser (Bild 15) hat sich durch die Streckenlast nur gering geändert. Demnach hat die Belastung mit einer Streckenlast zum Vergleich mit einer Einzelkraft nur eine spannungsgünstige Absenkung im unmittelbaren Kraftleitungsbereich zur Folge.

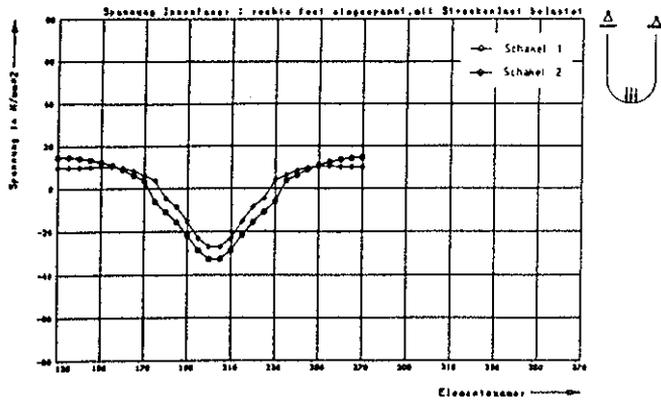


Bild 14: Spannungverteilungen an der Innenfaser (Streckenlast)

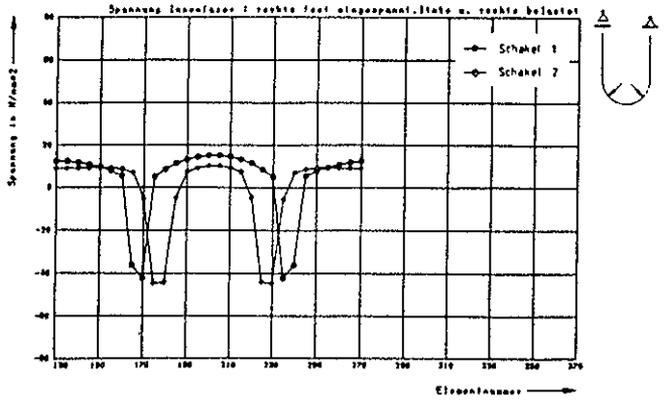


Bild 16: Spannungverteilungen an der Innenfaser (Zwei Einzelkräfte)

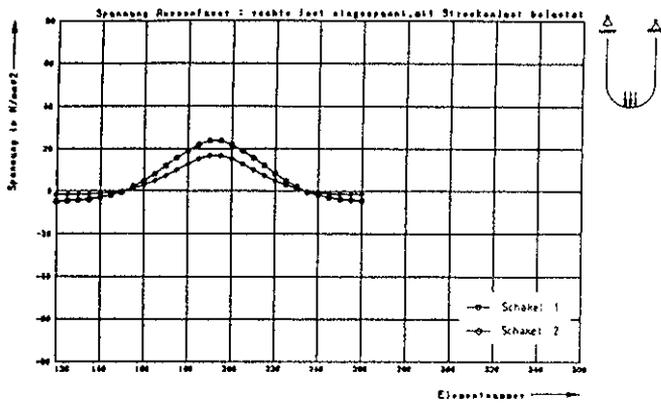


Bild 15: Spannungverteilungen an der Außenfaser (Streckenlast)

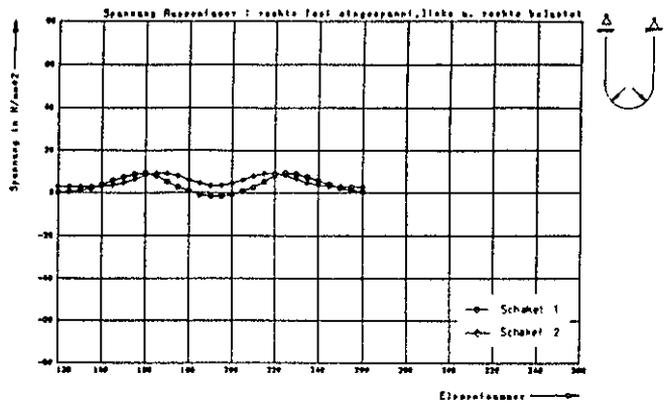


Bild 17: Spannungverteilungen an der Außenfaser (Zwei Einzelkräfte)

3.3 Zwei Einzelkräfte

Innerhalb dieser Betrachtungen ist es durchaus möglich, daß an einem Schäkel auch z.B. zwei Seile oder zwei Ketten angreifen. Diese Belastungsart läßt sich durch zwei Einzelkräfte idealisieren, die entgegengesetzt unter einem Winkel von 45° zur z - Achse angreifen. Dabei beträgt jede Kraft 10000 N (insgesamt also 20000 N). Bei der Darstellung der Spannungen über den Elementen für die Innenfaser (Bild 16) fällt der prinzipiell identische Spannungsverlauf beider Schäkel auf. Die gleichbleibende Zugspannung wird durch große Druckspannungen im Bereich der Krafteinleitung unterbrochen. Während bei Schäkel 1 die Zugspannungen größer sind, erreichen die Druckspannungen in Schäkel 2 die größten Werte. Die betragsmäßigen Unterschiede sind jedoch gering. In der Außenfaser (Bild 17) ist ein Unterschied der Spannungsverläufe kaum noch zu erkennen. Obwohl die Gesamtkraft auf die Schäkel doppelt so groß ist wie bei der Belastung mit einer Einzelkraft, ergeben sich hier aufgrund der Kompensation von Zug- und Druckspannung günstigere Spannungsverläufe.

4. Ergebnisse der FE-Rechnungen für asymmetrische Belastung

Der Idealfall einer symmetrisch angreifenden Kraft wird nur in seltenen Fällen auftreten. Durch Verketten und Verdrehen ergibt sich oft eine gewisse Unsymmetrie des Kraftangriffs. Dadurch wird natürlich auch das Spannungsverhalten beeinflusst. Die Unsymmetrie wird durch die Belastungen - Einzelkraft links und Einzelkraft rechts - angenähert, jeweils mit einer Kraft von 10000 N. Im Gegensatz zu den symmetrischen Lastfällen ist die Einspannungsart für die Spannungsauswertung der asymmetrischen Belastung von großer Bedeutung. Die Spannungsverläufe werden wiederum über den Elementnummern der Innen- und Außenfaser aufgetragen, und zwar im Bereich des Schäkelbogens und des fest eingespannten Schenkels, da hier die Spannungen am größten sind. Dagegen treten im freien Schenkel so gut wie keine Spannungen auf.

Die Verschiebungsplots zeigen deutliche Verformungen der Struktur im Schäkelbogen und eine gleichbleibend große Verschiebung des freien Schenkels. Die Verschiebungen sind prinzipiell gleich, bei Schäkel 2 jedoch deutlich geringer als bei Schäkel 1.

Die Auswertung der Hauptspannungsplots ergab einen Spannungsberg im Schäkelbogen zum fest eingespannten Schenkel hin und ein nochmaliges Ansteigen der Schubspannung in der Schenkelmitte. Aus diesem Verlauf läßt sich schließen, daß die Hauptschubspannung bei den asymmetrischen Belastungen in größerem Maße von der festen Einspannung als vom Kraftangriff abhängt und an der Stelle des Minimums ein Vorzeichenwechsel der Hauptspannung erfolgt. Dabei sind die Ergebnisse jeweils für Schäkel 2 günstiger als für Schäkel 1. Im freien Schenkel waren dagegen fast keine Hauptschubspannungen zu erkennen.

4.1 Einzelkraft links, rechts fest eingespannt

Die Spannungsverläufe in der Innenfaser (Bild 18) zeigen einen plötzlichen Anstieg der Druckspannungen an der Stelle der Krafteinleitung, die aber noch schneller wieder abfällt und in eine gleichmäßig ansteigende Zugspannung übergeht. Das Maximum liegt spiegelbildlich zur z - Achse an der Stelle des Kraftangriffs und ist die größte innerhalb dieser Untersuchungen auftretende Zugspannung. Aufgrund der festen Einspannung erfolgt ein kontinuierliches Abnehmen der Spannung bis zum Erreichen der maximalen Druckspannung. Zum Schenkelende wird die Spannung wieder geringer. Die Spannungsverläufe in der Auenfaser (Bild 19) zeigen, daß sich der Krafteinflu nicht direkt auf die Spannung auswirkt. Der weitere Verlauf ergibt sich entsprechend dem der Innenfaser; den Druckspannungen liegen Zugspannungen gegenüber und umgekehrt. Anhand der Diagramme läßt sich außerdem feststellen, daß die Spannungswerte von Schäkel 2 bis auf den Kraftangriffspunkt deutlich niedriger liegen, als von Schäkel 1.

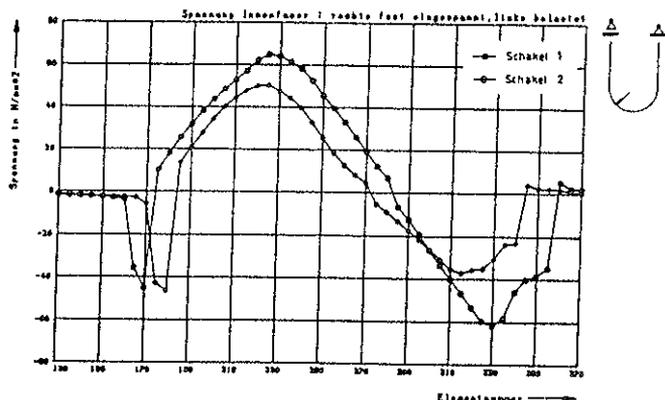


Bild 18: Spannungsverteilungen an der Innenfaser (Lastfall skizziert)

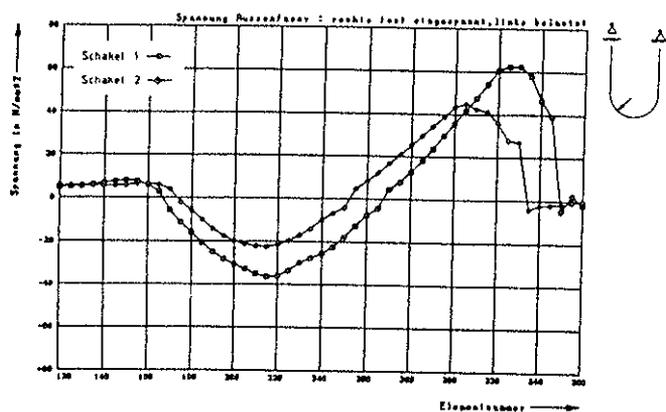


Bild 19: Spannungsverteilungen an der Auenfaser (Lastfall skizziert)

4.2 Einzelkraft links, links fest eingespannt

Die Spannungsverläufe in der Innenfaser (Bild 20) ergeben für beide Schäkel die größten Druckspannungen im Kraftangriffspunkt. Es sind die betragsmäßig größten Spannungen, die innerhalb dieser Rechenläufe auftreten, da die Kraft auf der Seite des fest eingespannten Schenkels angreift und die Spannungen dadurch nochverstarkt werden. Zum freien Schenkel hin nehmen sie gleichmäßig ab und erreichen eine konstante Zugspannung. Im fest eingespannten Schenkel verringern sich die Druckspannungen schnell und gehen in Zugspannungen über. Das Maximum am Ende des Schenkels beruht ausschließlich auf der festen Einspannung. Die Spannungsverläufe in der Auenfaser (Bild 21) ergänzen sich auch hier zu denen in der Innenfaser, d.h. wiederum liegen den Druckspannungen Zugspannungen gegenüber. Allerdings sind die maximalen Spannungen in der Auenfaser geringer. Beim Vergleich der Spannungen beider Schäkelformen ergeben sich in jedem Element für Schäkel 2 kleinere Werte als für Schäkel 1.

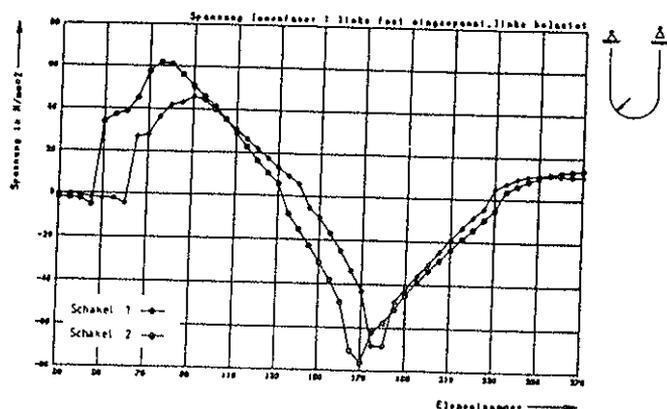


Bild 20: Spannungsverteilungen an der Innenfaser (Lastfall skizziert)

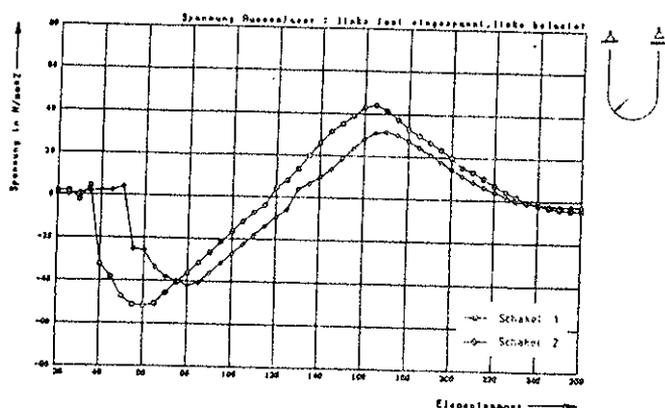


Bild 21: Spannungsverteilungen an der Auenfaser (Lastfall skizziert)

4.3 Einzelkraft rechts, rechts fest eingespannt

Die Belastung Einzelkraft rechts, rechts fest eingespannt entspricht der der Einzelkraft links, links fest eingespannt, da der Kraftangriffspunkt auf der Seite des fest eingespannten Schenkels liegt. Durch diese Symmetrie ergeben sich dieselben Ergebnisse und es gilt für diese Belastungsart das dort Gesagte. Die Spannungen sind für Innenfaser (Bild 22) und Auenfaser (Bild 23) für beide Schäkelformen gegenübergestellt. Ein Vergleich beider Belastungsfälle zeigt einen zur z - Achse symmetrischen Verlauf.

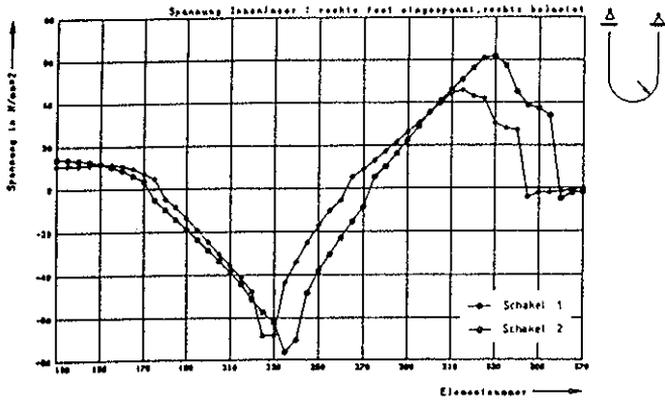


Bild 22: Spannungverteilungen an der Innenfaser (Lastfall skizziert)

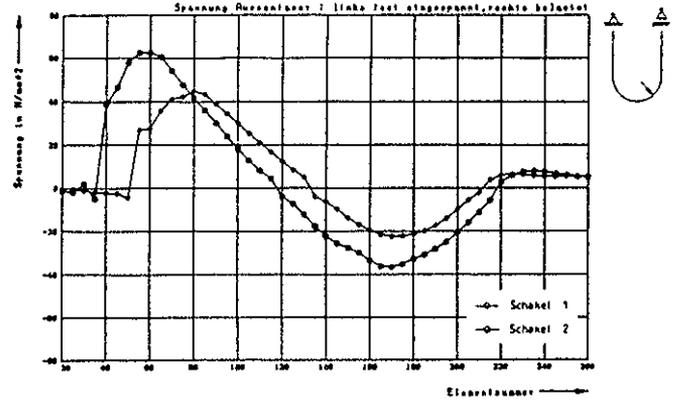


Bild 25: Spannungverteilungen an der Außenfaser (Lastfall skizziert)

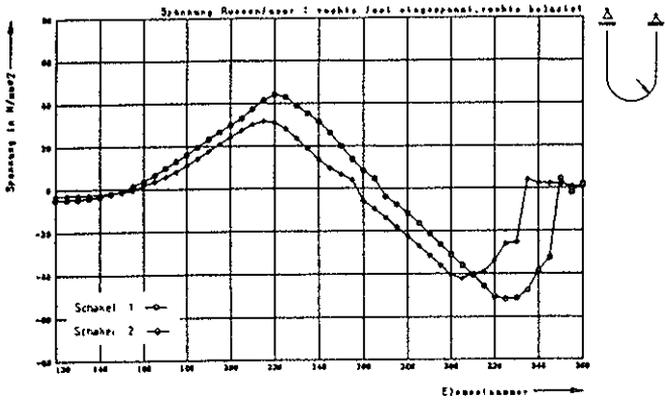


Bild 23: Spannungverteilungen an der Außenfaser (Lastfall skizziert)

4.4 Einzelkraft rechts, links fest eingespannt

Die Belastung Einzelkraft rechts, links fest eingespannt ist prinzipiell schon innerhalb der Einzelkraft links, rechts fest eingespannt untersucht worden. Bei beiden Lastfällen liegt die Kräfteinleitung auf der Seite des freien Schenkels. Die Spannungsverläufe für Innenfaser (Bild 24) und Außenfaser (Bild 25) sind auch für diesen Belastungsfall dargestellt. Ein Vergleich beider Belastungsfälle zeigt qualitativ und quantitativ gleiche Ergebnisse, die wiederum zur z - Achse symmetrisch sind.

5. Zusammenfassung

Ebene FE-Rechnungen stellen ein geeignetes Mittel zur Untersuchung des Spannungszustandes in Schäkeln dar. Dabei muß aber der Entwicklung der FE-Struktur und vor allem den entsprechenden Einspannmodellen die erforderliche Aufmerksamkeit geschenkt werden. Innerhalb dieser Untersuchung konnten auf diese Weise Angaben über Verformungen, Spannungen und Spannungsverläufe der zu untersuchenden Schäkel gewonnen werden.

Bei den Belastungsfällen mit einer Einzelkraft - sowohl symmetrisch, als auch asymmetrisch angreifend - liegen die Spannungswerte von Schäkel 2 allgemein in jedem Element unter denen von Schäkel 1. Dagegen zeigen die Spannungsverläufe bei der Belastung mit zwei Einzelkräften insgesamt einen für Schäkel 1 günstigeren Verlauf. Zusammenfassend kann also gesagt werden, daß überall dort, wo Schäkel mit einer Einzelkraft belegt werden, Schäkel 2 einzusetzen ist. Wird jedoch ein Schäkel mit zwei Einzelkräften beaufschlagt, so sollte auch aufgrund der bauischen Form auf Schäkel 1 zurückgegriffen werden.

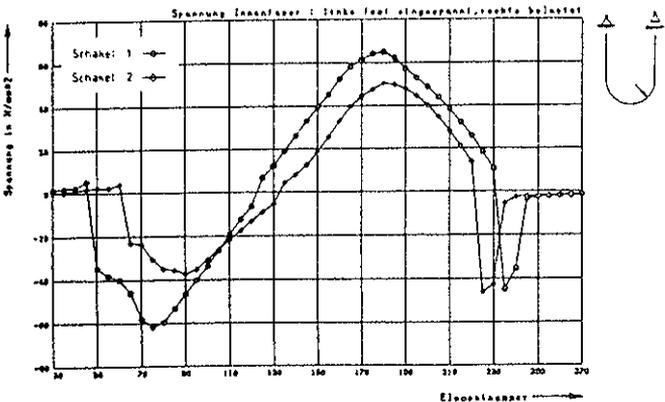


Bild 24: Spannungverteilungen an der Innenfaser (Lastfall skizziert)

UNTERSUCHUNGEN ZUR ERFASSUNG DER SCHWEISSEIGENSINNUNGEN MIT DER FINITE-ELEMENT-METHODE

M. Wächter

1. Einleitung

Als Eigenspannungen werden allgemein Spannungen in Bauteilen bezeichnet, die ohne Einwirkung von äußeren Kräften und Momenten in diesen vorhanden sind. Sie werden hervorgerufen durch innere Verspannungen des Gefüges, z.B. als Wärmespannungen infolge behinderter Wärmedehnung bei Temperaturgefälle oder als Schrumpfspannung bei behinderter Schrumpfung durch ungleichmäßige Abkühlung von Gußstücken, Schweißungen oder wärmebehandelter Teile.

Die Kenntnis über Größe und Verlauf von Eigenspannungen ist von Wichtigkeit, weil sich die Eigenspannungen der Betriebsbeanspruchung überlagert und je nach Vorzeichen und Größe einen günstigen oder ungünstigen Einfluß auf die Widerstandsfähigkeit und Maßhaltigkeit eines Bauteiles ausüben kann.

2. Methoden zur Schweißseigenspannungsbestimmung

Es wird zwischen zerstörungsfreien und zerstörenden Verfahren zur Bestimmung der Eigenspannungen unterschieden.

Zu den zerstörenden Verfahren zählt das Netzlinien-Zerschneideverfahren. Dabei werden die elastischen Dehnungen gemessen, die sich beim Herausarbeiten einer Meßstelle aus dem übrigen Bauteilverband ergeben. Die Eigenspannungen werden aus den elastischen Rückfederungen bestimmt. Dieses physikalische Prinzip wird auch beim Ausbohr- oder Abdrehverfahren ausgenutzt.

In die Gruppe der zerstörungsfreien Verfahren gehört das Röntgenrückstrahlverfahren. Die Bauteiloberfläche wird mit Röntgenstrahlen gleicher Wellenlänge bestrahlt. Treten in einem Bauteil Spannungen auf, so werden die Abstände der Kristallgitter-Netzebenen elastisch verzerrt, dieses hat eine Änderung des Röntgenstrahldurchmessers zur Folge. Aus dieser Durchmesseränderung können die Spannungen bestimmt werden. Das Reißlackverfahren und die elektrische Messung der Dehnungen mit Dehnungsmeßstreifen sind ebenfalls zur Bestimmung der Eigenspannungen anwendbar.

Spannungsoptische Untersuchungen zur Ermittlung der Eigenspannungen sind nur für durchsichtige Materialien möglich. Die Spannungsoptik nutzt den Effekt, daß einige Stoffe unter Belastung doppelbrechend werden. Dieser Effekt ist in polarisiertem Licht sichtbar. Die durch die Gangunterschiede der doppelt gebrochenen Lichtstrahlen entstehenden Interferenzlinien werden als Isochromatenordnungen bezeichnet und sind Linien gleicher Beanspruchung. Die Schweißung kann dadurch simuliert werden, daß das Modellmaterial mit Hilfe eines Heizdrahtes geschmolzen wird und anschließend wieder erstarrt.

Bei der Finite-Element-Methode wird der Schweißprozeß als ein vom thermodynamischen Ablauf entkoppelter thermoelastischer Vorgang betrachtet. Ein vorgegebenes instationäres Temperaturfeld ist über die zugehörige Wärme- und Umwandlungsdehnung die Ursache der inhomogenen Beanspruchung. Der Werkstoff wird als ein elastisch plastisches Kontinuum mit temperaturabhängigen Werkstoffkennwerten angenommen. Die Rechnung wird schrittweise linearisiert durchgeführt.

3. Ermittlung der Schweißseigenspannung in der Stumpfschweißnaht einer Scheibe mit Hilfe der Finite-Element-Methode

Die Schweißseigenspannungen werden mit dem Programmsystem SAP IV berechnet. Der Scheibe (Bild 1) wird ein Netz von 840 Elementen, das entspricht 903 Knotenpunkten überlagert. Es wird der zweidimensionale Finite-Element-Typ für den ebenen Spannungszustand gewählt, dieser läßt Verschiebungen in y- und z-Richtung zu. Die Kantenlänge des quadratischen Elementes beträgt 5 mm. Die Belastung wird durch verschiedene Temperaturen in den Knotenpunkten und damit in den Elementen aufgebracht.

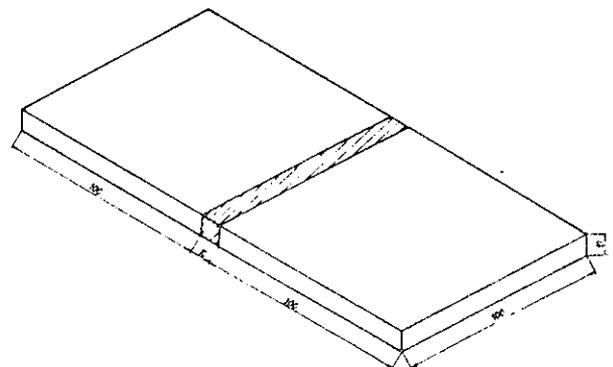


Bild 1: Geometrische Abmessungen der Scheibe und Lage der Schweißnaht (M 1 : 1)

Der Knotenpunkt 452 (Mitte der Schweißnaht) wird in y- und z-Richtung festgelegt. Des weiteren ist es notwendig, die Knotenpunkte 451 und 453 in y-Richtung als fest eingespannt in die Rechnung einzubringen.

Die Materialkenndaten Elastizitätsmodul, Gleitmodul und Wärmeausdehnungskoeffizient werden als Funktion der Temperatur in die Rechnung eingeführt.

Temperatur (°C)	20	300	400	500	600
E-Modul (kg/mm ²)	21000	18500	17500	16500	15500

Tabelle 1: Elastizitätsmodul von Stahl als Funktion der Temperatur [3]

Temperatur zwischen 20°C und	100°C	200°C	300°C	400°C	500°C	600°C
α in $10^{-6} \text{ m/(m} \cdot \text{°C)}$	11,1	12,1	12,9	13,5	13,9	14,1

Tabelle 2: Wärmeausdehnungskoeffizient von Stahl als Funktion der Temperatur [3]

Die Querkontaktionszahl wird als unabhängig von der Temperatur mit $\mu = 0,3$ angenommen. Bei einer Temperatur von 20°C soll die Scheibe spannungsfrei sein. Das Eigengewicht der Scheibe wird außer Betracht gelassen.

Die Bestimmung der Schweißspannung in der Scheibe wurde für vier unterschiedliche isotherme Temperaturverteilungen (Bild 2) durchgeführt.

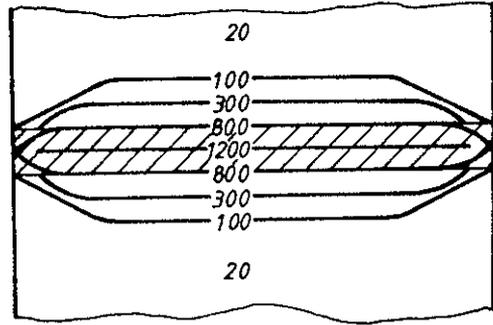


Bild 2: Temperaturverteilung (1, 2, 3, 4) im Bereich der Schweißnaht

Die Berechnung mußte in mehreren Schritten erfolgen. Als erstes wurde die Spannung bestimmt, die bei einer Temperatur in der Scheibe entsprechend Bild 2 auftritt. Diese Wärmespannung wird durch die behinderte Ausdehnung des erwärmten Teilkörpers hervorgerufen. Die angenommenen Temperaturverteilungen im Bereich der Schweißnaht verursachen Verschiebungen der Knotenpunkte. Die schematische Darstellung der Verschiebungen in 99-facher Vergrößerung zeigt Bild 3. Im Bereich der größten Verschiebungen treten die kleineren Spannungen auf.

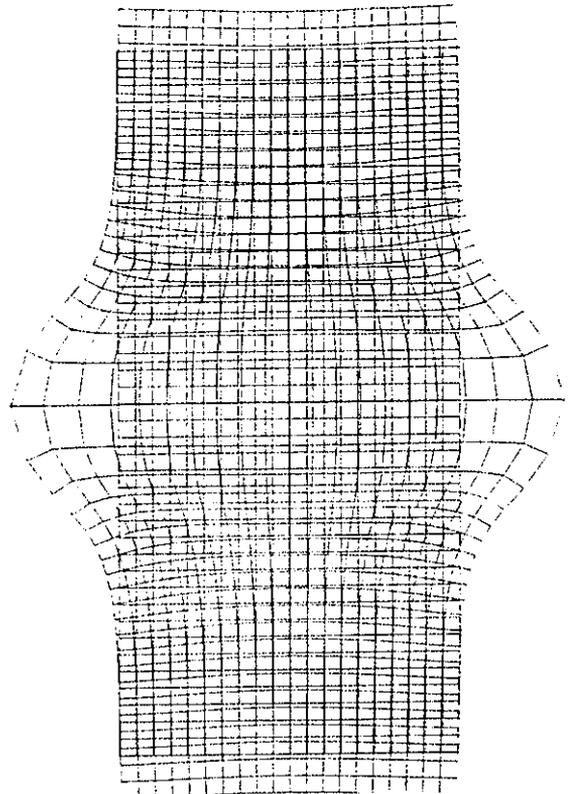
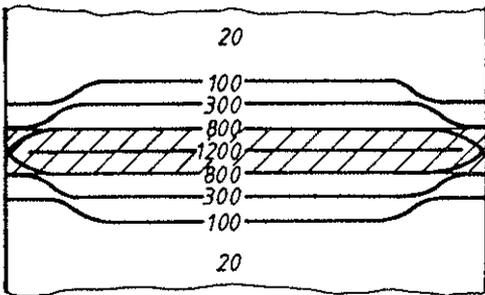
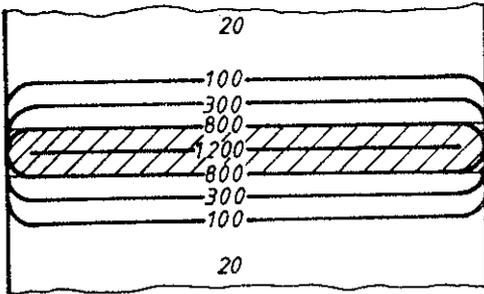
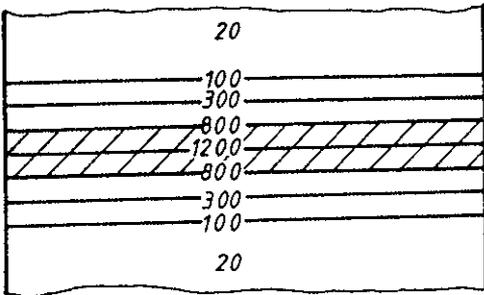


Bild 3: Darstellung der Verschiebungen im warmen Zustand in 99-facher Vergrößerung

Der zweite Schritt der Eigenspannungsberechnung bestand darin, die Verschiebungen der Knotenpunkte im warmen Zustand in die Rechnung einfließen zu lassen. Die Knotenpunktkoordinaten im Bereich der Schweißnaht wurden neu ermittelt, in dem die Verschiebungen berücksichtigt wurden.

Die Schweißeigenspannungen treten in der erkalteten Scheibe auf, d.h. die Temperatur der Scheibe mußte auf Umgebungstemperatur (20° C) herabgesetzt werden. Der spannungsfreie Zustand der Scheibe liegt jetzt für die Temperaturverteilung 1 bis 4 vor. Die so berechneten Spannungen stellen die Schweißeigenspannungen dar.

Die errechneten Längs- und Quereigenspannungen für die unterschiedlichen Temperaturverteilungen sind in Bild 4 bis Bild 7 dargestellt.

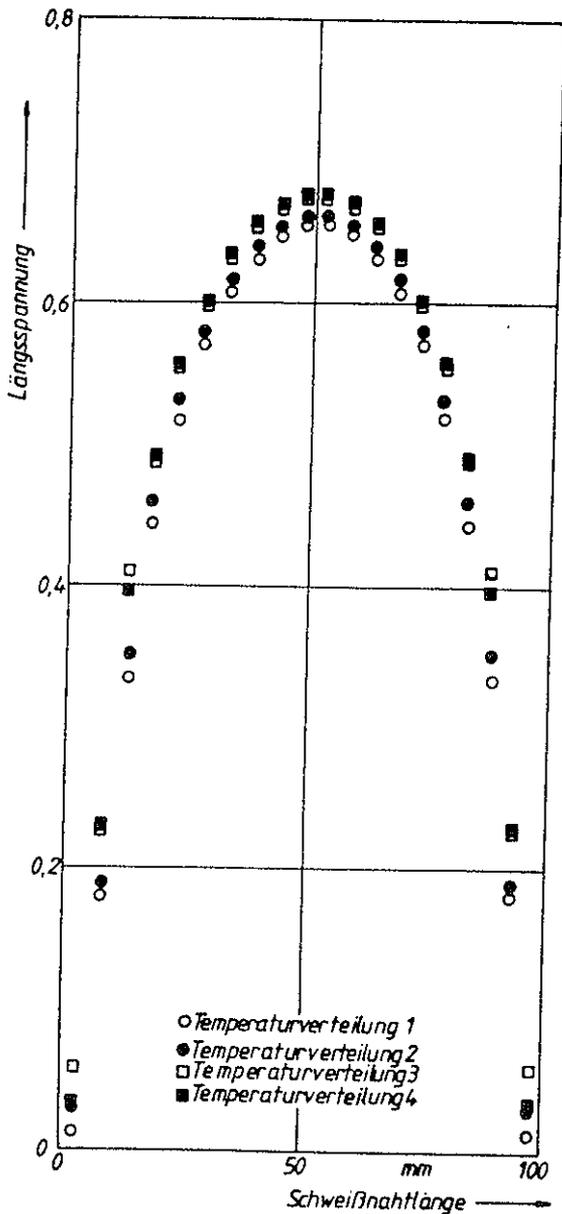


Bild 4: Längseigenspannung in der Schweißnaht für Temperaturverteilung 1 bis 4

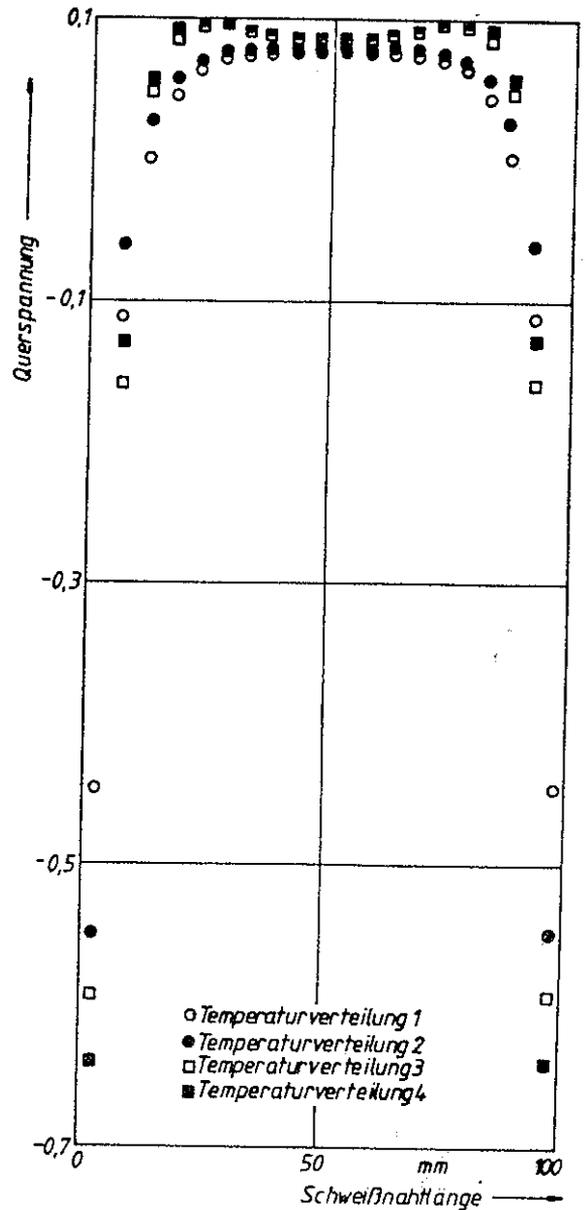


Bild 5: Quereigenspannung in der Schweißnaht für Temperaturverteilung 1 bis 4

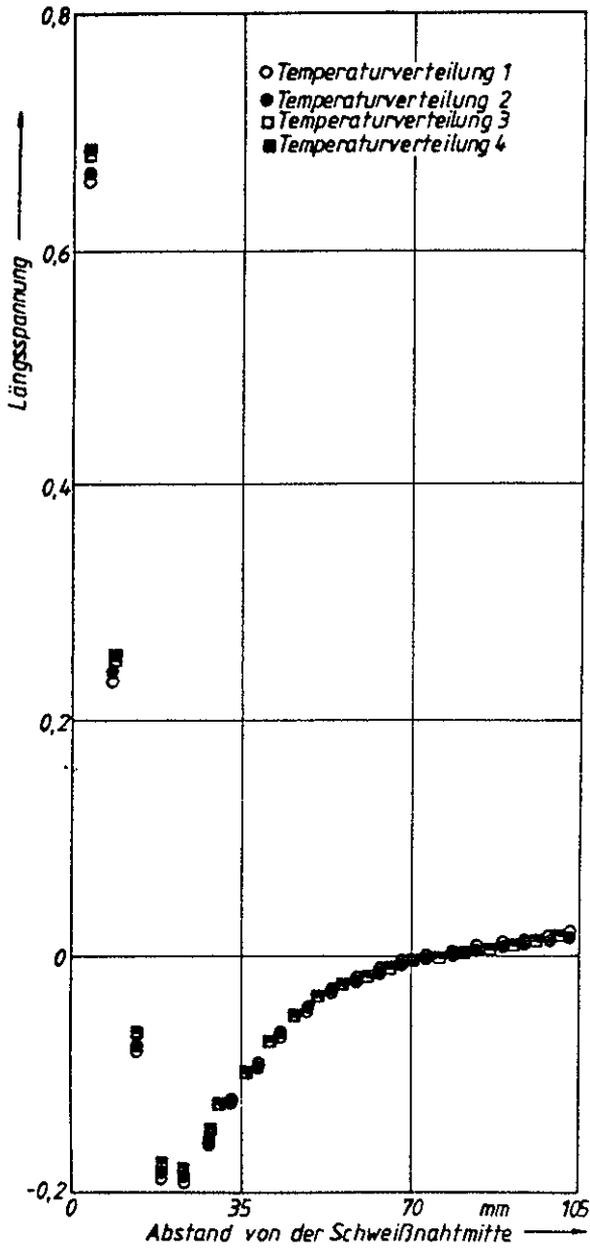


Bild 6: Längseigenspannung senkrecht zur Naht für Temperaturverteilung 1 bis 4

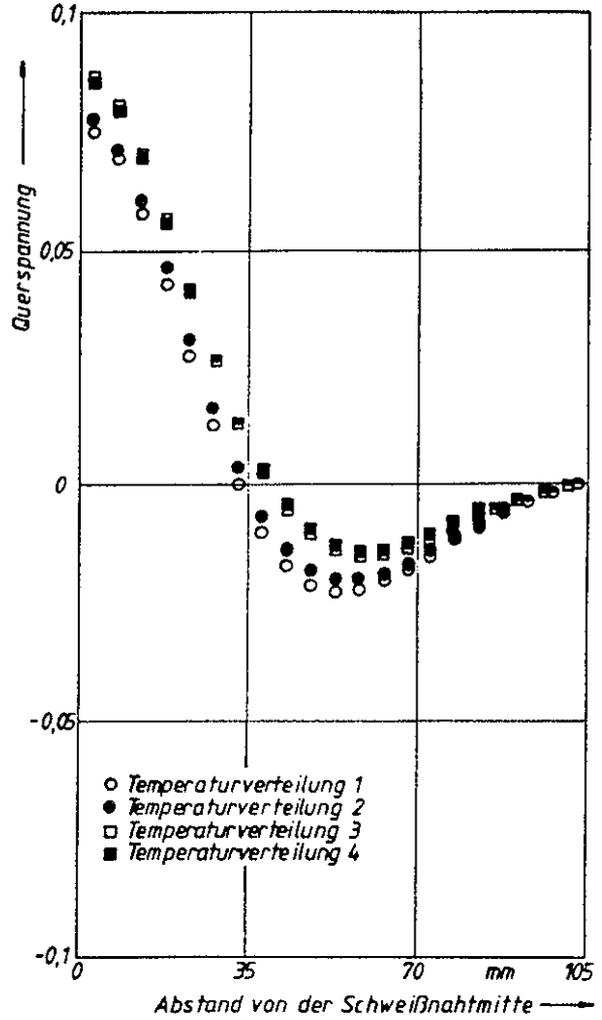


Bild 7: Quereigenspannung senkrecht zur Schweißnaht für Temperaturverteilung 1 bis 4

Die schematische Darstellung der Eigenspannungen nach Bild 8 ermittelt mit Hilfe des Röntgenrückstrahlverfahren ist vergleichbar mit den Schweißeigenspannungsverläufen der Bilder 4, 5 und 6. Die Quereigenspannung nach Bild 8 weicht mit ihrem Verlauf ab.

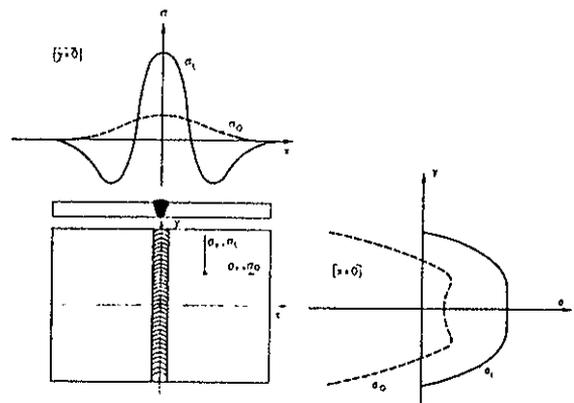


Bild 8: Verlauf der Längseigenspannungen und Quereigenspannungen längs einer Schweißnaht und längs einer Linie senkrecht zur Naht (schematisch) | 1, Bild 1 |

Es ist zu beachten, daß die Berechnung mit Vereinfachungen durchgeführt wurde. Es gingen weder Schweißverfahren noch Schweißparameter in die Rechnung ein. Die Temperatur wurde als zeitunabhängige Temperaturverteilung angenommen. Für praxisorientiertere Rechnungen müßte mit instationären Temperaturverteilungen gearbeitet werden.

An dieser Stelle sei noch angemerkt, daß sich der Einfluß der untersuchten Temperaturverteilungen auf den Spannungsverlauf als geringfügig herausgestellt hat (Bild 4 bis 7).

4. Zusammenfassung

Die Schweißeigenspannungen wurden für vier unterschiedliche isotherme Temperaturverteilungen mit der Finite-Element-Methode ermittelt. Die Berechnung erfolgte für einen linearen Verschiebungsansatz mit dem Rechnerprogrammsystem SAP IV.

Die Werkstoffkennwerte Elastizitätsmodul, Wärmeausdehnungskoeffizient und Gleitmodul gingen als Funktion der Temperatur in die Rechnung ein. Die Querkontraktionszahl ist temperaturunabhängig angenommen worden.

Die ermittelten Spannungsverläufe (Bilder 4 bis 7) entsprechen im wesentlichen denen in verschiedenen Literaturangaben dargestellten, obwohl die Rechnung nur mit Vereinfachungen durchgeführt werden konnte.

5. Literatur

- |1| Wohlfahrt, H. Schweißeigenspannungen, HTM 31 (1976) 1/2, S. 56-71
- |2| SAP IV Beschreibung und Benutzerhandbuch, Technisch-wissenschaftliche Mitteilungen. Institut für konstruktiven Ingenieurbau, Ruhruniversität Bochum, Mitteilung Nr.73-3
- |3| DECHAMA Werkstoff-Tabelle, - Physikalische Eigenschaften der Werkstoffe, Frankfurt, 1963

Zusammenfassend muß gesagt werden, daß Eigenfrequenzen aus FE-Rechnungen mit dem Paket ASKA nur bei sehr feiner Diskretisierung aussagekräftig sind, was dazu zwingt, bei bekannter Eigenform des Systems, die auch schon mit einer groben Elementierung darstellbar ist, analytische Näherungsrechnungen beispielsweise mit dem Rayleigh-Verfahren durchzuführen.

Literatur

- [1] István Stabó Höhere Technische Mechanik, Korrigierter Nachdruck der fünften Auflage, Springer Verlag Berlin 1977

DARSTELLUNG EINER GESCHLOSSENEN LÖSUNG DES DRUCK-ZEIT-VERLAUFES BEIM FÜLLEN EINES KONSTANTEN VOLUMENS FÜR PNEUMATISCHE SYSTEME

M. Quaß

1. Einleitung

Der Füllvorgang ist ein in der Pneumatik häufig auftretender instationärer Strömungsprozeß. Hierfür lassen sich sowohl Beispiele aus der herkömmlichen Nutzung der Pneumatik als auch aus der Steuer- und Regeltechnik mittels pneumatischer Elemente anführen. Man denke z.B. an Beruhigungskessel, Druckluftzylinder oder Speicher zur zeitverzögerten Signalübertragung in Regelkreisen.

Das Verhalten der Zustandsgrößen Druck und Temperatur im Behälter wird häufig durch Messungen oder grob vereinfachte Rechnungen ermittelt, was letztlich einen erheblichen Aufwand bedeutet oder unbefriedigende Ergebnisse liefert.

Aus diesen Gründen wird im folgenden, ausgehend von der Herleitung eines Gesetzes für die Füllendtemperatur im Behälter, eine geschlossene Lösung des Druck-Zeit-Verlaufes beim Füllvorgang konstanter Volumina dargestellt.

2. Ermittlung der Füllendtemperatur

Ausgangspunkt ist der erste Hauptsatz der Thermodynamik für instationäre, offene Systeme in seiner allgemeinsten Form:

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{dW_k}{dt} + \frac{dW_m}{dt} + \frac{dU_m}{dt} + \frac{dE_{pot,m}}{dt} + \frac{dE_{kin,m}}{dt} = \frac{dU_s}{dt} + \frac{dE_{pot,s}}{dt} + \frac{dE_{kin,s}}{dt} \quad (1)$$

Hierin bezeichnet der Index m die Energien der einströmenden Masse und der Index s die des Systems (hier des Füllvolumens).

Unter den Voraussetzungen:

- Keine Abgabe oder Zufuhr technischer Arbeit
- Keine Änderungen der kinetischen oder potentiellen Energie des Systems
- Vernachlässigung der kinetischen und potentiellen Energie der Masse gegenüber der Verschiebearbeit
- adiabate Behälterwände
- Betrachtung der Energiedifferenzen vor und nach dem Füllvorgang

folgt:

$$dW_m + dU_m = dU_s \quad (2)$$

Drückt man die Verschiebearbeit durch

$dW_m = p_m \cdot v_m \cdot dm$ aus und bildet die vollständigen Differentiale, so erhält man die Differentialgleichung (Dgl.)

$$p_m \cdot v_m \cdot dm + u_m \cdot dm = m \cdot du_s + u_s \cdot dm \quad (3)$$

Die Lösung dieser Dgl. ergibt sich mittels Trennung der Variablen unter Berücksichtigung der Konstanz der inneren Energie der einströmenden Masse

$$u_m = c_v \cdot T_L \text{ zu}$$

$$\ln \frac{m_2}{m_1} = \ln \frac{u_{s1} - (c_v + R) \cdot T_L}{u_{s2} - (c_v + R) \cdot T_L}$$

Nach weiteren einfachen Umformungen und mit Hilfe des idealen Gasgesetzes erhält man die Gleichung für die Endtemperatur T_2 :

$$T_2 = \frac{-T_L \cdot T_1 \cdot x}{\frac{p_1}{p_2} \cdot (T_1 - x \cdot T_L) - T_1} \quad (4)$$

mit:

Index 1: Anfangszustand

Index 2: Endzustand

Index L: Versorgungsluftzustand

x: Adiabatenexponent

Der Grenzfall gleichbleibender Temperatur $T_2 = T_1$ wenn kein Auffüllen stattfindet ($p_2 = p_1$) wird von der Gleichung (4) erfüllt. Eine Vereinfachung bietet sich für den Fall $T_L = T_1$ an: die Temperatur der Versorgungsluft ist gleich der Anfangstemperatur im Behälter. Gleichung (4) lautet dann:

$$T_2 = T_L \frac{x}{\frac{p_1}{p_2} (x - 1) + 1} \quad (4a)$$

Weiterhin fällt auf, daß für eine beliebige Drucksteigerung $p_2/p_1 \rightarrow \infty$ die Temperatur T_2 maximal den Wert $x \cdot T_L$ annehmen kann.

3. Darstellung einer geschlossenen Lösung des Druck-Zeit-Verhaltens im Behälter

Es wird vorausgesetzt, daß sich der Luftzustand im Behälter zu jedem Zeitpunkt durch das ideale Gasgesetz beschreiben läßt:

$$m = \frac{p \cdot V}{R \cdot T} \quad (5)$$

Dann ergibt sich die Änderung der Luftmasse im Behälter aus dem totalen Differential zu

$$\dot{m} = \frac{\partial m}{\partial t} = \frac{\partial m}{\partial T} \cdot \frac{dT}{dt} + \frac{\partial m}{\partial p} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (6)$$

Andererseits kann die Massenänderung im Volumen nur durch die Zuströmung erfolgen. Dieser Massenstrom kann mit der Geschwindigkeit im engsten Strömungsquerschnitt nach St. Venant und Wantzel zu

$$\dot{m} = A \cdot p_L \cdot \psi \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_L}} \quad (7)$$

berechnet werden. Dabei ist die "Ausflußfunktion" ψ :

$$\psi = \sqrt{\frac{x}{x-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_L}\right)^{\frac{x-1}{x}} \right]} \cdot \left(\frac{p}{p_L}\right)^{\frac{1}{x}} \quad (8)$$

Diese Funktion ist im überkritischen Bereich $(p/p_L) < 0,528$ für Luft bekanntermaßen konstant und nur von x abhängig. Für Luft gilt dann

$$\psi = \psi_{\max} = 0,484$$

Im unterkritischen Bereich muß mit Gleichung (8) gerechnet werden.

Daraus ergeben sich unterschiedliche Dgln. für den überkritischen und den unterkritischen Bereich.

3.1. Oberkritisches Druckverhältnis

Zunächst gilt es, die abhängigen Variablen aus (6) zu eliminieren. Mit (5) erhält man

$$\frac{\partial m}{\partial T} = - \frac{p \cdot V}{R} \cdot \frac{1}{T^2}$$

und (9)

$$\frac{\partial m}{\partial p} = \frac{V}{R \cdot T}$$

Damit wird aus (6)

$$\dot{m} = \frac{V}{R \cdot T} \left(\frac{dp}{dt} - p \cdot \frac{dT}{dt} \right) \quad \text{oder}$$

$$\dot{m} = \frac{V}{R \cdot T} \left(\frac{dp}{dt} - p \cdot \frac{dT}{dp} \cdot \frac{dp}{dt} \right) \quad (10)$$

Der Ausdruck dT/dp ergibt sich aus der Ableitung der Gleichung (4a) nach p :

$$\frac{dT}{dp} = x \cdot T_L \cdot \frac{p_1(x-1)}{[p_1(x-1) + p]^2} \quad (11)$$

Einsetzen in Gleichung (10) und gleichsetzen des Massenstromes mit Gleichung (7) liefert folgende Dgl. für p :

$$\frac{dp}{dt} \left(\frac{1}{p_L} \cdot \frac{V}{x \cdot R \cdot T_L} \cdot \frac{1}{A \cdot \psi_{\max} \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_L}}} \right) = 0 \quad (12)$$

Die Lösung lautet unter der Bedingung $(p/p_L) = 0,528$ für $t = 0$ (Festlegung des Zeitnullpunktes auf das kritische Druckverhältnis)

$$\frac{t}{Z_1} = \frac{p}{p_L} - 0,528 \quad (13)$$

mit

$$Z_1 = \frac{V}{A} \cdot \frac{1}{x \cdot R \cdot T_L} \cdot \frac{1}{\psi_{\max} \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_L}}}$$

In dieser dimensionslosen Gleichung berücksichtigt die Konstante Z_1 das Behältervolumen und den Eintrittsquerschnitt. Man erkennt, daß der Druck im Füllvolumen im überkritischen Bereich linear ansteigt.

3.2. Unterkritisches Druckverhältnis

Mit demselben Ansatz wie in Kapitel 3.1. unter Berücksichtigung von Gleichung (8) läßt sich folgende Dgl. für den Behälterdruck ableiten:

$$dt = \frac{V}{x \cdot R \cdot T_L} \cdot \frac{1}{A \cdot p_L} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{2}{R \cdot T_L} \cdot \frac{x}{x-1}}} \cdot \frac{\left(\frac{p}{p_L}\right)^{-\frac{1}{x}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{p}{p_L}\right)^{\frac{x-1}{x}}}} \cdot dp \quad (14)$$

Die Lösung ergibt sich nach einiger Rechenarbeit zu

$$\frac{t}{Z_2} = 0,4084 - \sqrt{1 - \left(\frac{p}{p_L}\right)^{\frac{x-1}{x}}} \quad (15)$$

mit

$$Z_2 = \frac{V}{A} \cdot \frac{1}{x \cdot R \cdot T_L} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{2}{R \cdot T_L}}} \cdot \frac{2 \cdot x}{\sqrt{x(x-1)}}$$

und wiederum mit der Koordinatenfestlegung $(p/p_L) = 0,528$ für $t = 0$.

4. Diskussion der Lösungen

Ähnliche Untersuchungen sind von Wiedmann [1] unter der Annahme isothermer Zustandsänderungen im Behälter durchgeführt worden. Die hier dargestellten Ergebnisse unterscheiden sich von denen Wiedmanns durch die Zeitkonstanten Z_1 und Z_2 . Die Konstanten in [1] sind um den Faktor x größer als Z_1 bzw. Z_2 .

Somit ergäbe sich nach den hier gefundenen Lösungen ein schnellerer Ablauf des Füllvorganges als nach [1], was durchaus in Übereinstimmung mit Messungen steht (Bild 1).

Beim Lesen des Bildes ist zu beachten, daß sämtliche Zeiten auf die Zeitkonstante Z_1 bezogen sind, um eine einheitliche Darstellung zu bekommen.

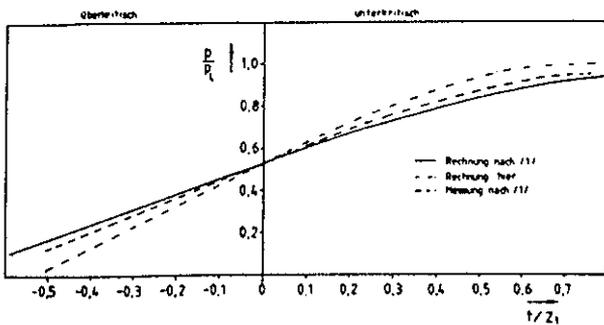


Bild 1: Fülldruckverlauf in Abhängigkeit von der Zeit in dimensionsloser Darstellung

Die aus Messungen ermittelte Kurve befindet sich zwischen den beiden theoretischen Kurven. Hierbei ist zu beachten, daß der Füllvorgang unter idealisierten Bedingungen schneller abläuft. Dazu gehören:

- Kein Abfall des Vordruckes beim Einströmen
- ideale Düsenform: keine Strahleinschnürung
- adiabate Behälterwände (unter dieser Voraussetzung wurde die Gleichung (4) hergeleitet).

Zur Erfassung der tatsächlich meist ungünstigeren Bedingungen sind gegebenenfalls Minderungsfaktoren einzuführen. Diese können durch den Vergleich mit den hier gefundenen Gleichungen, falls sie sich in weiteren Messungen unter idealen Bedingungen bestätigen lassen, direkt ermittelt werden.

5. Zusammenfassung

Unter der Annahme adiabater Behälterwände läßt sich ein Temperaturgesetz für Füllvorgänge in pneumatischen Systemen aufstellen. Mit dieser Gleichung wird eine geschlossene Lösung für das Druck- Zeit-Verhalten beim Füllen konstanter Volumina hergeleitet.

Die Gleichungen werden mit theoretischen Ableitungen und Versuchsergebnissen nach [1] verglichen. Dabei zeigt sich, daß die Versuchsergebnisse bei genauer Einhaltung bestimmter Voraussetzungen eher mit den hier aufgestellten Gesetzen beschrieben werden können.

6. Literatur

- [1] Wiedmann, P. Über die Belüftung von Behältern Pneumatiksystemen
 Ölhydraulik und Pneumatik
 29 (1985) Nr.4

DIE NEUE RECHENANLAGE AM INSTITUT FÜR MASCHINENWESEN

N. Müller
A. Schwerdt

1. Systemauswahl

1.1 Anwendungsbereiche

Mit dem angestrebten Rechnerkonzept sollten zwei Hauptanwendungsbereiche abgedeckt werden:

- Lehraufgaben innerhalb der Ausbildung aller Ingenieurstudenten in konstruktiven Fächern der TU Clausthal
- Konstruktive Bearbeitung der verschiedenen Projekte innerhalb des Sonderforschungsbereiches "Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen bei besonderen mechanischen, thermischen oder chemischen Belastungen".

1.2 Anforderungen

Zur Einführung eines geeigneten Rechner-Software-Systems war eine umfangreiche Systemuntersuchung nötig. Für die Hardware des Rechners waren folgende Hauptanforderungen zu erfüllen:

- mindestens ein 32-Bit-Rechner
- modularer Recheraufbau
- time-sharing-system (Mehrbenutzersystem)
- mindestens 2 MB Hauptspeicher und 300 MB Plattenspeicher mit der Möglichkeit des Ausbaus auf 1 GB
- Anschluß von mindestens 6 Grafik- und 6 Alphanumerikarbeitsplätzen
- breite Industrie- und Hochschulanwendung

Die CAD-Software mußte folgenden Anforderungen genügen:

- Dialogsystem mit Menuetechnik, Benutzerführung, Fehlerbehandlung und die Möglichkeit von Kommandomacros
- Modularer Aufbau
- Schnittstellen zu Fortranprogrammen, FEM-Systemen NC-Systemen sowie eine Schnittstelle, die IGES-Format verarbeitet
- breite Anwendung in der Industrie und Hochschule
- größere Zahl von Industrie- und Hochschulpartnern

1.3 Systemuntersuchung

In Bild 1 ist die Übersicht der Systeme, die in der engeren Wahl standen dargestellt. Die wichtigsten Kriterien, die zur Entscheidungsfindung beigetragen haben, waren die Leistungsfähigkeit und Unabhängigkeit des Rechners, die breite Anwendung und der Leistungsumfang der CAD-Software, die Hard- und Softwareunabhängigkeit der Arbeitsplätze, der modulare Programmaufbau, die Bedienerfreundlichkeit, der Umfang der lauffähigen technischen Software auf dem Rechner und nicht zuletzt das Preis/Leistungsverhältnis.

Es wurden die folgenden Systeme untersucht:

lfd. Nr.	Firma	Hardware Rechner	CAD Softwarepa
1	CV bzw. Fabris	DEC	MEDUSA
2	PRIME	PRIME	PRIME-MEDUSA
3	IBM	IBM	CADAM/CATIA
4	ISYKON	DEC/PRIME	PROREN
5	Siemens	Siemens	CADIS BS 2000
6	MATRA	DEC	EUCLID
7	Control Data	CDC	CD 2000
8	PROCAD	PCS	PROREN
9	Sperry	Sperry	UNIS-CAD
10	Intergraph	DEC	Intergraph

Bild 1: Systemuntersuchung zu CAD-Programmen

1.4 Entscheidung

Die Entscheidung fiel auf ein Rechnersystem der Firma PRIME mit der CAD-Software PRIME-MEDUSA. Für diese Entscheidung sprachen besonders die breite Softwareanwendung von MEDUSA, der leistungsfähige Rechner mit unabhängigen Arbeitsplätzen, die Landeslizenz für die gesamte PRIME-MEDUSA-Software, das dadurch sehr gute Preis/Leistungsverhältnis, die große Zahl von Hochschulpartnern im Land Niedersachsen sowie die Anwendung von PRIME-MEDUSA am Institut für Apparatebau und Anlagentechnik.

2. Das CIP-Programm

Durch das Computer Investitions Programm (CIP) des Landes ist die TU Clausthal mit drei Rechnerpools ausgestattet worden. Ein Pool ist im Institut für Maschinenwesen installiert worden. Diese Rechner dienen dazu, den Studenten an die Arbeit mit Computern heranzuführen. Aus diesem Grund erfolgte für den Pool im Institut für Maschinenwesen eine Rechnerwahl, die mit dem Rechnerkonzept der CAD-Anlage kompatibel ist. Bei den angeschafften Rechnern handelt es sich um einen PRIME-Minirechner vom Typ2250 sowie vier Mikrorechner vom Typ IBM-AT.

3. Die Gesamtkonfiguration

3.1 Hardware

Nach Installation aller Rechner im Institut für Maschinenwesen ist zur Zeit die im Bild 2 dargestellte Konfiguration vorhanden. Als Hauptrechner steht ein 32 Bit Superminirechner der Firma PRIME vom Typ 9655 mit 8 MB Hauptspeicher und 32 Terminalanschlußleitungen und zwei Festplattenlaufwerken mit je 315 MB zur Verfügung. An diesen Rechner sind ein Bandlaufwerk, ein Schnelldrucker mittlerer Leistungsstufe, ein DIN-A0-Plotter, ein Laserdrucker sowie ein Lochstreifenstanzer als Peripheriegeräte angeschlossen. Als graphische Arbeitsplätze sind ein farbiger Arbeitsplatz vom Typ Westward 3220W, drei monochrome Arbeitsplätze vom Typ Westward 2219W und ein monochromer Arbeitsplatz vom Typ Westward 2215 sowie vier grafikfähige Terminals vom Typ Plessey PT100G installiert. Die Westwardarbeitsplätze sind je mit einem alphanumerischen Ausgabeterminal vom Typ Qume VT101 sowie einem Digitalisieretablett vom Typ Kurta kombiniert. Zusätzlich sind noch vier alphanumerische Terminals Qume VT101, drei Olivetti PCs und ein IBM-PC-AT angeschlossen. Über das Ringnetzwerk PRIMENET ist der CIP-Rechner PRIME 2250 angebunden. Dieser 32 Bit-Rechner hat einen Hauptspeicher von 2 MB und ist mit einer Festplatte von 68 MB sowie einem Kassettenbandgerät ausgestattet. Zu dem Drucker Mannesmann Tally sind die IBM-PC-ATs an diesen PRIME-Rechner angeschlossen.

3.2 Software

Beide PRIME-Rechner benutzen das Betriebssystem 19.4.x. Auf dem Rechner 9655 ist zusätzlich das Softwarepaket PRIMIX verfügbar, das eine UNIX-Benutzeroberfläche bietet. Die Programmiersprachen FORTRAN, PASCAL, C, PLI, COBOL, PRIME-Assembler und BASIC sind zur Programmentwicklung benutzbar. Das installierte CAD-Paket PRIME-MEDUSA umfaßt Module für 2D, 3D, Parametric (Variantenkonstruktion), Blechabwicklung, Modellanalyse, Zeichnungsverwaltung, Schnittstellen zu FORTRAN, IGES, VDA und beinhaltet Menüs für Maschinenbau, Stahlbau, Elektrotechnik und Hydraulik. Zur Berechnung von Bauteilen mit Hilfe der Finiten Elemente Methode ist das FE-Paket ASKA mit dem Preprozessor FEMGEN und dem Postprozessor FEMVIEW installiert. Die Möglichkeit der NC-Programmierung ist durch das Programmpaket AUTOPIT gegeben.

Für die Mikrorechner IBM-AT und Olivetti M24 wird das Betriebssystem MS-DOS eingesetzt, und die Programmiersprachen FORTRAN, PASCAL UND BASIC sind verwendbar. Mit dem Kopplungspaket PRIMELINK sind die PCs an die PRIME-Rechner angekoppelt.

4. Einsatz, Ziele in Lehre und Forschung

Lehre:

- den Studenten an den Rechner heranzuführen, "CIP"
- Einführung in die moderne Zeichen- und Konstruktionstechnik CAD
- Anwendung von Rechenprogrammen für die Auslegung und Berechnung von Bauteilen, "CIP"
- über Studien- und Diplomarbeiten vertiefte Anwendung von CAD, CAM und FEM

Forschung:

- Einbindung von CAD und FEM in den Konstruktionsprozeß
- Weiterführung von CAD in ein "CIM-Konzept"
- Entwicklung eines interaktiven Konstruktionsarbeitsplatzes
- Einstieg in Expertensysteme innerhalb der Konstruktion

5. Zusammenfassung

Mit der im Institut für Maschinenwesen installierten Rechnerleistung ist eine sehr gute Grundlage für den Einstieg in die CAD-Technik gelegt. Als Ziel für die Zukunft muß eine Leistungssteigerung und Kapazitätsvergrößerung der Anlage angestrebt werden, um den wachsenden Bedarf an Rechnerleistung, der für die Erfüllung der Aufgaben benötigt wird, decken zu können.

Rechnerkonfiguration Inst. für Maschinenwesen

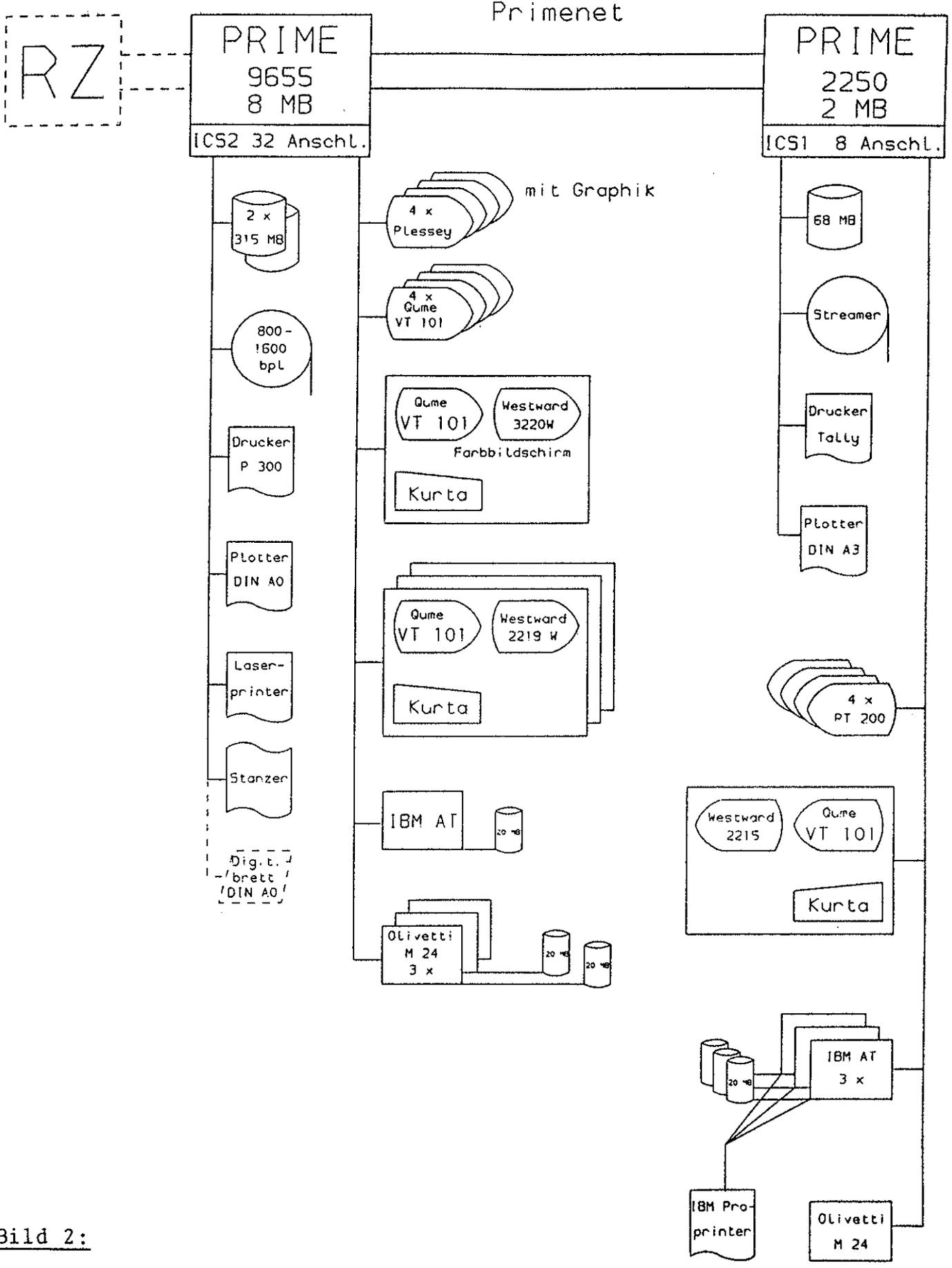
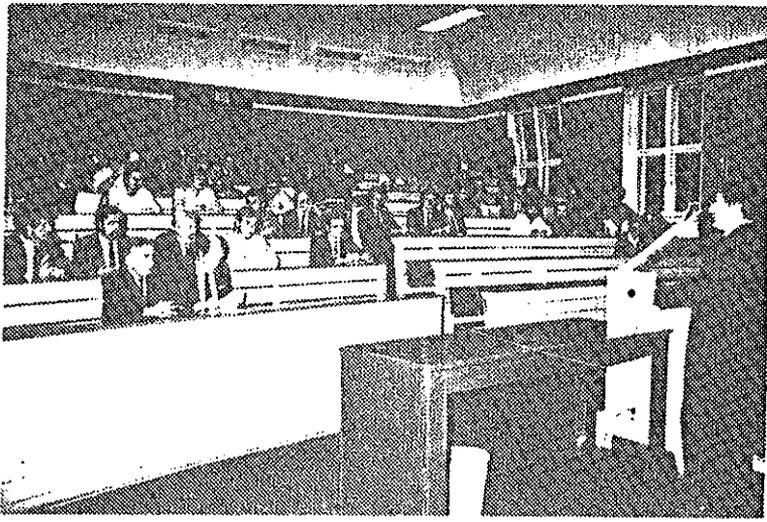


Bild 2:

----- geplant



Rechnereinweihung !

Begrüßung der zahlreichen geladenen Gäste im Hörsaal des Instituts durch dessen Leiter Prof. Peter Dietz.



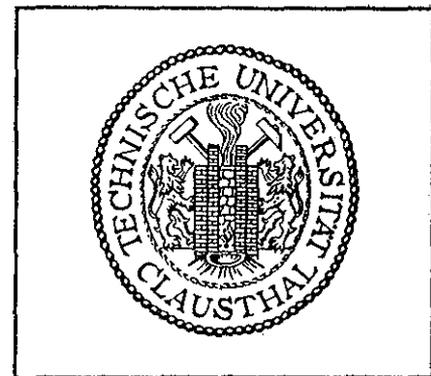
Hautnahe Demonstrationen an den umlagerten Bildschirmen, CAD und FEM.

Anschließend gab es Bier und Verpflegung für das leibliche Wohl der Gäste.



P. Dietz
U. Draugelates
R. Döpp
P. Funke

Das Selbstporträt



Produktionstechnik im Maschinenbau – Neue Wege in Clausthal

Vor etwa 20 Jahren erhielt die über 200jährige Bergakademie mit der Erweiterung der traditionellen berg- und hüttenmännischen Ausbildung durch die Fachbereiche Mathematik, Physik, Chemie und Geowissenschaften sowie Maschinenbau und Verfahrenstechnik das wissenschaftliche Spektrum der heutigen Technischen Universität Clausthal in Lehre und Forschung. Sowohl die Ausbildung der Studenten des Maschinenbaus als auch die Forschungstätigkeit der Hochschullehrer spiegeln nach wie vor den engen Bezug zur Rohstoffindustrie und den unmittelbaren Zugang zur industriellen Werkstoffverarbeitung wider. Daraus hat sich die symbiotische Entwicklung einer produktionstechnischen Lehre ergeben, die die heutige Studienrichtung Produktionstechnik im Maschinenbau des Fachbereichs Maschinenbau und Verfahrenstechnik kennzeichnet.

Die Schwerpunktausbildung in der Produktionstechnik setzt das übliche Grundstudium des Maschinenbaus bis zum Vordiplom voraus. Ebenso entspricht die Fachausbildung in den Pflichtfächern der üblichen Pflichtlehre des Studiengangs Maschinenbau. Die Spezialisierung vollzieht sich dann in den Wahlpflicht- und Schwerpunktfächern (Bild 1).

Die enge Verbindung des Maschinenbaus der Techn. Universität Clausthal mit der Verfahrenstechnik ergibt sich durch die Zusammenfassung in einem Fachbereich. Hierdurch konnten in der Lehre vorteilhafte Verknüpfungen und Erweiterungen vorgenommen werden. Für die Ausrichtung der Forschungsarbeit haben sich durch die Problemvorgaben aus der Verfahrenstechnik erhebliche Impulse für die konstruktionsmethodische und produktionstechnische Bearbeitung von verfahrenstechnischen Maschinen und Apparaten ergeben.

In diese Entwicklung hat sich die Produktionstechnik mit ihren Hauptgebieten eingliedert, die im wesentlichen von vier Instituten getragen wird. Sie vertreten die Hauptbereiche der Fertigungstechnik:

- Maschinenkonstruktion und Werkzeugmaschinen (Professor Dr.-Ing. P. Dietz),
- Trennende Fertigungsverfahren und Schweißtechnik (Professor Dr.-Ing. U. Draugelates),
- Umformtechnik und Oberflächentechnologie (Professor Dr.-Ing. P. Funke),
- Gießereitechnik (Professor Dr.-Ing. R. Döpp).

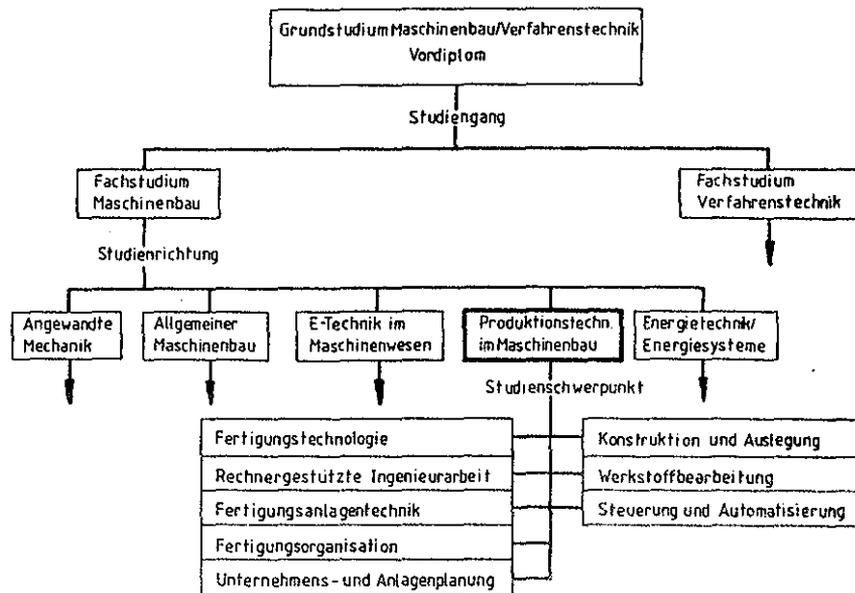


Bild 1. Studiengang Fachstudium Maschinenbau

Durch einen umfangreichen Lehranteil der Elektrotechnik im Fachstudium ist ein hohes Ausbildungsniveau der Studierenden der Produktionstechnik in der Automatisierungs- und Digitaltechnik mit der Möglichkeit zur Spezialisierung gegeben. Als neuer Weg in Lehre und Forschung der Produktionstechnik erweist sich die zusätzliche Verknüpfung der grundlegenden produktionstechnischen Fachausbildung in:

- Fertigungstechnologie,
- Steuerungstechnik,
- Organisation

mit einer weiterführenden methodischen Konstruktionslehre und mit einer Ausbildung in spezieller Werkstoffverarbeitung, die durch die genannten Institute des Fachbereichs Metallurgie und Werkstoffwissenschaften eingebracht wird.

Dadurch ergibt sich eine neuartige Ausrichtung auf die roh- und werkstoffbezogene Produktionstechnik für den Einsatz im Maschinen- und Anlagenbau (Bild 2).

Das Ziel der Ausbildung ist ein breitbandiger Einsatzbereich der Absolventen in Produktionsbetrieben des Maschinenbaus und der Fertigungstechnik für Komponenten und Anlagen der Rohstoff-, Chemie- und Energietechnik.

Institut für Maschinenwesen

Das Institut wurde 1929 als *Institut für Maschinenkunde und Elektrotechnik* der Bergakademie Clausthal gegründet. nach der damaligen Struktur war sein Aufgabenbereich von der Grundausbildung der Bergbau- und

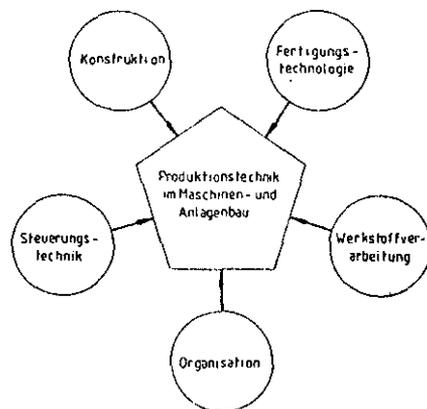


Bild 2. Ausbildungsprofil für Diplomingenieure der Produktionstechnik an der Techn. Universität Clausthal

Hüttenstudenten abgeleitet. Professor F. Süchting wirkte hier bis zu seiner Emeritierung 1938, seine Nachfolger waren Professor K. Bechtold und Professor L. Engel. Mit der Umwandlung in die Technische Universität Clausthal folgte 1967 Professor A. Kuske dem Ruf an das neu strukturierte *Institut für Maschinenwesen*, er erlangte mit seinen Arbeiten auf dem Gebiet der Spannungsoptik internationalen Ruf.

1980 übernahm Professor Dr.-Ing. P. Dietz die Führung des Institutes. Mit seinen praktischen Erfahrungen aus der Werkzeugmaschinenindustrie konnte das seit langem geplante Konzept einer Ausbildung in Produktionstechnik innerhalb des Maschinenbaustudiums durchgesetzt werden. Damit erhielt das Institut neben den traditionellen Lehr- und Forschungsgebieten im Umfeld des Bergbau- und Hüttenwesens und der Verfahrenstechnik neue Arbeitsgebiete. Die Forschungsinteressen liegen dabei besonders im Grenzbereich zwischen Konstruktion und Fertigung, z.B. die Beeinflussung des Betriebsverhaltens von Maschinenelementen durch das Fertigungsverfahren. Auch die experimentelle Spannungsanalyse findet eine Anwendung in der spanlosen Herstellung von Schrauben und Wellen-Naben-Verbindungen; Modelluntersuchungen zum dynamischen Verhalten führen unter anderem zu Gestaltungsfragen an Schmiedepressen. Die Verbindung von Werkzeugmaschinen- und Konstruktionslehre führt zu konstruktionsmethodisch ausgerichteten Forschungsaufgaben, z.B. dem Aufbau von Fertigungssystemen in Modulartechnik oder den Einbezug fertigungstechnischer Gesichtspunkte in die Entwicklung von CAD-Systemen.

Tabelle 1 gibt einen Überblick über die Forschungs- und Lehrgebiete des Institutes.

Die enge Zusammenarbeit mit dem REFA-Institut, die Nutzung einer CAD-Rechenanlage und die Einrichtung eines fertigungstechnischen Labors mit NC-Technik runden das Lehrangebot ab.

Neben den beiden Hochschullehrern, Professor Dr.-Ing. P. Dietz und Professor Dr.-Ing. H.J. Barth, sind zur Zeit zehn wissenschaftliche Mitarbeiter und zwei Gastwissenschaftler tätig. Die Werkstatt ist mit vier Mitarbeitern und vier Auszubildenden besetzt, zwei Verwaltungsangestellte unterstützen den organisatorischen Ablauf.

Institut für Schweißtechnik und Trennende Fertigungstechnik

Das Institut für Schweißtechnik und Trennende Fertigungsverfahren (ISAF) wurde 1978 gegründet und begann mit der Berufung seines ersten Institutsdirektors, Professor Dr.-Ing. U. Draugelates, im Jahre 1979 seine Arbeit in Lehre und Forschung. Am Institut sind insgesamt 32, davon 12 als wissenschaftliche Mitarbeiterinnen und Mitarbeiter tätig. Das Institut besitzt auf rd. 1300 m² Büro-, Labor- und Hallenfläche für die schweißtechnische Forschung zum Beispiel Schutzgas-, Unterpulver- und Laserschweißgeräte, mehrere Auftragschweißsysteme sowie Mikroschweiß- und Bändergeräte und Einrichtungen zum Weich- und Hochtemperaturlöten. Das Zerspanungslaboratorium ist mit einer CNC-Drehmaschine, einem CNC-Bearbeitungszentrum, Dreh-, Bohr- und Fräsmaschinen sowie mit Kraft- und Oberflächenmeßgeräten ausgestattet. Neben den Zentralabteilungen für Meßtechnik, mechanische Bearbeitung und Metallographie mit Lichtmikroskopie, Raster-Elektronen-Mikroskop (REM) und Mikroanalyse sind Werkstoff-

prüfgeräte und ein umfangreiches metallurgisches Labor vorhanden.

Das ISAF gehört zum Fachbereich Maschinen- und Verfahrenstechnik und erteilt die Lehre in Schweißtechnik und Zerspannung für alle Studienrichtungen des Maschinenbaus und des Fachbereichs Metallurgie und Werkstoffwissenschaften.

Die Hauptgebiete der Forschung enthält Tabelle 2. Die Forschungsarbeiten werden durch Aufträge des Bundesministers für Forschung und Technologie (BMFT), der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen (AiF) und von Industrieunternehmen, durch Sachbeihilfen der Deutschen Forschungsgesellschaft (DFG), des Landes Niedersachsen und der Stiftung Volkswagenwerk finanziert. Etwa 18% des Institutsbudgets werden durch den Hochschulhaushalt getragen.

Institut für Eisenhüttenkunde und Gießereiwesen

Das Institut befaßt sich in Lehre und Forschung mit metallurgischen Grundlagen und Verfahrenstechniken der Eisen- und Stahlerzeugung sowie der Gießereitechnik. Schwerpunkte sind neben der traditionellen metallurgischen Ausrichtung die Untersuchung der Einflüsse von chemischer Zusammensetzung, Keimzustand und Abkühlungsgeschwindigkeit auf Erstarrungsverhalten, Gefüge und Eigenschaften von Gußlegierungen. Wechselseitige Anregungen geben die Parallelen zwischen Vorgängen bei der Herstellung von Roheisen und Stahl als Halbzeug einerseits und Formguß andererseits. Die stärkere wissenschaftliche Durchdringung der Grundzusammenhänge bei den Fertigungsschritten

Tabelle 1. Forschungs- und Lehrgebiete des Institutes für Maschinenwesen

	Arbeitsgebiete P. Dietz		Arbeitsgebiet H.-J. Barth	
	Maschinenelemente und Konstruktionsforschung	Produktionstechnik	Experimentelle Spannungsanalyse	Pneumatik und Maschinenakustik
Forschung	Zahn- und Keilwellenverbindungen (Tragfähigkeit und Verschleiß)	CAD/CAM-Schnittstellen	Spannungsoptische Auswertverfahren	Druckluftfedern
	Schrauben bei überelastischer Beanspruchung	Genauspannen zylindrischer Teile	Dynamische Belastung von Maschinenteilen	Entwicklung schallarmer pneumatischer Antriebe
	Seiltrommeln (ein- und mehrlagig bewickelt)	Spanlose Formgebung von Maschinenelementen (Welle-Nabe-Verbindungen)	Modelluntersuchungen zur elastoplastischen Beanspruchung	Entwicklung von Heißluftgebläsen
	Systematisches Konstruieren lärmarmen Maschinen	Gestaltung von Maschinengestellen		Konstruktion von Maschinen der Verfahrenstechnik
	Konstruktion von Maschinen der Verfahrenstechnik			Lärmarme Konstruktionen Dynamische Belastung von Maschinenteilen/Körperschall
Lehre	Technisches Zeichnen	Produktionstechnik	Experimentelle Spannungsanalyse	Maschinenelemente
	Maschinenelemente	Konstruktion von Werkzeugmaschinen	Ausgewählte Kapitel der Spannungsoptik	Pneumatik
	Konstruktionslehre	Industriebetriebslehre		Pneumatische Antriebe
	Technische Normung	Programmierung von Werkzeugmaschinen		Maschinenakustik
	Sicherheitstechnik			

Praktika, Seminare, Studien- und Diplomarbeiten in den oben aufgezeigten Lehrgebieten

Tabelle 2. Hauptgebiete der Forschungstätigkeiten des ISAF

Schweißtechnische Forschung	Zerspanungsforschung
<ul style="list-style-type: none"> – Schweißen von Gußeisenwerkstoffen – Auftragschweißen durch PHA-, Pl-MIG-, UP-, MIG-Verfahren – Schweißen kaltzäher Stähle – Mikrofügetechnik von Feinstdrähten und Folien – Stahl/Guß-Verbundschweißen – Weich- und Hartlötten 	<ul style="list-style-type: none"> – Zerspanungseigenschaften hochfester Gußwerkstoffe – Untersuchung des Einflusses von Kühlschmierstoffen – Zerspanen von glas- und kohlefaser-verstärkten Kunststoffen – Beanspruchungsuntersuchungen an Schnittwerkzeugen

Formen, Schmelzen, Gießen ist deshalb notwendig, weil immer höhere Ansprüche an die Qualität der Gußteile gestellt werden. Dabei hat das technisch und wirtschaftlich reizvolle Zusammenspiel zwischen Konstruktion, Verfahrenstechnik und Werkstoff besondere Bedeutung.

Schon seit der Gründung des Institutes im Jahre 1903 durch Professor B. Osann wurde besonderer Wert auf praxisnahe Lehre und Forschung gelegt. Die Namen der Nachfolger, die Professoren Oelsen, Trömel, Schürmann und Koch, sind eng mit den metallurgischen Grundlagen der Eisen- und Stahlerzeugung sowie der Metall-Schlacke-Reaktionen verknüpft. Seit 1983 ist mit der neu errichteten Professur für metallurgische Grundlagen der Gießereitechnik die Gießereikunde in ihrer Bedeutung unterstrichen und als Lehrinhalt auch für Studenten des Maschinenbaus und der Verfahrenstechnik aufbereitet.

Folgende Lehrangebote und Forschungsgebiete werden im Bereich des Gießereiwesens besonders verfolgt:

Lehrangebote

- Formstoffe und Formverfahren,
- Schmelzverfahren,
- Gefüge und Eigenschaften von Gußwerkstoffen,
- Konstruieren mit Gußwerkstoffen,
- Planen und Entwerfen von Gießereianlagen.

Forschungsgebiete

- Ermittlung von Zustandsdiagrammen (heterogene Gleichgewichte),
- thermische Analyse von Eisen- und Nichteisen-Legierungen,
- Erstarrungsverhalten, Gefüge und Eigenschaften von Eisen- und Nichteisen-Gußwerkstoffen und -Gußbauteilen,
- Stützschaalen- und Kokillenguß von Eisenlegierungen,
- Wasserglas-Kohlensäure-Verfahren als arbeitsplatz- und umweltfreundliches Herstellungsverfahren für Formen und Kerne.

Institut für Werkstoffumformung

Die Lehre der Umformung von Metallen wurde 1928 in Clausthal begonnen, seit 1940 gibt es eine eigene Studienrichtung (vormals: Verformungskunde). Ein eigener Lehrstuhl wurde 1962 eingerichtet, ein entsprechendes Institut 1963 gegründet. Ende 1965 konnte die Versuchshalle, Ende 1970 das Hauptge-

bäude an der Agricolastraße 6 bezogen werden. Gegenwärtig sind am Institut 12 wissenschaftliche und 15 technische Angestellte tätig. Angegliedert ist eine amtlich anerkannte Materialprüfstelle für metallische Werkstoffe. Lehrstuhlinhaber und Leiter ist seit 1962 Professor Dr.-Ing. P. Funke. Die technische Einrichtung umfaßt unter anderem:

Duo- und Quarto-Walzgerüste (6 und 10 Zoll), 20-Rollen-Folienwalzwerk, dreifachwirkende 2,4-MN-Tiefziehpressen, Draht- und Rohrzieheinrichtungen, Profilieranlage, Induktiv- und Konduktiv-Glühanlagen, Patentieranlage, Torsionsplastometer, Dilatometer, Metallografie mit Rasterelektronenmikroskop, Rechenanlagen und Datenverarbeitung mit Anschluß an Großrechenanlage, Meßwagen für Betriebsuntersuchungen, Materialprüfmaschinen und -einrichtungen, Zeitstandanlagen und Federprüfmaschinen, Meßmikroskop, Eigenspannungsmeßeinrichtungen.

In der Forschung laufen zur Zeit Projekte über:

- Kaltwalzen (Formänderungsverhalten, Fließkurven, Schmierstoffuntersuchungen, Stichplanerstellung, Walzplattieren, Entwicklung mathematischer Modelle),
- Warmwalzen (Umformverhalten, thermomechanische Behandlung, Berechnung des Temperaturverhaltens, Verzerrungsanalyse),
- Profilieren (Herstellung von Leichtbauprofilen, Messung der Eigenspannungen, Optimierung der Trägheits- und Widerstandsmomente),
- Rohrziehen (Stoffflußuntersuchungen mit Hilfe der visioplastischen Methode, Hohl- und Stopfenzug, Schmierstoffuntersuchungen),
- Drahtziehen (Ziehkraftmessung, Druckverteilung in der Ziehdüse, Reibung und Verschleiß, Ultraschall-Überlagerung, Hochdruckschmierung),
- Walzziehen (Vergleich zum Gleitziehen, schwerumformbare Werkstoffe, Herstellung von Sonderprofilen),
- Tiefziehen (symmetrische und asymmetrische Werkzeuggeometrie, Spannungs- und Formänderungszustände, Schmierstoffuntersuchungen).

In der Lehre werden die Theorie der Umformung, die Plastomechanik, die technischen Formgebungsverfahren und die Oberflächentechnik angeboten. Besonderer Wert wird auf die Zusammenarbeit mit den Instituten des Maschinenbaus und der Fertigungstechnik gelegt.

wt

Plastische Verformungen erhöhen Traganteil der Gänge

Einfluß der Gewindegeometrie auf die Dauerfestigkeit hochbeanspruchter Schrauben

Peter Dietz und Jürgen Blechschmidt

Basierend auf umfangreichen Forschungen sind mit den ISO-Normen tragfähige Gewindeformen entstanden, die für übliche Beanspruchungen vollauf ausreichen. Bei besonderen konstruktiven Randbedingungen, wie bei Sicherheitsbauteilen, kann es dennoch empfehlenswert sein, auf Sondergeometrien mit größerer Tragfähigkeit auszuweichen, und so eine höhere Sicherheit zu erreichen. Neuere Untersuchungen befassen sich mit der elastischen Verformbarkeit in den Gewindegängen, die die Tragfähigkeit erhöhen.

Die Schraube als eines der ältesten Maschinenelemente und als Massenartikel hat man frühzeitig genormt. Trotz dieser Geometrie und Werkstoffwahl wichtiger Festlegung war sie aber stets ein Objekt der Forschung. Bei der Umstellung der älteren Witworth-Gewinde auf metrische DIN-Gewinde und später auf die ISO-Normgewinde sind dem damaligen Stand der Technik entsprechende Verbesserungen eingeflossen, die auch heute noch Gültigkeit haben. Trotzdem dieses hochentwickelte Verbindungselement, das aufgrund seines Aufbaus die Verbindungsfunktion sowohl reibschlüssig als auch formschlüssig erfüllt, infolge seiner hochgradig gekerbten Gestalt und der Komplexität der Lasteintragungsvorgänge in Gewindegängen nicht optimal vom Standpunkt einer

kraftflußgerechten Gestaltung her gesehen. Neben den Forschungen zur Wahl, Behandlung des Werkstoffes und zur Schraubenherstellung werden Untersuchungen angestellt, die Feingeometrie in den Gewindegängen zu verändern, und so eine Verbesserung des Kraftflusses zu erreichen, die wiederum die Dauerhaltbarkeit erhöht. Diese Arbeiten haben meist eine gezielte Aufgabenstellung für Sonderbauarten von Schrauben, deren Verwendungsgebiete in der allgemeinen Sicherheitstechnik, bei Luft- und Raumfahrt und in der Reaktortechnik liegen.

Gewindeverhalten und Lastverteilung

Gewinde kann man geometrisch vereinfacht als eine Hintereinanderschaltung von Kerben betrachten. Als Besonderheit geschieht die Kräfteinleitung jedoch in unmittelbarer Nähe der Kerbausrundung. Zusätzlich stellt sich in Abhängigkeit von den Fertigungstoleranzen, der Werkstoffpaarung und der allgemeinen geometrischen Gestalt 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 bei Gewindebolzen zu den charakteristischen Dauerbrüchen an dieser Stelle. Die Ursache ist zum einen im Steifigkeitsprung zu sehen, den die aufgeschraubte Mutter verursacht, und zum anderen in dem hohen Kerbfaktor im Gewindegrund. Die Lastverteilung auf die einzelnen Gewindegänge stellt also ein Hauptkriterium für die Belastbarkeit einer Gewindeverbindung sowie für mögliche Tragfähigkeitssteigerungen dar. Die gegenseitige Kopplung von Beanspruchung und Verformung in den einzelnen

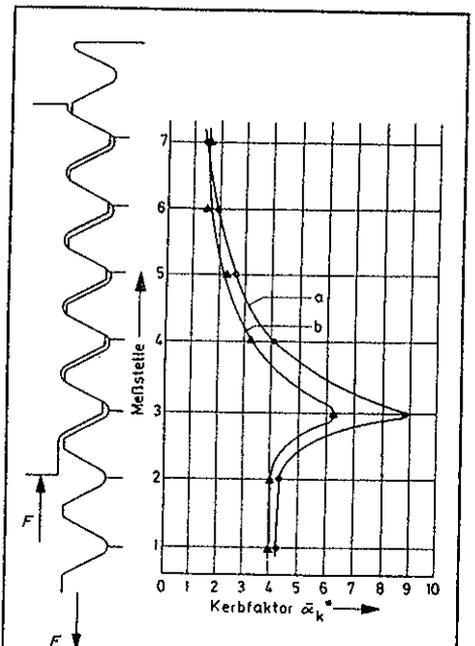


Bild 1: Lastverteilung in einem Gewinde [6]
a bei 60° Flankenwinkel, b bei 90° [6].

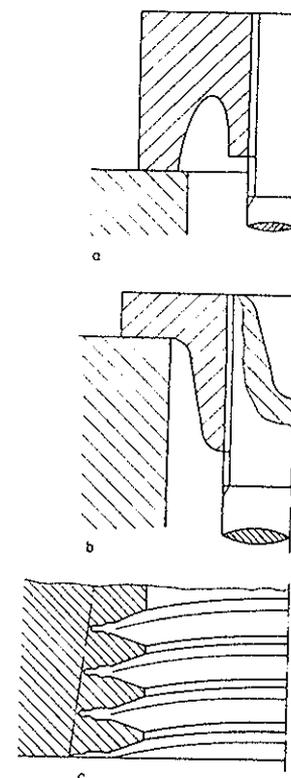


Bild 2: Ausführungsformen von Gewindeverbindungen, die die Steifigkeit verändern und so die Lastverteilung verbessern
a Mutter mit Eindrehung, b Stülpmutter mit konisch aufgebohrtem Bolzen, c Muttergewinde nach Solt [1]

Dr.-Ing. Peter Dietz ist Direktor des Instituts für Maschinenwesen an der Technischen Universität Clausthal-Zellerfeld. Dipl.-Ing. Jürgen Blechschmidt ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am selben Institut.

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 mit konstruktiven Maßnahmen positiv zu beeinflussen. Schwerpunkt dieser Bemühungen ist ein elastischer Ausgleich innerhalb der einzelnen Gewindengänge mit einer Formgebung in der Mutter (Stülpmutter), mit konisch aufgebohrten Schraubenbolzen oder mit örtlicher Anpassung der Gewindesteigung an die bei Belastung zu erwartende Verformung von Schraube und Mutter. Auch die Steifigkeit der Gewindengänge selbst ist konstruktiv beeinflussbar mit konischem Eindrehen des Bolzengewindes. beispielsweise nach einem Vorschlag von Solt [1]. Bild 2 gibt eine Übersicht über Vorschläge, wie sich mit einer Gestaltung von Bolzen und Mutter die Lastverteilung aufgrund elastischer Verformungen verbessern läßt.

Auch bei plastischer Teilverformung mittels statischer Betriebslast oder über eine Vorlast ist ein Ausgleich der Lastverteilung durch die Verformung der am höchsten beanspruchten Gewindengänge zu erwarten. Neuere spannungsoptische Untersuchungen mit dem Modellwerkstoff Silberchlorid [2] zeigen, wie sich die Lastverteilung im Gewinde bei teilplastischer Verformung verändert. In einem ebenen Versuch an einer zehnfach vergrößerten Gewindegeometrie M8 x 1,25 konnte das Verhalten der Gewinde-

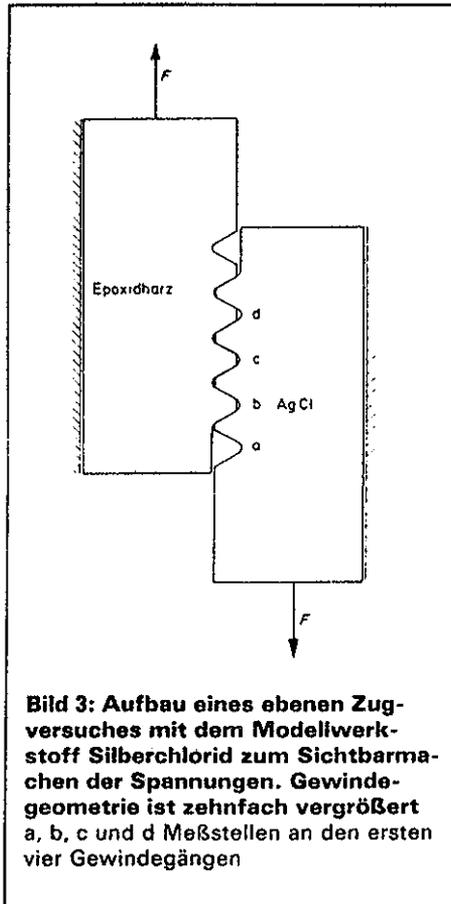


Bild 3: Aufbau eines ebenen Zugversuches mit dem Modellwerkstoff Silberchlorid zum Sichtbarmachen der Spannungen. Gewindegeometrie ist zehnfach vergrößert a, b, c und d Meßstellen an den ersten vier Gewindengängen

verbindung beim Überschreiten der Elastizitätsgrenze beobachtet werden (Bild 3). Die Auswertung der maximalen Spannungen im Gewindegrund führte zu dem in Bild 4 dargestellten Dia-

gramm. Deutlich erkennt man die Verlagerung der Belastung und Einebnung der Lastverteilung bei Zunahme der äußeren Last. Dies hat beispielsweise zur Folge, daß bei Erhöhung der Versuchskraft auf das Vierfache die „kritische Kerbspannung im zweiten Gewindekerbgrund nur um 15% steigt und dann mit plastischem 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 wegen seiner Druckvorspannungen tragfähigkeitsteigernd wirkt.

Dieser Versuch bestätigt die bisherige Vermutung, daß teilplastisches Verhalten die Lastverteilung positiv beeinflußt. Der Effekt tritt bei normalen Schraubenverbindungen im allgemeinen schon bei relativ kleinen Vorspannungen auf, weil 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 die Dehnungsgrenze erreicht wird [3]. Wird nach dem überelastischen Anziehen die Vorspannung wieder reduziert, so kann das entstandene Eigenspannungssystem zu einer höheren Dauerfestigkeit führen [4]

Kerbwirkung und Kerbfaktor

Im Schrifttum wird im allgemeinen zur Beschreibung von Kerbwirkungen die

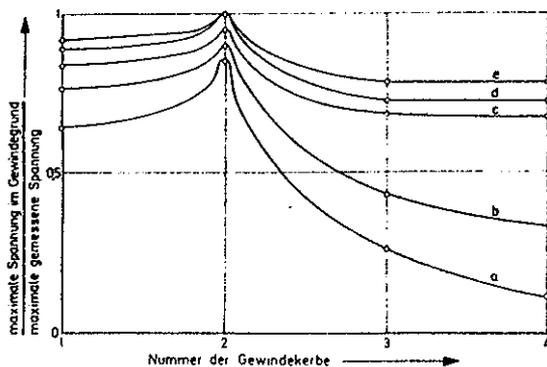


Bild 4: Abhängigkeit der Lastverteilung im Gewinde von der Höhe der aufbrachten Zugkraft
a Zugkraft = 387 N, b 580 N, c 1160 N, d 1354 N, e 1547 N.

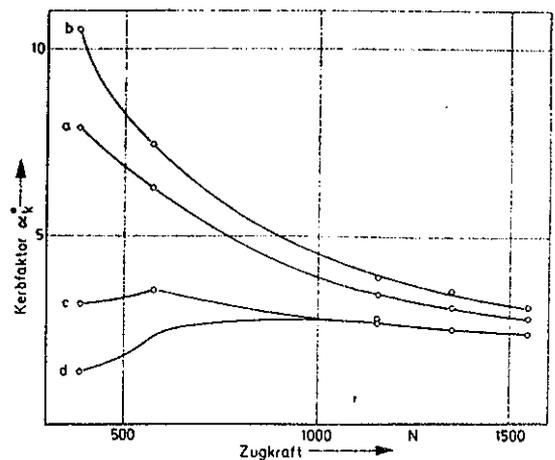


Bild 5: Auswirkung plastischer Verformung auf den Kerbfaktor, ermittelt im Versuch gemäß dem Aufbau in Bild 3

a, b, c und d entsprechen den Meßstellen gemäß Versuchsaufbau Bild 3

Formfaktor α_k angewandt, der nur von der Bauteilgeometrie abhängig ist und anschaulich die Effekte beschreibt, die bei der „Einschnürung des Kraftflusses“ entstehen, wenn die Kräfte ein Bauteil mit geometrischen Veränderungen durchlaufen [5]. Im vorliegenden Fall der Einleitung der Kräfte in die Kerbranken und unter dem Gesichtspunkt der Aufteilung dieser Last auf verschiedene Flanken wird unter starker Vereinfachung der mechanischen Zusammenhänge ein für Untersuchungen an Gewinden geeigneter Kerbfaktor eingeführt [6 und 7]:

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

Die Nennspannung berechnet sich aus dem Quotienten von Axialkraft F und Gewindekernquerschnitt A_k . (In verschiedenen Veröffentlichungen, beispielsweise [6], wird auch ein Kerbfaktor definiert, dem als Nennspannung die Lastspannung im ungestörten Bereich zugeordnet ist.)

Nach dem Überschreiten der Elastizitätsgrenze besteht kein linearer Zusammenhang zwischen der maximalen Kerbspannung und der Nennspannung im geschwächten Querschnitt, so daß sich zum Beispiel bei überelastischer Gewindebeanspruchung ein Verlauf von α_k^* als Funktion der äußeren Last gemäß Bild 5 ergibt (Versuchsaufbau nach Bild 3). In Bild 5 zeigt Kerbe 2 nach den Stummelagerungen 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 nehmen alle Kurven, auch die der freien Kerbe 1, einem gemeinsamen Grenzwert zu.

Gewindeprofil und Dauerfestigkeit

Der Zusammenhang zwischen der Dauerhaltbarkeit eines Gewindes und dem Gewindeprofil ist außer durch Einflüsse des Werkstoff und Fertigung vom Kerbfaktor bestimmt. Der Einfluß der verschiedenen geometrischen Größen auf die Spannungskonzentration läßt sich anhand von spannungsoptischen Aufnahmen verschiedener Gewindeprofile zeigen. Bild 6 gibt einen Eindruck über die Belastungsverteilungen auf den Gewindeflanken und die in den jeweiligen Gewindegrundkerben herrschenden

Tafel 1: Abmessungen und Kerbfaktoren der Gewindeprofile nach Bild 6

		geometrische Abmessungen			
		Radius/Höhe	Flankenwinkel β	Steigung m	Kerbfaktor α_k^*
Sägewinde S 130 x 5	a	0,1238	45°	$m = 1,3 \times d$	7,2
Trapezgewinde TR 130 x 6	b	0,0893	30°	$m = 1,3 \times d$	6,7
60°-Gewinde M 130 x 10	c	0,3349	60°	$m = 1,3 \times d$	3,3
90°-Gewinde M 130 x 10	d	0,2309	90°	$m = 1,3 \times d$	2,1

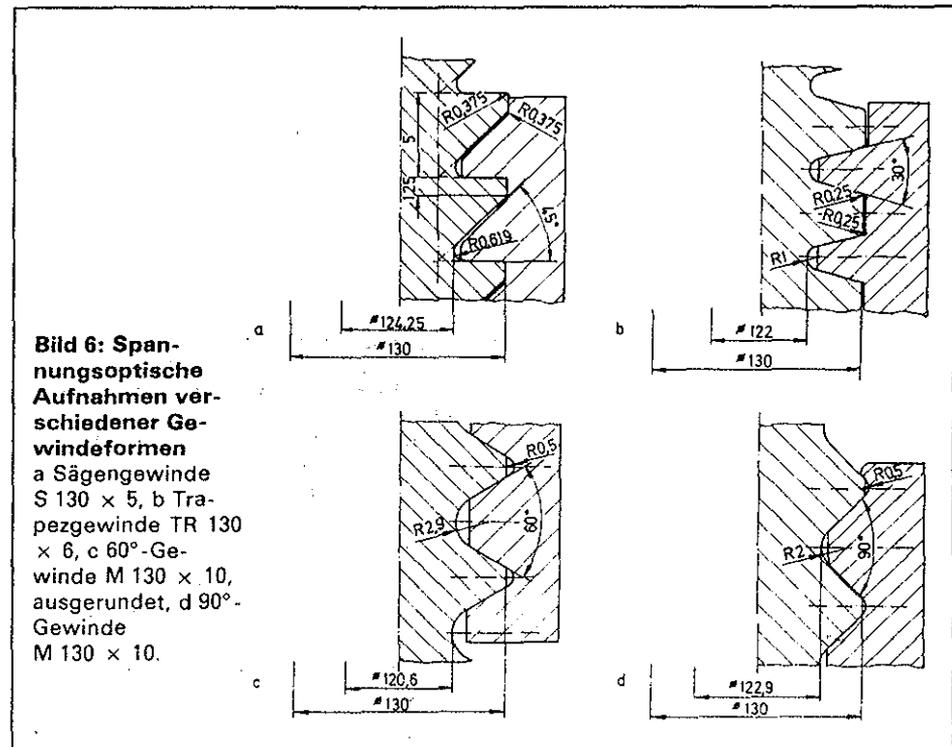


Bild 6: Spannungsoptische Aufnahmen verschiedener Gewindeformen
 a Sägewinde S 130 x 5, b Trapezgewinde TR 130 x 6, c 60°-Gewinde M 130 x 10, ausgerundet, d 90°-Gewinde M 130 x 10.

Spannungen für verschiedene Gewindeformen; plastische Verformungen sind hierbei nicht berücksichtigt. Die Auswertung dieser Untersuchungen (Tafel 1) macht deutlich, daß Sägen- und Trapezgewinde im Verhältnis zu den beiden anderen Gewindeformen ungefähr doppelt so stark im Gewindekerndurchmesser beansprucht sind. Trotz des geringeren Kernradius und des kleineren Flankenwinkels weist das Trapezgewinde wegen der günstigeren Umlenkung des Kraftflusses (Bild 6) einen geringeren α_k^* -Wert auf. Das 90°-Gewinde ist dem 60°-Gewinde überlegen, obwohl es in dieser Ausführung einen schärferen Kernradius besitzt und die Keilwirkung der Flanken höhere Umfangsspannungen in der Mutter erzeugen. Der Einfluß der Geometrie auf die Kerbwirkung bei Schraubenverbindungen wird gesondert behandelt.

Schrifttum:

- [1] Kuske, A.: Festigkeitsgerechte Konstruktion mit Hilfe der Spannungsoptik. Vergleich zwischen Säge- und Soltgewinde. Stahl und Eisen 85 (1965) 7, S. 397-400.
- [2] Schmidt, O. A.: Beitrag zur Untersuchung von Umformvorgängen beim Strangpressen von Metallen mit Hilfe spannungsoptischer Methoden. Dissertation TU Clausthal 1981.
- [3] Kwami, F. O.: Untersuchung der Sicherheit überelastisch vorgespannter Schrauben bei statischen und dynamischen Beanspruchungen. Dissertation TU Berlin 1965.
- [4] Thomala, W.: Hinweise zur Anwendung überelastisch vorgespannter Schraubenverbindungen. VDI-Berichte 478. Düsseldorf: VDI-Verlag 1983, S. 43-53.
- [5] Neuber, H.: Kerbspannungslehre. Berlin, Heidelberg, New York, Tokio: Springer Verlag 1958.
- [6] Hirchenhain, A.: Beitrag zur Ermittlung der Spannungsverteilung in Schrauben-Mutter-Verbindungen mittels Spannungsoptik. Dissertation TU Clausthal 1981.
- [7] Thomala, W.: Beitrag zur Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen. Dissertation TH Darmstadt 1978.

Optimaler Flankenwinkel etwa 90°

Einfluß der Gewindegeometrie auf die Schraubenfestigkeit

Peter Dietz und Jürgen Blechschmidt

Die heute gebräuchlichen metrischen Gewinde nach ISO haben einen Flankenwinkel von 60°. Untersuchungen aus neuerer Zeit beweisen, daß die Veränderung dieses Flankenwinkels Einfluß auf die Spannungskonzentration und damit auf die Dauerfestigkeit des Gewindekerbgrundes hat. Bei den Untersuchungen konnte ferner festgestellt werden, daß sich die Lastverteilung bei Verwendung einer 90°-Gewindegeometrie verbessert.

Basierend auf umfangreichen Forschungen sind mit den ISO-Gewinden tragfähige Formen entstanden, die für übliche Beanspruchungen vollauf ausreichen. Bei besonderen konstruktiven Randbedingungen und je nach Art der Lasteinleitung kann es dennoch empfehlenswert sein, auf Sondergeometrien mit größerer Tragfähigkeit auszuweichen und so eine höhere Sicherheit zu erreichen. Eine Fülle von Forschungen beschreibt den Einfluß einzelner geometrischer Parameter auf die Gewindetragfähigkeit. Neuere Untersuchungen befassen sich mit der plastischen Verformbarkeit in den Gewindegängen, über die sich eine Lastverteilung über mehrere Gänge und somit eine weitere Steigerung der Tragfähigkeit erzielen läßt [1].

Geometrieinfluß auf die Kerbwirkung

Die geometrischen Einflüsse auf die Kerbwirkung im Gewinde wurden aus verschiedenen Untersuchungen zusammengestellt. Sie sollen die Wirksamkeit

Prof. Dr.-Ing. Peter Dietz ist Direktor des Instituts für Maschinenwesen an der Technischen Universität Clausthal-Zellerfeld. Dipl.-Ing. Jürgen Blechschmidt ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am selben Institut.

von Änderungen der Gewindegeometrie auf die Tragfähigkeit der Verbindung verdeutlichen. Insbesondere bei länger zurückliegenden Forschungsarbeiten werden die Ergebnisse teilweise überdeckt von Einflüssen aus Fertigungsgenauigkeit, Toleranzzusammenspiel sowie von Werkstoffpaarungs- und Schmierungsproblemen an ausgeführten Verbindungen und Modellgewinden.

Das heute gebräuchliche metrische ISO-Gewinde hat einen Flankenwinkel von 60°. Mehrere Arbeiten aus neuerer Zeit zeigen, daß die Veränderung des Flankenwinkels nicht ohne Einfluß auf die Spannungskonzentration und damit auf die Dauerhaltbarkeit des Gewindekerbgrundes ist. Eine Übersicht über die entsprechenden Forschungsarbeiten und den von ihnen untersuchten Winkelbereich gibt Bild 1. Eines der Ergebnisse ist dabei, daß es für den Flankenwinkel einen optimalen Wert bei etwa 90° geben muß [1]. (Bild 2). Dies wird dadurch erklärt, daß mit zunehmendem Öffnungswinkel die Kerbspannung zunächst abnimmt [2]. Bei weiterer Vergrößerung beeinflussen die „Sprengkräfte“ in der Mutter den Spannungszustand in der Kerbe aber wesentlich, und damit wird der kritische Spannungszustand von der Umfangsspannung als maximaler Hauptspannung bestimmt. Weiterhin konnte bei diesen Untersuchungen festgestellt werden, daß sich die Lastverteilung bei Verwendung einer 90°-Gewindegeometrie verbessert. Die Spannungsüberhöhung im ersten tragenden Gewindegang wird im ebenen spannungsoptischen Versuch auf etwa 70% des Wertes beim 60°-Gewinde reduziert [1].

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

- Feingewindeschrauben können wegen ihrer größeren Kern- oder Spannungsquerschnitte nicht nur größere statische, sondern auch wechselnde Kräfte aufnehmen als Schrauben mit Regelgewinde [3, 4, 5].

- Wegen der erhöhten Kerbwirkung durch die kleineren Radien im Gewindegrund wird die Dauerhaltbarkeit trotz größerer Kernquerschnitte herabgesetzt [6 bis 11].
- Die beschriebenen Einflüsse verhalten sich in ihrer Gesamtwirkung in different, das heißt, der Einfluß der Steigung auf die Dauerhaltbarkeit von Gewinden ist nicht eindeutig nachweisbar [12, 5].

Nach Hase [3] hat die Steigung einen Einfluß auf die Lastverteilung, die größere Nachgiebigkeit eines feineren Gewindeprofils führt zu einer geringeren Belastung des ersten tragenden Gewindegangs (Bild 3). Im Gegensatz dazu stehen die Ergebnisse von Neuber, Schmidt und Heckel [8] sowie Thomala [11], (Bild 4). Maruyama [13] errechnet den Einfluß von Steigungsfehlern auf die Lastverteilung, danach können sowohl

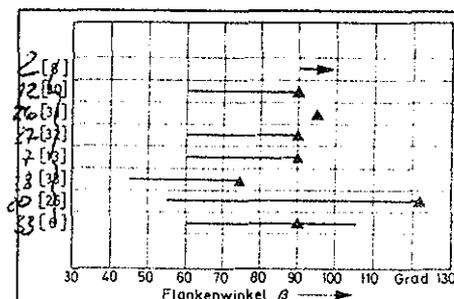


Bild 1: Übersicht untersuchter Bereiche des Flankenwinkels und ermittelte Optima bei Variation des Winkels

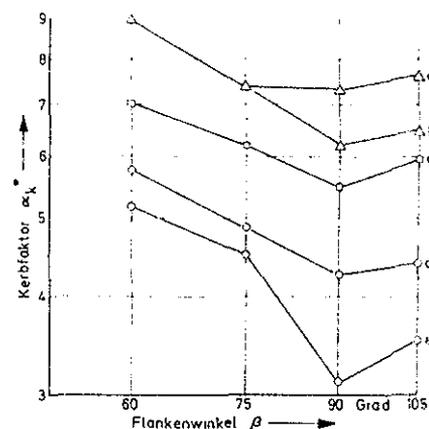


Bild 2: Abhängigkeit des Kerbfaktors von der Größe des Flankenwinkels, ermittelt nach unterschiedlichen Methoden [32] 33

a Finite-Elemente-Methode eben, b spannungsoptisch eben, c spannungsoptisch eben auf räumlich übertragen, d Finite-Elemente räumlich, e spannungsoptisch räumlich

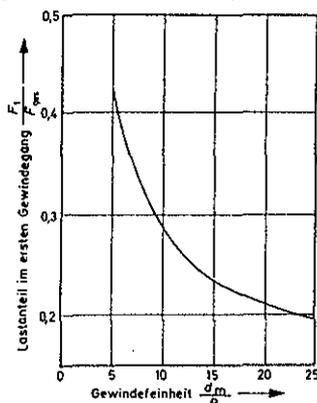


Bild 3: Veränderung der Lastanteile im ersten tragenden Gang bei Änderung der Gewindefeinheit [3]. d_m mittlerer Gewindedurchmesser, P Steigung, F_1 Lastanteil im ersten Gang, F_{ges} Gesamtlast

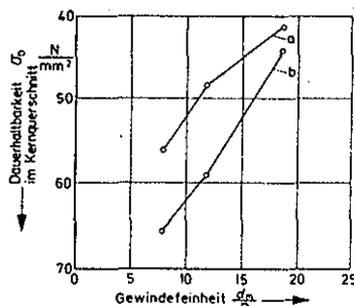


Bild 4: Abhängigkeit der Dauerhaltbarkeit von der Gewindefeinheit [33]. d_m mittlerer Gewindedurchmesser, P Steigung
a Festigkeitsklasse 8.8, b 12.9

23
19
10
29
12
13
30
8
9
11
22
3

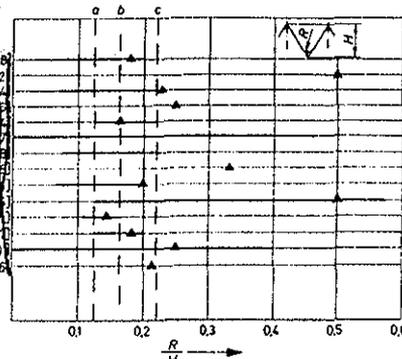


Bild 5: In getrennten Forschungen untersuchte Bereiche des Verhältnisses Gewindegrund-Radius R zu Gewindehöhe H und ermitteltes optimales Verhältnis
a DIN alt, b ISO, c MJ

Verbesserungen als auch Verschlechterungen im Tragverhalten in Abhängigkeit von Größe und Richtung der Fehler auftreten. Auch in anderen Untersuchungen [14] stellte man diesen Effekt fest. Die Widerspruchlichkeit dieser Ergebnisse und die erkennbare Unsicherheit über die Auswirkungen zusätzlicher Einflüsse wie Steigungsfehler, Formabweichungen und anderer Geometrien lassen, mit dem heutigen Stand der Technik, die Ableitung von Empfehlungen noch nicht zu.

Bei der Kerbwirkung hat nach Neuber [1] von den wesentlichen Parametern der Radius im Kerngrund den größten Einfluß. Bisher führte man zahlreiche Untersuchungen unter dem Aspekt durch, mit Hilfe eines vergrößerten Kernradius die Dauerhaltbarkeit von Schraubenmutter-Verbindungen zu erhöhen. In den Darstellungen der Ergebnisse wird meist die dimensionslose Auftragung des Verhältnisses von Radius zu Gewindepfilhöhe benutzt. Bild 5 zeigt eine

Übersicht über durchgeführte Untersuchungen. Die Ergebnisse dieser Versuche und theoretische Betrachtungen bestätigen in etwa die MJ-Gewindegeometrie für Luft- und Raumfahrt. Sie wurde bereits in den sechziger Jahren unter dem Gesichtspunkt entwickelt, für den Leichtbau eine optimierte 60°-Gewindegeometrie großer Festigkeit zu schaffen, bei der nur relativ wenige Größen geändert wurden (Bild 6).

Asymmetrisches Gewinde

Eine Erhöhung der Dauerhaltbarkeit ist ferner erzielbar mit geeigneter Kombination der bisher betrachteten Maßnahmen. Walker [15] verwendete MJ-Gewinde und ein asymmetrisches Gewindepfilprofil mit $\beta_1/2 = 30^\circ$ und $\beta_2/2 = 35^\circ$ für die tragende Bolzenflanke (Bild 7). Zusätzlich, negativen Steigungsversatz von 0,25% stellte man bei der Bolzenfertigung ein. Sinn dieser Maßnahme ist die Verbesserung der Krafteinleitung durch elastisches Angleichen der Bau-

teile. Bild 8 zeigt die in einem Versuchsprogramm nach Junker und Meyer [16] erzielten Ergebnisse mit diesem Gewinde, wobei Verbesserungen auch auf den angewendeten Steigungsversatz zurückzuführen sind. Auch in anderen Veröffentlichungen wird auf die wesentlich günstigeren Lastverteilungen bei asymmetrischen Gewinden hingewiesen [7, 14, 17]. Wichtig ist bei dieser Gewindeform das Erreichen einer bestimmten Mindestvorspannung, weil sich sonst die erforderliche gute Lastverteilung nicht einstellen kann. Vorbedingung ist außerdem eine günstige Werkstoffpaarung von Mutter und Bolzen. Das Verlegen der unsymmetrischen Flanke in das Muttergewinde kann ebenfalls zu einem gleichmäßigeren Tragen der Gewindeverbindung führen (Bild 9).

Gewindeherstellung und Dauerhaltbarkeit

Die Steigung der Dauerhaltbarkeit hochbelasteter Maschinenteile mit der Erzeu-

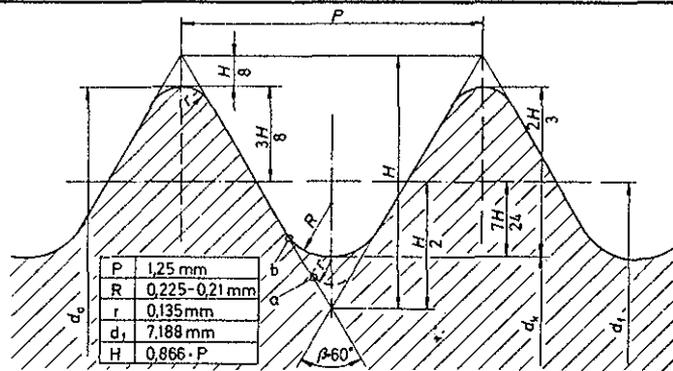


Bild 6: Geometrie eines ISO-Gewindes und eines J-Gewindes
M 8 x 1,25 [28] 29
a ISO, b J

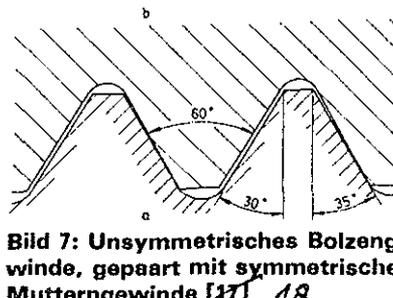


Bild 7: Unsymmetrisches Bolzengewinde, gepaart mit symmetrischem Muttergewinde [17] 18

gung von Druckeigenspannungen im unmittelbaren Bereich der Werkstoffoberfläche gehört heute zum Stand der Technik. Bereits in den dreißiger Jahren ist in zahlreichen Untersuchungen nachgewiesen worden, daß die Dauerfestigkeit gerollter Schraubengewinde teilweise erheblich größer ist als diejenige geschnittener Gewinde [10, 12, 17, 19 bis 21]. Weil eine anschließende Wärmebehandlung die erreichte Verbesserung der Haltbarkeit durch Kaltverfestigung und Druckeigenspannungen aufheben würde, wird heute üblicherweise schlußgerollt, das Gewinde wird nach dem Vergüten aufgewalzt. [10] und andere [21 bis 24] erzielen gute Ergebnisse mit dem Nachrollen vorprofilierter oder geschnittener Gewinde im Gewindegrund. Dabei ist jedoch die Steigerung der Haltbarkeit im allgemeinen geringer als bei komplett gerollten Gewinden.

Die wichtigsten neueren Versuche zum Thema Gewindewalzen führte [11] durch, der sich auch grundlegend zur statistischen Auswertung von Dauerversuchen mit Schrauben äußert. Bei seinen Experimenten zeigen schlußgerollte Schrauben eine starke Abhängigkeit der zulässigen Ausschlagsspannung von der aufgebrachtten Vorspannkraft, weil hohe Zugspannungsanteile aus großen Vorspannkraften dem gebildeten Eigenspannungssystem entgegenwirken. Der erzielte Effekt ist dennoch positiv, denn die schlußgerollte Schraube bietet bei der gleichen Vorspannkraft eine größere Reserve als die spanend gefertigte Schraube [25 bis 33].

Schrifttum:

[1] Dietz, P., und J. Blechschmidt: Einfluß der Gewindegeometrie auf die Dauerfestigkeit hochbeanspruchter Schrauben. Maschinenmarkt 91 (1985) 1/2, S. 11—13.
 [2] Hahn, H.-G.: Über den Einfluß des Flankenwinkels auf die Spannungskonzentration an Kerben. Dissertation TH München 1963.
 [3] Hase, R.: Die Lastverteilung im Gewindeeingriff und ihre Beeinflussung. Werkstatt und Betrieb 110 (1977) 7, S. 439—444.
 [4] Wiegand H., und K. H. Illgner: Berechnung und Gestaltung von Schraubenverbindungen. Konstruktionsbücher Nr. 5. Berlin, Heidelberg, New York, Tokio: Springer-Verlag 1962.
 [5] Wiegand, H., und P. Strigens: Die Haltbarkeit von Schraubenverbindungen mit Feingewinden bei wechselnder Beanspruchung. Industrie-Anzeiger 92 (1970) 91, S. 2139—2144.
 [6] Hamm, B.: Grob- oder Feingewinde für Schrauben? Technische Rundschau 49 (1957) 10.
 [7] Koenigsmann, W., und G. Vogt: Dauerfestigkeit von Schraubenverbindungen großer Nenndurchmesser. Konstruktion 33 (1981) 6, S. 219—231.
 [8] Neuber, H., J. Schmidt, und K. Heckel: Die

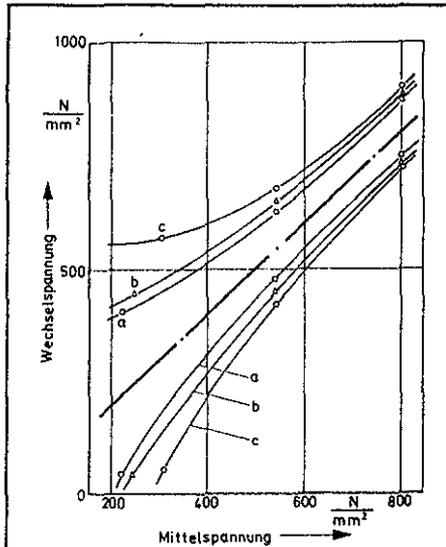


Bild 8: Dauerfestigkeit von Titanschrauben mit verschiedenen Gewindegeometrien [31] 15
 a ISO, b MJ, c asymmetrische Form

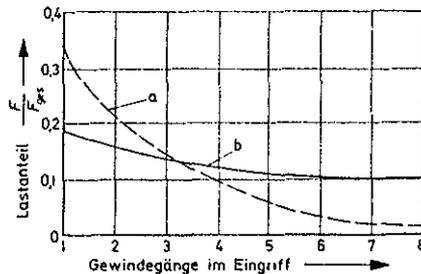
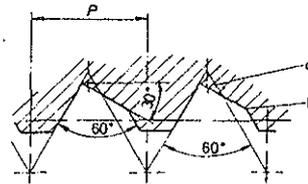


Bild 9: Mutterngewinde mit asymmetrischen tragenden Flanken und daraus resultierende Lastverteilung im Vergleich zum 60°-ISO-Gewinde [31] 32
 a ISO, b asymmetrische Flanken

Bestimmung des Kerbfaktors von Schrauben-Mutter-Verbindungen. Konstruktion 27 (1975) 2, S. 60—67.
 [9] Neuber, H., J. Schmidt, und K. Heckel: Ein dauerschwingfestes Gewinde. Konstruktion 27 (1975) 11, S. 419—421.
 [10] Yakushev, A. J.: Effect of manufacturing technology and basic thread parameters on the strength of threaded connections. Pergamon Press: Oxford, London, New York, Paris 1964.
 [11] Thomala, W.: Beitrag zur Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen. Diss. TH Darmstadt, 1978.
 [12] Birger, J. A.: How geometry affects fatigue

resistance of threaded joints. Russ. Engineering Journal 50 (1970) 3, S. 27—30.

[13] Maruyama, K.: Stress analysis of bolt-nut joint by the finite element method and the copper-electroplating method. Bulletin of the JSME, 1st report 16 (1973) 94, 2nd report 17 (1974) 106, 3rd report 19 (1976) 130.
 [14] N. N.: Thread forms and torque systems boost reliability of bolted joints. Product Engineering 8 (1977) 5, S. 37—41.
 [15] Walker, R. A.: Verbindungselemente für die Luft- und Raumfahrt sowie andere kritische Anwendungsbereiche. VDI-Berichte 220. Düsseldorf: VDI-Verlag 1974, S. 155—172.
 [16] Junker, G., und G. Meyer: Fatigue tests on high strength bolts with ISO-metric thread and special thread form. ISO-Dokument TC 1/WG 11. (Germany-2), 33, Juni 1969.
 [17] Neuendorf, K.: Die hochbeanspruchte Schraubenverbindung — eine Herausforderung für den Ingenieur. Konstruktion 27 (1975) 5, S. 184—187.
 [18] Turlach, G.: Schraubenverbindungen für den Leichtbau. VDI-Berichte 478. Düsseldorf: VDI-Verlag 1983, S. 85—103.
 [19] Amedick, E.: Dauerfestigkeitsverhalten von Schrauben. Konstruktion 5 (1953) 4, S. 117—123.
 [20] Heywood, R. B.: Design against fatigue. London: Chapman & Hall 1952.
 [21] Lickteig, E.: Schraubenherstellung. Düsseldorf: Verlag Stahl und Eisen 1950.
 [22] Blume, D.: Einfluß von Gewindeherstellung und -profil auf die Dauerhaltbarkeit von Schrauben. Maschinenmarkt 82 (1976) 22, S. 350—352.
 [23] Bollenrath, F., und H. Cornelius: Einfluß der Gewindeherstellung auf die Dauerhaltbarkeit von Schrauben. Werkstatt und Betrieb 20 (1947) 9, S. 217—248.
 [24] Golle, H.: Die durch Kaltverformung gesteigerte Gestaltfestigkeit von Schraubengewinden und ihre Beeinflussung durch erhöhte Temperaturen. IfI-Mitteilungen 5 (1966) 8, S. 286—295.
 [25] Birger, J. A.: Berechnung von Gewindeverbindungen. Moskau: Staatlicher Verlag für Rüstungsindustrie 1959.
 [26] Koch, E. R.: Beitrag zur festigkeitsmäßigen Optimierung von Bauteilen am Beispiel eines Hochdruckautoklaven. Dissertation TU Clausthal 1973.
 [27] Hirchenhain, A., und J. Rimmel: Die experimentelle Ermittlung des Kerbfaktors von verschiedenen Schrauben-Mutter-Verbindungen mit Hilfe spannungsoptischer Modelluntersuchungen. Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen Nr. 8 TU Clausthal 1978.
 [28] Sopwith, D. G.: The distribution of load in screw threads. Proc. J. Mech. E., 160 (1949), S. 124 ff.
 [29] Turlach, G.: Einfluß des Kernradius bei Gewinden mit 60°-Flankenwinkel. Karnax Bericht 256, Osterode, 8. 11. 1967.
 [30] Niemann, G.: Maschinenelemente. Berlin, Heidelberg, New York, Tokio: Springer-Verlag 1975.
 [31] N. N.: The root of the thread. Standard-Pressed-Steel-Hausmitteilung Form 2432 1059 5011-SPS.
 [32] N. N.: Gegen selbsttätiges Lösen läßt sich vieles tun. Industrie Anzeiger 106 (1984) 19, S. 26—27.
 [33] Hirchenhain, A.: Beitrag zur Ermittlung der Spannungsverteilung in Schrauben-Mutter-Verbindungen mittels Spannungsoptik. Diss. TU Clausthal, 1981

Professor Dr.-Ing. P. Dietz

Spannungsoptische Modellversuche – Eine Methode zur beanspruchungsgerechten Gestaltung von Maschinenteilen

Die Entwicklung im allgemeinen Maschinenbau ist zur Zeit gekennzeichnet durch hohe Leistungsdurchsätze, hohe Drehzahlen, eine möglichst hohe Ausnutzung der Festigkeit verwendeter Materialien und nicht zuletzt durch die mittels moderner Fertigungstechnologie mögliche Formgebung der Bauteile. Diese Randbedingungen und der ständig vorhandene wirtschaftliche Zwang zur Optimierung von Maschinen und Verfahren stellen Anforderungen an die Dimensionierung und den Tragfähigkeitsnachweis von Bauteilen, die mit Hilfe der klassischen Stab- und Balkenstatik der Technischen Mechanik nicht mehr zu bewältigen sind.

Zu den heute verwendeten Methoden der Beanspruchungsermittlung gehören neben den Verfahren der höheren Festigkeitslehre oder der Erprobung am Bauteil selbst durch Dauerversuche oder DMS-Messungen sogenannte Modellmethoden, die im Rechner oder im Experiment Modelle des Bauteils in entsprechendem Maßstab beziehungsweise mit entsprechenden Vereinfachungen zur Optimierung der Bauteilform benutzen. Am bekanntesten ist die unter dem Stichwort „Finite-Elemente“ bekannte Technik, ein Bauteil rechnerisch durch ein Netzwerk von Einzelementen zu simulieren. Mit der Entwicklung leistungsstarker Rechner und entsprechender Software ist dem Konstrukteur damit ein wirksames Instrument zur Dimensionierung von Bauteilen gegeben. Zum Bestimmen der Beanspruchungen in Werkstücken sind neben diesen rechnerischen Verfahren aber nach wie vor experimentelle Methoden von großer Bedeutung. Gerade in letzter Zeit durchlaufen diese Verfahren der experimentellen

Spannungsermittlung infolge der Neuentwicklungen in der Gerätetechnik einen weiteren Entwicklungsschritt, wobei sich die Verfahren als besonders effektiv herausstellen, die die Vorteile experimenteller Modelltechnik mit rechnergestützten Auswertetechniken verbinden und die Bildverarbeitung nutzen.

Im folgenden wird anhand von Beispielen aus dem Bergbau und der Hüttentechnik die Anwendung und die Weiterentwicklung der Spannungsanalyse am Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal dargestellt, wobei sich bei den experimentellen Methoden diese Darstellung auf die Verfahren der Spannungsoptik konzentriert.

Modellverfahren der experimentellen Festigkeitsanalyse

Die im folgenden betrachteten optischen Verfahren der experimentellen Festigkeitsanalyse haben erst eine Geschichte von etwa 60 Jahren. In Deutschland war es vor allem Professor F ö p p l in München, der mit der Spannungsoptik eine bis dahin nicht bekannte großartige Anschaulichkeit über die in Bauteilen wirkenden Beanspruchungen entwickelte. Sein Schüler, Professor Albrecht K u s k e , erlangte mit seinen Arbeiten an der TU Clausthal über Techniken der dreidimensionalen Spannungsermittlung und das Erfassen dynamischer Vorgänge mittels Spannungsoptik Weltruf. Er war mittels dieser Methoden auch intensiv an der Weiterentwicklung von Maschinen in der Bergbau- und Hüttenindustrie beteiligt.

Mit der Verfügbarkeit notwendiger 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 bei entsprechendem Geräte-

Professor Dr.-Ing. Peter Dietz, Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal.

aufwand statische und dynamische Verformungen von Bauteilen mit großer Genauigkeit bestimmt werden können. Die Verformungen einer betrachteten Oberfläche können mit Hilfe der Moiré-Technik und Speckle-Interferometrie gemessen werden. Durch die gleichzeitige Anwendung mehrerer Methoden ist es damit möglich, dreidimensionale Bewegungen und Verformungen am Originalteil zu beobachten. Mit Hilfe dieser Verfahren werden zum Erfassen hochdynamischer Vorgänge zur Zeit Untersuchungen angestellt, durch Doppelaufnahmetechniken Geschwindigkeitsfelder zu messen.

Im folgenden möchte ich auf die spannungsoptischen Verfahren etwas näher eingehen, weil sie im Gegensatz zu den anderen Verfahren zu direkten Bestimmungen der Beanspruchungen führen und daher für die Entwicklung von Bauteilen in der Bergbau- und Hüttentechnik sicherlich die größte Bedeutung haben.

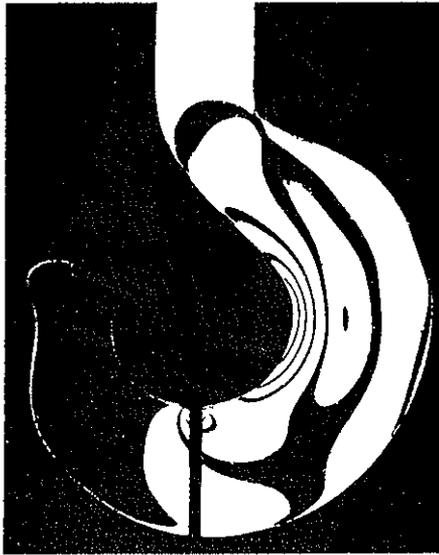


Bild 1: Isochromatenbild eines belasteten Kranhakenmodells, ebene Spannungsoptik.

Der größte Vorteil der Spannungsoptik liegt in der Anschaulichkeit. An dem in Bild 1 dargestellten spannungsoptischen Modell eines Kranhakens kann man auch ohne tiefergehende Kenntnis dieses Verfahrens deutlich erkennen, wo die größten Belastungen in diesem Bauteil sind. Die in diesem Bild sichtbaren Linien stellen die Orte gleicher Beanspruchungen dar, die Dichte dieser Linien an der inneren Berandung des Hakens deutet beispielsweise auf eine erhöhte Spannung in dieser Zone hin. Mit Hilfe von Modellgesetzen können die Spannungen aus den Versuchswerten errechnet werden. Aber auch ohne Rechnung bekommt der Konstrukteur mit solchen Isochromatendarstellungen Hinweise über den Einfluß der geometrischen Form auf die Spannungsverteilung, er kann also beispielsweise entsprechende Hinweise zur Gestaltung eines Kranhakens mit besonderer Tragfähigkeit erhalten.

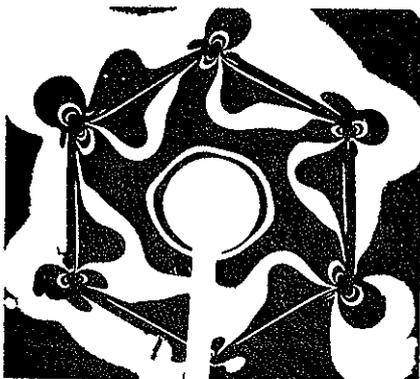


Bild 2: Isochromatenbild einer Innensechskantschraube, Belastung durch Anzugsmoment über Innensechskantschlüssel.

Ein Beispiel aus unserer gegenwärtigen Forschungsarbeit soll diesen Gedanken noch vertiefen. Bild 2 zeigt die spannungsoptische Simulation der Beanspruchung in einem Schrauben-Innensechskant, wenn die Schraube gerade mit Hilfe des Innensechskantschlüssels angezogen wird. Man sieht deutlich, daß eine sehr hohe Belastung an sehr eng begrenzten Stellen auftritt, während einige Bereiche praktisch nicht beansprucht sind. Die logische Schlußfolgerung bei einem Massenelement wie der Schraube ist, daß man dieses nutzlose Material einsparen könnte und daß – auf

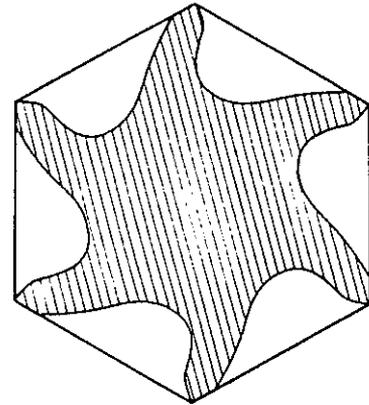


Bild 3: Beanspruchter Bereich des Innensechskantschlüssels.

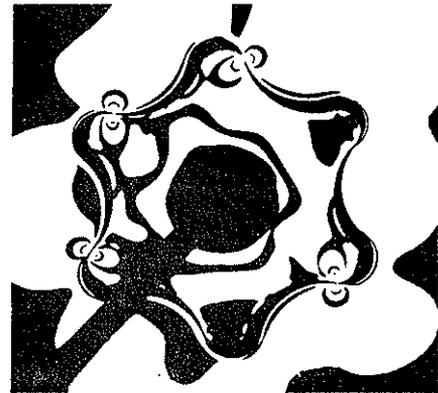


Bild 4: Isochromatenbild einer Schraube neuer Geometrie, Belastung durch Anzugsmoment des Schlüssels.

die Schlüsselform bezogen – eigentlich nur der in Bild 3 dargestellte Querschnitt notwendig wäre. Aus dieser Überlegung und der Tatsache, daß wegen Anziehens und Losdrehens der Schrauben eine solche Form symmetrisch sein muß, entsteht zur Zeit in Zusammenarbeit mit der Schraubenindustrie eine geometrische Form, deren Isochromatenbild in Bild 4 dargestellt ist und deren Detailgestaltung zur Zeit einer Optimierung unterzogen wird.

Diese Anschaulichkeit und die Darstellung der Spannungen in einem gesamten Feld machen die Spannungsoptik ausgezeichnet anwendbar für orientierende Untersuchungen. Bild 5 zeigt das spannungsoptische Modell eines Walzenständers mit etwas ungewöhnlichem Antriebssystem. Die vorgenommene spannungsoptische Untersuchung hatte den Zweck, für künftige Betriebsmessungen die Lage der Dehnmeßstreifen festzulegen. Für solche Aufgaben genügt bereits ein visuelles Beurteilen des Isochromatenbildes. Ein genaueres Auswerten ermöglichte in diesem Fall Verhältniszahlen der Beanspruchungen an den verschiedenen Stellen.

Die bisherigen Darstellungen basieren auf der Untersuchung von ebenen Scheibenmodellen, die Bauteile in Maschinen und Apparaten haben aber meist eine ausgesprochen dreidimensionale Erstreckung und werden auch in den meisten Fällen in drei Richtungen belastet. Zur Behandlung solcher Probleme bietet die Spannungsoptik das sogenannte Einfrierverfahren an, bei dem Modelle in einem Wärmeofen belastet werden und einen langsamen Abkühlungsprozeß durchlaufen. Bei den als Modellwerkstoff

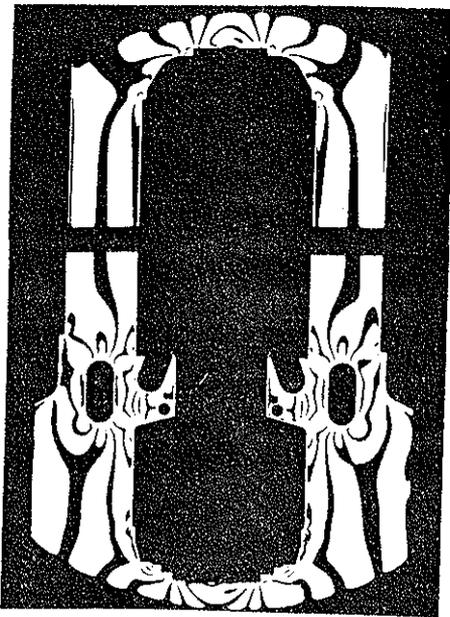


Bild 5: Ebenes Modell „Walzenständer“ zur Vorbereitung von Betriebsuntersuchungen.

verwendeten Kunststoffen bleiben durch diesen Abkühlprozeß der Verformungszustand und damit auch die bei der Belastungstemperatur aufgebrauchten Spannungen im abgekühlten Zustand erhalten. Das Modell kann nach Entlastung im abgekühlten Zustand in einzelne Scheiben geschnitten und der Spannungszustand dieser einzelnen Scheiben ausgewertet werden. Die Tech-

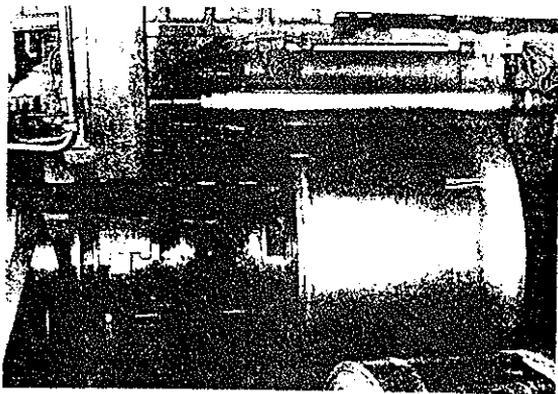


Bild 6: Doppelkopf-Abwickelhaspel im Einsatz.

nik der Modellherstellung hat in der letzten Zeit durch die allgemeinen Fortschritte der Fertigungstechnologie einige entscheidende Impulse erfahren. Von besonderer Bedeutung ist dabei das Genaußverfahren, mit dem man heute sehr komplizierte Teile herstellt. Die Vorgehensweise bei der Lösung räumlicher Spannungsprobleme möchte ich am Beispiel einer Haspelfalle zum



Bild 7: Spannungsoptisches räumliches Modell einer Haspelfalle.

Aufwickeln von Blechcoils in einer Warmbandstraße erläutern, die ihren Betreiber durch ständige Ausfälle infolge von Rissen zur Verzweiflung brachte. Eine Abwickelhaspel zeigt Bild 6 im Einsatz, das Coil wird durch drei in schrägen Schiebenuten geführte Haspelfallen gespannt. Die Schäden traten an den Fenstern der Schiebenut auf. Bild 7 zeigt das dreidimensionale Modell einer solchen Falle aus einem spannungsoptisch aktiven Harz, dieses Modell wurde im Genaußverfahren mit einer Nachbearbeitung der Funktionsflächen hergestellt. Falle und Gegenstück wurden im Ofen gefügt und in einer Vorrichtung mit den in einer Belastungsanalyse ermittelten Lasten versehen. Das abgekühlte Modell wurde gemäß dem in Bild 8 dargestellten Schnittplan in plan-

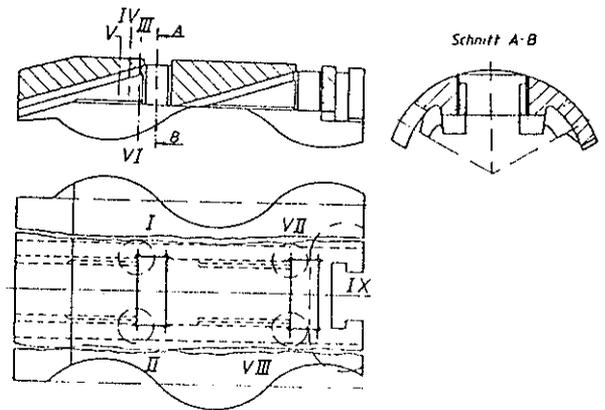


Bild 8: Lage der entnommenen planparallelen Schnitte aus dem räumlichen Modell.

parallele Scheiben zerlegt, die dann genauso ausgewertet wurden, wie wir das zuvor in den ebenen Versuchen gesehen haben. Aus den in den Schnitten ermittelten ebenen Spannungen läßt sich der im Modell und damit auch im Bauteil wirkende dreidimensionale Spannungszustand zusammensetzen. Infolge der symmetrischen Nuten war es möglich, in einem Modell mehrere Formvarianten zu verwirklichen, die gemeinsam ausgewertet und miteinander verglichen werden konnten. Das Ergebnis dieser Untersuchung ist in Bild 9 dargestellt, von der ursprünglich sehr hohen Spannungsspitze kann man durch Veränderung der Nutform – was im Originalteil durch Auftragsschweißung und Abfräsen der Keilnuten verwirklicht wurde – die Beanspruchung gänzlich erheblich heruntersetzen.

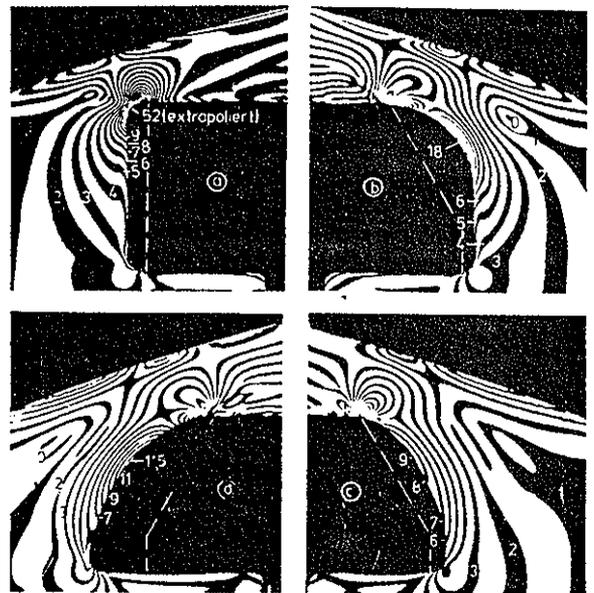


Bild 9: Beeinflussung der Spannungen durch Formgebung der Nuten, Isochromatenaufnahmen. Buchstaben deuten verschiedene Formvarianten an, Zahlen geben die Isochromatenordnung wieder.

Dieses Beispiel möge zur Erläuterung des Einfrierverfahrens genügen. Wie man sieht, erfordert das Verfahren sicherlich einiges an experimentellem Know how, die Möglichkeit, auch sehr komplizierte Teile mit sehr komplexen Belastungen untersuchen zu können, ist aber offensichtlich. Die Stahlindustrie macht zur Zeit nicht nur bei Schadensfällen hiervon Gebrauch, sondern auch wenn es beispielsweise darum geht, im Zuge von Umrüstungen eine 100-Tonnen-Pressen auf 150 Tonnen „aufzublasen“ und man sich über die Tragfähigkeit der Gewindeverbindungen in den Pressensäulen Sorge machen muß.

Zum Abschluß meiner Vorstellung über die experimentellen Verfahren möchte ich noch von zwei Forschungsrichtungen berichten, die an der TU Clausthal besonders gepflegt werden. Das eine ist die Verfolgung dynamischer Spannungswellen in Bauteilen. Die Modelltechnik stützt sich hier auf die fotografische Aufnahme von Isochromatenfeldern in kurzen zeitlichen Abständen, zum Beispiel im Abstand von fünf Mikrosekunden. Durch die Ganzfeldauswertung der Aufnahmen erhält man ein Bild über den Ablauf von Stoßvorgängen in Maschinenteilen, zum Beispiel die dynamischen Belastungen eines Pressengestells. Bild 10 zeigt am Beispiel eines Eisenbahnwagen-Untergestells, wie nach einem Aufprall die Spannungswellen das Fahrgestell durchheilen und schließlich zu einem Biegschwingungszustand führen, der



Bild 11: Spannungsoptischer Versuch mit Hilfe des Modellmaterials Silberchlorid zur Beobachtung plastischer Verformungen in Schraubenverbindungen.

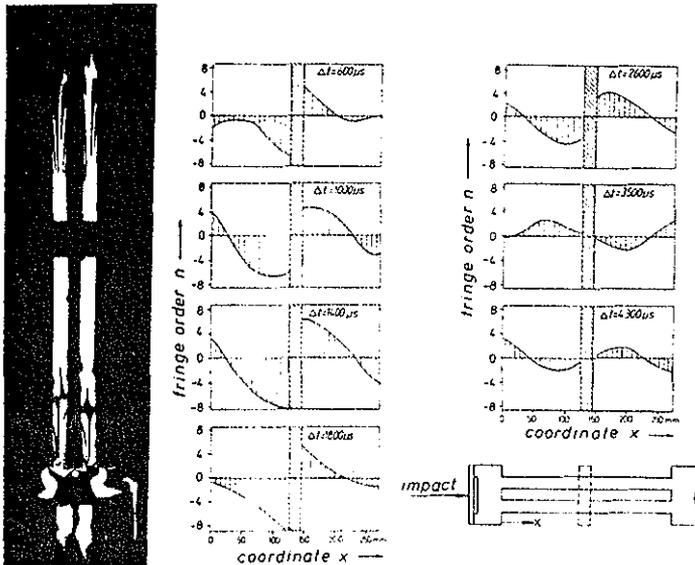


Bild 10: Simulation eines Stoßversuches an Eisenbahn-Untergestellen. Links: Eingeschwungener Zustand, Isochromatenaufnahme. Rechts: Spannungswellenlauf, Δt_s = Aufnahmezeitpunkt nach Stoßeinleitung.

erheblich andere Beanspruchungen zur Folge hat als der von der Deutschen Bundesbahn üblicherweise verlangte statische Druckversuch.

Die andere in Clausthal vertretene Forschungsarbeit ist die Untersuchung von teil- und vollplastischen Vorgängen mit Hilfe des spannungsoptisch aktiven Werkstoffes Silberchlorid. Dieser Werkstoff hat mechanische Eigenschaften, die denen der Metalle, insbesondere denen des Aluminiums, außerordentlich gleichen. Mit ihm lassen sich zum Beispiel Modelluntersuchungen zum Strangpreß-Umformen durchführen. In Bild 11 wird eine Anwendung der Versuchstechnik zur Untersuchung von Schraubenverbindungen unter Ausnutzung von plastischen Teilverformungen gezeigt.

Vergleich mit FE-Methoden und Hinweise zur Anwendung der Verfahren

Die bisher vorgebrachte sehr einseitige und in den rosigen Farben schillernde Darstellung spannungsoptischer Verfahren muß natürlich auf Kritik stoßen. Kritik insbesondere von denjenigen, die erfolgreich mit der Methode der Finiten-Elemente (FE) als rechnerischem Modellverfahren arbeiten und die zum Teil die

Spannungsoptik als ein veraltetes und experimentell sehr aufwendiges Mittel betrachten. Bereits heute haben EDV-gestützte Rechenverfahren die experimentellen Verfahren aus vielen Anwendungen verdrängt, sicherlich werden auch die immer schneller werdenden Entwicklungsschritte auf diesem Gebiet ganz neue Anwendungen erschließen. Im Gegensatz zu der in diesem Zusammenhang oft vertretenen Meinung, daß man zur Lösung eines Problems nur einen hinreichend großen Computer bräuchte, bin ich der Auffassung, daß sowohl von den technisch-wissenschaftlichen Voraussetzungen wie auch von den wirtschaftlichen Randbedingungen das für die Spannungsermittlung zu wählende Verfahren sorgfältig überlegt werden muß. Rechenergebnisse beruhen immer auf einer Verarbeitung eines technischen oder physikalischen Vorganges zu einem Ersatzbild durch den Anwender. Die Ergebnisse können also nur gut sein wie die Erkennung des Problems und der Randbedingungen. In diesem Sinne hat es die experimentelle Spannungsermittlung um so leichter, je komplexer das zu untersuchende Bauteil bzw. das Belastungsproblem ist. Als Leitbeispiel dient hier die Untersuchung eines Sperrgelenks aus der Bergbautechnik, die sowohl mit Hilfe der Spannungsoptik als auch mittels der Methode der Finiten-Elemente durchgeführt wurde. Bild 12 zeigt schematisch das untersuchte Teil und seine Entsprechung durch Finite-Elemente. Für deren Anwendung gilt:

1. Die Genauigkeit der Rechnung ist von der Wahl und der Anordnung der Elemente abhängig. Beispielsweise wurde eine hinreichende Übereinstimmung zwischen den spannungsoptischen Ergebnissen und den Ergebnissen der FE-Rechnung erst bei der Verwendung von mehr als 3000 Knotenpunkten erreicht. Die Aufstellung und Berechnung der räumlichen FE-Netze sind mit erheblichem Aufwand und Rechenzeit verbunden.
2. Einen wesentlichen Einfluß stellen die Rand- und Einspannbedingungen dar sowie die Art der Kräfteinleitung. In Bild 12 ist zu erkennen, daß trotz erheblichen Aufwandes bei der Strukturerstellung das Darstellen der Schweißanbindung mit Finiten-Elementen auf vereinfachende Voraussetzungen der Mechanik zurückgreifen muß, die die rechnerischen Verformungen und Spannungen der Bauteile stark beeinflussen.
3. Das Erkennen und das gezielte Auswerten des Ortes höchster Spannungen ist nur mit einer Ganzfelddarstellung 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

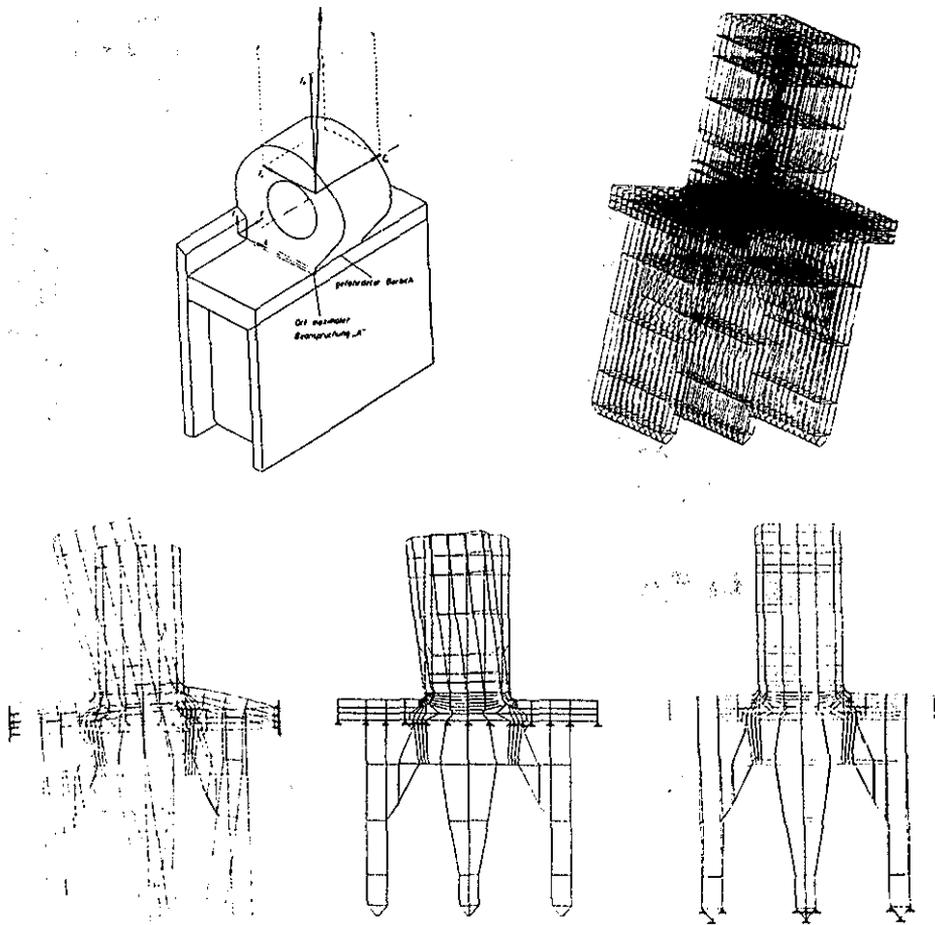


Bild 12: Finite-Element-Rechnungen an einem Sperrgelenk. Oben: Bauteil und Darstellung durch räumliches FE-Netz. Unten: Variation der Randbedingungen bei der FE-Rechnung.

richtig wiedergeben (Bild 13). Im Falle des Sperrgelenks betrug bei den in Bild 12 angewendeten Netzen der Unterschied zwischen FE-Methode und Spannungsoptik 30%.

Im Gegensatz zur theoretischen Spannungsanalyse erfordert das Experiment meist einen höheren Aufwand an Meßgeräten und geschultem Personal. Die beschriebenen Randeinflüsse und die mit einer Modellbildung verbundenen Probleme unter Berücksichtigung der Eigenschaften der Versuchswerkstoffe treten natürlich auch hier auf. 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, wie sie an einem letzten Beispiel erläutert wird. Bei dem in Bild 14 dargestellten Modell handelt es sich um die Untersuchung einer 35 000 t Gesenkschmiedepresse im Konstruktionsstadium, kritisch sind die Kerbgeometrien im Bereich der Verschraubungen zwischen Pressenständer und Querhaupt (Bild 15). Einen Aufschluß über die Spannungen ergab die im ersten Schritt vorgenommene spannungsoptische Untersuchung mit dem im Bild dargestellten Modell (Bild 16), eine entsprechende räumliche Finite-Element-Untersuchung hätte den Rahmen verfügbarer Rechenanlagen gesprengt. Mit dieser Ist-Aufnahme sind Größe und Ort der kritischen Beanspruchungen

gegeben. Weitere Untersuchungen mit systematischer Parametervariation der Kerbgeometrie erfolgte nun über ebene FE-Untersuchungen, wobei die Genauigkeit der erstellten FE-Struktur an den durch die Spannungsoptik gemessenen Beanspruchungen erkannt und verbessert werden konnte. Für diese Art der Untersu-

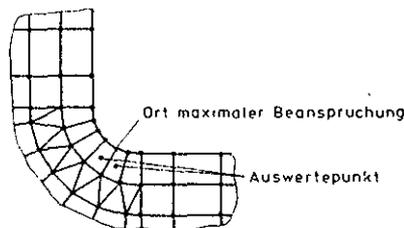


Bild 13: Spannungsauswertung im Bereich scharfer Kerben bei FE-Rechnungen.

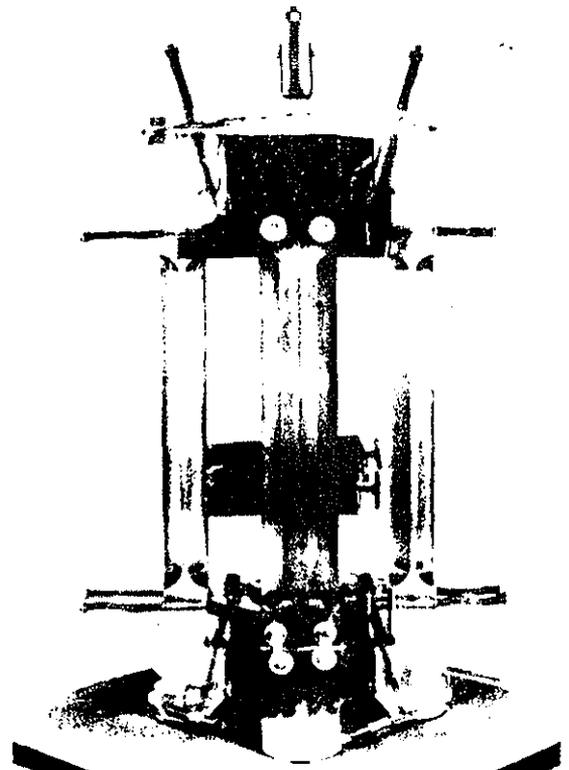


Bild 14: Spannungsoptisches Modell einer Gesenkschmiedepresse.

chung ist die ebene FE-Rechnung infolge ihrer Flexibilität bei einmalig zu erstellender Struktur dem Modellversuch weit überlegen. In diesem Fall bildete der Nachweis der verbesserten Kerbgeometrie an einem zweiten räumlichen spannungsoptischen Versuch den Abschluß des Vorhabens.

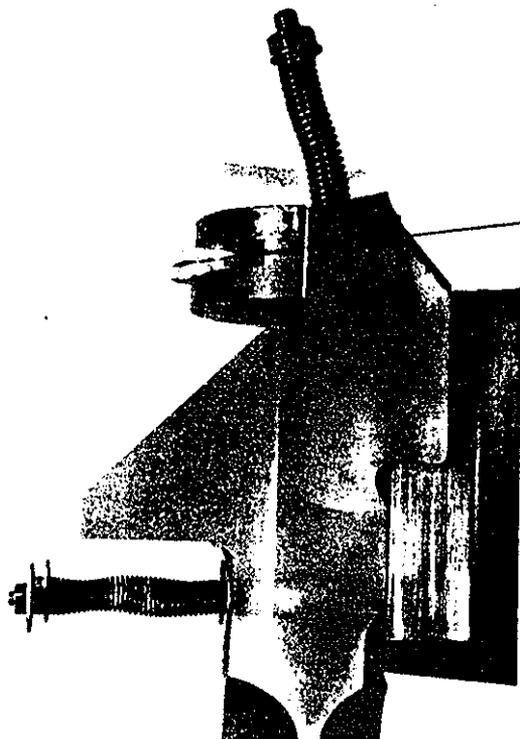


Bild 15: Kerbgeometrie an der Befestigungsstelle zwischen Pressenständer und Querhaupt.



Bild 16: Pressenständer. Isochromatenbild an der Kerbstelle, räumlicher spannungsoptischer Versuch.

Photo- elasticity

Proceedings of the International Symposium
on Photoelasticity, Tokyo, 1986



Springer-Verlag
Tokyo Berlin Heidelberg New York

Silver-Chloride, a Model Material for Photoelastic Investigations into Plastic-Elastic Behaviour of Machine-Elements

Peter R. Dietz

Institut für Maschinenwesen der Technischen, Universität Clausthal, Federal Republic of Germany

1. Introduction, photoplasticity and materials used

When developing products and constructions in mechanical and civil engineering areas today, one is forced to fully exploit the entire strength capacity of the material, thus also by knowingly applying partially plastics phenomena. Another important field of industrial application is the increased application of manufacturing processes using deformation techniques. This leads to fundamental investigations into the mechanical behaviour and properties of materials past the elastic region, where both the internal stresses remaining in structural members and the stresses created in deformation tools during deformation processes are of interest. Since the form of the structural member and the material properties, which are influenced by the local stresses acting, play a role in these cases, such investigations mostly lead to a determination of the design strength of existing structural members, except in the case of a few fundamental research projects.

The fact that physical processes during plastic deformation are complex and depend upon the material being used, usually prevents one from making generalized statements on a mathematical basis. In the simplest theoretical investigations the stress above the elastic limit is considered to be a constant. Other investigations use parametric methods to represent the stress-strain curve outside the linearly elastic area. Fig. 1 shows that the choice of such laws simulated for the stress-strain function must be individually made for each design material and each type of treatment. Added to this, microscopic structural changes occur during the plastic phenomenon, which make the validity of these lumped-together laws seem limited.

The desire to expand the experimental methods to cover processes which deviate from the linear laws of elasticity leads to investigations within the so-called "photoplasticity" field. There are three fundamental methods of investigating "photoplasticity" according to a suggestion by Javornicky with respect to the choice of material under investigation. The first is concerned with the spontaneous deformation of amorphous behaviour under stress, we are dealing here more specifically with viscoelastic bodies and the phenomena associated with them such as creep, relaxation, etc. The second method concentrates on the plastic behaviour of polycrystalline materials, especially of metals, and their representation by using an experimental model. The simulation of plastic-elastic and plastic phenomena in metals is possible by using a model material which has similar structural properties. The halides of silver and thallium are the major model materials available which, due to their crystal structure and mechanical behaviour, are referred to be "transparent metals".

The third method is based on introducing a coating of elastic photo-active material on to an original specimen; the specimen is then to be plastically deformed, while the coating remains in elastic deformation. It is worthwhile mentioning the application of photoplasticity whilst investigating orology problems, where gelatine has proved its worth as a model because of its low elasticity-modulus value.

However, in all these investigations, one must notice that photoplastic investigations are effective specific to a certain structural part and defined load. Thus photoplasticity investigations are substantially individual solutions which only allow the results to be generalized under certain conditions. Furthermore, since microscopic deformation phenomena of materials can only be simulated by the model materials under strictly limited conditions, the predictions obtained from experimental models are only interpreted macroscopically and considered within fringe limits such as inhomogeneity, deformation speed, dynamic effects, stress concentrations, etc.

2. The material silver chloride, its mechanical und optical properties

As early as 1934, the Russian researcher Stepanov investigated the relationships between the mechanical properties of crystals, their atomic structure and their optical properties. He used the halides of silver and thallium for this on the whole, because, due to their crystal structure, these material have a mechanical behaviour type like that of most metals, are transparent crystals and, as a result of their cubic system, behave optically neutral when not being loaded.

The Russian researchists Zhitnikov and Stepanov made intensive investigations with this material over a number of years, which ranged from looking at the behaviour of monocrystalline structures to observations using quasi-homogeneous specimens with fine polycrystalline structures. The obvious difficulties in making specimens with a sufficiently accurate predictability led to the fact that a further intensive development to apply it for technical problems of mechanical engineering was not carried out. The smelting and processing techniques described in this report are the first to make a sensible resuming of these experiments possible with regard to their potential for solving practical problems.

2.1 Mechanical properties

Due to the aim of practical application the following account will only cover investigations into finely grained polycrystalline bodies. For this reason the behaviour of monocrystals will not be investigated further.

Javornicky points out that the stress-strain relationship of polycrystalline silver chloride is heavily dependent on its past and that experimental conditions are important influencing factors on the stress-strain behaviour. As a result of our experiments, Fig. 2 shows the tensile testing of a specimen which had been especially developed to simulate the behaviour of pure aluminium. The grain diameter is 0.02 - 0.04 mm; the finely grained homogeneous structure was obtained by deforming by 90 - 95 % and final recrystallisation. If one compares the stress-strain curve of silver chloride in this picture with that of 99.5 % pure aluminium, then the similarity of material behaviour becomes obvious, showing discrepancies from a linear similarity law of under 1.5 %. The photoelastic constants were gauged simultaneously during tensile testing, the result is a value of $S = 32 \text{ mm}^{-2}$, which was conformed in all later experiments within an accuracy of $\pm 2 \%$.

For a knowledge of the deformation behaviour of material it is necessary to observe thermal and time effects, the distortion work as well as the external frictions during the deformation process. We used here the cylindrical compression test for which one can find plentiful experimental results for 99.57 % aluminium in literature.

The pictorial representation of the yield stress K_f of a material as dependent logarithmically on the formchanging relationship at constant speed of formability and constant temperature is called the ideal flow curve of material. Fig. 3 shows at different temperatures typical results of these measurements together with a comparison using the corresponding values for 99.5 % Al. The shape of the curves and a comparison of them show that it is fundamentally possible to set up laws of similarity. The temperature similarity is subject to the same considerations (total conversion of the deformation work, friction in bolts and extrusion canal). The dependence on the deformation speed of metallic materials is expressed in the form of an empirical exponent law. Fig. 4 shows, that this law also holds for the material AgCl. The linear type of illustration visible in this diagram makes clear that model laws are simplifiable into exponent formulæ. However, when investigating technical processes, one must note that there is mostly a local speed distribution. For intermittent processes, furthermore, the speed distribution is also time-dependent, so that the values arrived at here are limited to the ideal case of the cylindrical compression test.

The third important physical phenomenon in particular in deformation processes is friction, essentially the description of frictional relationship between workpiece and deforming tool. The model laws forcibly require the friction coefficients in the experimental model to correlate to those of the original. From the large number of measuring procedures to measure the frictional relationships during deformation processes the ring compression test was chosen. The experiments were done at temperatures between 20 and 220° C, the temperatures in the lubrication gap were examined. Fig. 5 shows a synopsis of the coefficient of friction measurements done on silver chloride at room temperature. With reference to photoelastic investigations, such materials which allow light to pass through them and possess the same refractive index as silver chloride are, of course, increasingly selected as friction partners and lubricants. Fundamentally, from these experiments, the area of $\mu = 0.04 - 0.3$ during aluminium deformations can be covered by the model material silver chloride.

Finally in this section, a summary of the most important physical and technical properties is shown (Fig. 6).

2.2 Optical properties

Silver chloride has face centred cubic crystals which are originally neutral and only act doubly refractive when externally loaded. Then the main axes of the optical spheroid do not follow proportionally with those of the stress spheroid because of the crystal structure. And this means that the optical isoclinal line measured does not decrease in proportion with the main stress isoclinal line. Due to the different refractive indexes according to the position of the crystallographic main axis, one obtains different photoelastic constants.

In the previous instance of applying model materials for the phenomena in macroscopic bodies, it is necessary to optically obtain the macroscopic stress distribution as a function of the external forces. For

this, the orientation effects in the trajectory as described for the crystal must disappear. In order to accomplish this, it is necessary for the beam of polarised light to pass through a large number of grains with irregular orientation in order to ascertain the individual effects of separate crystals.

Two special optical effects by working with AgCl are demonstrated in the following feature. In Fig. 7 one can note the appearance of slip bands under elastic-plastic pressure conditions often intensified by the piling up of isochromates; Fig. 8 shows the so-called "tigerskin effect" under tensile stress leading to experimental results which cannot be evaluated.

3. The processing and production of silver chloride specimens

The largest difficulty associated with applying this material is the production of the specimens, especially on obtaining a finely grained and homogenous structure. In the instable molten state, silver chloride reacts readily with oxygen, which has a strongly corrosive effect on base metals with which it comes into contact. It can only be used in the solid state when there are few enough impurities present to impair the transparency for photoelastic applications. Another disturbance lies in the high sensitivity to light, because there is a strain in the lattice resulting from the increased disorder when light acts upon the system.

3.1 Preparation of the blank

The starting material for silver chloride specimen production for photoelastic investigations consists of white granules which are initially melted in a tube furnace and then converted to big zones of crystallites by the Bridgman process (Fig. 9).

The silver chloride cylinder produced in this way consists of big, single crystallites and must first of all be subjected to a further treatment aimed at obtaining a finely grained structure without texture or internal stress. The crystal size is decreased by a deformation method with a high degree of deformation, followed by a recrystallisation process. Texture and grain size can be seen on etched specimens after each step of the procedure.

Fig. 10 describes the dependence of the grain size achieved in the manner described on the degree of deformation and annealing temperature, the results of numerous experiments. The mechanical and optical homogeneity of the experiments relies upon as uniform a grain size of under 0.04 mm as possible.

The mechanical manufacture and splinter shaping operations are comparable with the treatment of aluminium. One should beware of the strongly corrosive attack of the material on tools and machine tools. Finally, glaring light should not be allowed and the specimen should be kept carefully.

4. Investigations with silver chloride

Some silver chloride investigations will now be reported upon, serving as preliminaries to further research in the field of machine elements which are either loaded in the plastic-elastic area, or which have suffered distortion as a result of their production and show possible internal stresses.

4.1 Notched rod test

One of the classic examples of explaining photoelasticity and transacting problems of notches is the depicting of the stress state using a holed tensile rod. We wish to seize on the phenomena in this example in order to comparatively study the usefulness of the material AgCl for plastic-elastic stress states.

The tensile procedure will be clarified in the following diagrams. Whilst with small stresses, the load picture familiar to araldite models does appear in the region of elastic stressing, one finds deviations, i.e.: plastifications in the region of the notch treating the rod with increasing loads. Fig. 11 shows the loaded tensile rod with partially plastic regions; the diagram shows quite clearly a counterbalancing of the reduction of peak stresses during plasticizing. Incidentally, it is possible in this diagram to recognize the strong deviation with the naked eye because of the elliptic distortion of the hole. The residual stresses after unloading are to be seen in Fig. 12, it is a case of the stresses observed in the elastic region turning around - as also predictable from theoretical studies.

Numerical evaluations of this test have already been performed by the Russian researchists in their investigations of the time. Fig. 13 shows a diagram of a comparison between theoretically and experimentally achieved stress distributions around the edges of the hole.

4.2 Examination of partial plastifications of the thread of a screw

The next example is taken from applied mechanical engineering. Photoelasticity is particularly suitable for a model process to investigate threads, because the stress state is simultaneously perceived over the entire cross-section. The use of a plastic photoelastic material enables us in this example furthermore to research the redistributional processes of the load for plastic compliance of individual courses of thread.

In the experiment two flat thread parts are brought into operation and loaded with a tensile force in a loading apparatus whose method of operation is shown in Fig. 14. One thread half is made of silver chloride, the other of araldite. With this apparatus, it is possible to monitor exactly the loads induced in the sides of the thread; from the model law one obtains a coupling of a decarburized screw bolt with a standard nut here.

In the fully elastic region (small loads) the first thread course essentially bears all the load (Fig. 15). With increasing loads, due to the heavy overloading, the formerly load-free neighbouring notch is affected. As the load is raised further over the elasticity limit, the overload in the first course decreases, because the other courses begin to bear part of the load by plastically confirming. Fig. 16 shows this for a load of approximately thrice that in the previous diagram. A further load increase results in a larger adjustment and considerable geometrical deviations. Fig. 17 shows that the curves tense up by plastic compliance of the silver chloride part. The results are considerable with practical experiences with screw bolts made of ductile materials.

One should mention that in the investigations to improve thread geometry, the thread notch area and the possibility of lowering stresses by shaping the thread filler radius and angle of thread are particularly interesting, in order to thus be able to exploit the effect of load redistributions in permissible plastic deformations.

4.3 The use of this material for research on full plastic deformation processes in "cold-forming" production

The last used example is representative of procedures which demonstrate the process involved in plastic forming of metals to come to an end component form. The aim of researching these processes lead to two ways. First, it is used to optimize the production process and the design of wear resistant dies and tools. Second, it is of great interest to know how the components strength is influenced by the production process, where the residual stress plays a dominant roll. Studies with silver chloride to optimize extrusion tools and to evaluate the stress contours of rolled threads on bolts deal with this problem.

The example presented deals with the cold-forming process for producing the profile of the boss of a shaft-connection. Fig. 18 shows the principle of the fabrication process. To achieve the profile, material is kneaded around the form tool. To simulate this by a planer strain-system in the experiment an apparatus with two glass plates for containment is used, like in the previous example (Fig. 19). The experiment simulates single steps in the fabrication process. These give information over the major stresses in component and tool in this step. Fig. 20 shows an isochromate picture of a "kneaded" polygon profile, in which one recognizes the high deformation grade of one step causing cracking and double-layers. Further, the area of the profile having the highest strain concentration in its later use is pre-stressed by compression during the fabrication process.

5. Prospects of different applications

The model process described leads to a knowledge of stresses during and after plastic-elastic and plastic deformation. The stress of deformation tools can be investigated for practical application and one also obtains data on the stresses ruling in a structural member, which are enforced upon it during the deformation process.

In mechanical engineering, an increasing number of deformation processes are being employed to produce readymade parts in which the deformation can, in most cases, cause an increase in fatigue strength. Besides the production of screws by thread rolling already observed, this is true of the production of splined shaft profiles by rolling or accurate forging profiles or gearwheels. The process described can help here to optimize structural members regarding to their strength: optimizing material flow in non-splintering production means a considerable reduction in manufacturing costs and an increase in tool life.

The second major field of application of this process is the extension of the notch effect theory into the plastic-elastic area, whereby the specific behaviour of various materials past the yield limit can be subject of calculations. The mechanical properties of silver chloride can be influenced by the presence of different constituents (eg: sodium chloride), so that we can presumably witness the material behaviour of different materials by model processes.

There is certainly still a long way to go before statements on the behaviour and model laws are satisfactorily clarified. However, the large possibilities associated with this particular material and with the solving of urgent technical application problems are so manifold, that it is worth the considerable effort of producing models and making evaluations.

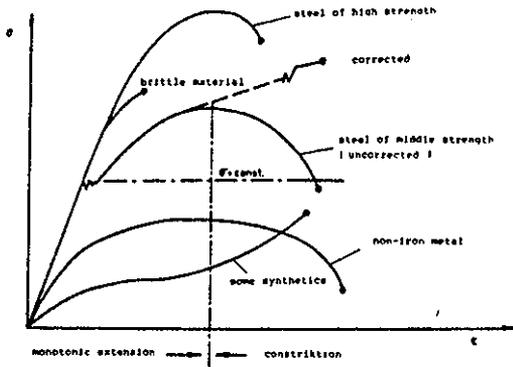


Fig. 1: Stress-strain diagrams from tensile tests on various materials

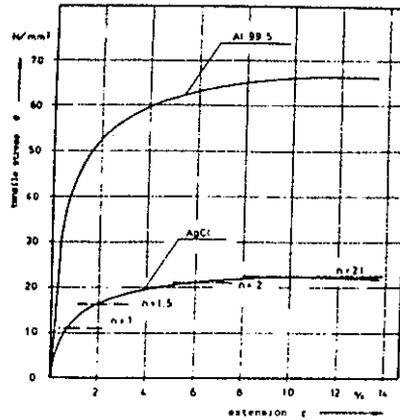


Fig. 2: Comparison of stress-strain curves for AgCl and Al99

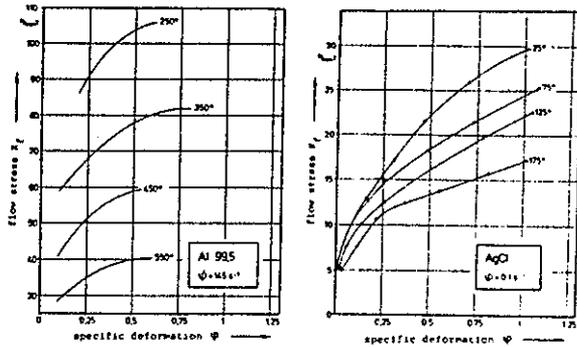


Fig. 3: Flow-stress K_f in dependence of specific deformation with AgCl and Al99

lubricant	friction partner	steel polished	glass	plexiglass
unlubricated		0.3	0.25	0.3
hydrochloric		0.16	-	-
vaseline		0.12	0.08	0.13
polythio sulfide		0.07	-	-
silicone paste		0.04	0.07	0.04

Fig. 5: Friction coefficient from ring compression test with AgCl

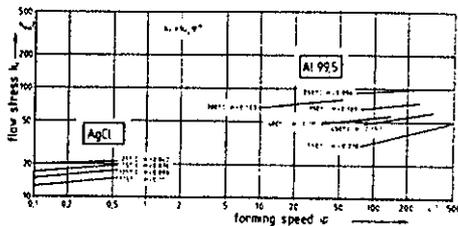


Fig. 4: Flow-stress in dependence of forming speed of AgCl and Al99

physical properties	unit	AgCl	Al 99.5
tensile strength R_m	N/mm ²	25.5 ^a	71
0.2% yielding point $R_{p0.2}$	N/mm ²	6 ^a	28
breaking extension ϵ	%	13 ^a	22
modulus of elasticity E	N/mm ²	700...4500	72200
modulus of rigidity G	N/mm ²	980	27000
factor of transverse extension	-	0.41	0.34
specific density ρ	kg/m ³	5,56 · 10 ³	2,7 · 10 ³
specific heat c	kJ/kg °C	0,095	0,22
coefficient of expansion α	1/m °C	2,96 · 10 ⁻⁵	2,4 · 10 ⁻⁶
melting point T_C	°C	457,5	960

^a specific material prepared for experimental tests

Fig. 6: Summary of the most important physical properties of AgCl and Al99

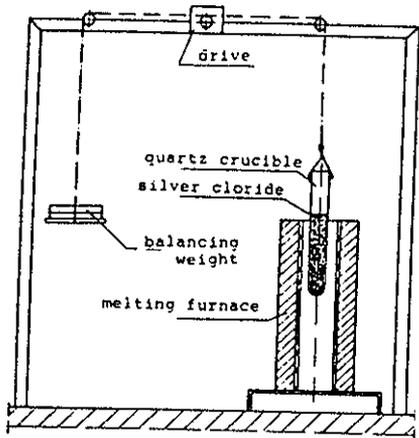


Fig.9: Principle of zone melting



Fig.11: Notched rod test. Isochromates within elastic deformation field

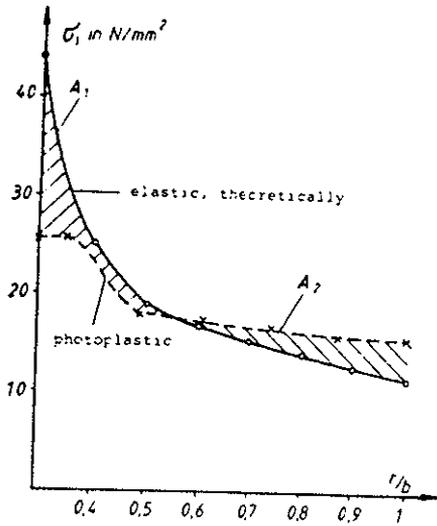


Fig.13: Notched rod test. Comparison experimental/theoretical

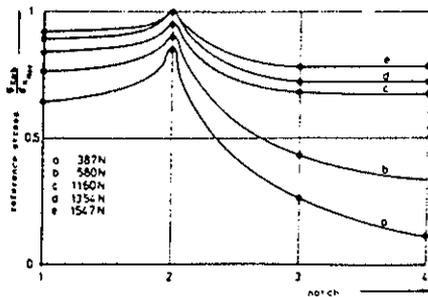


Fig.17: Load-distribution in a thread connection with elastic-plastic deformations

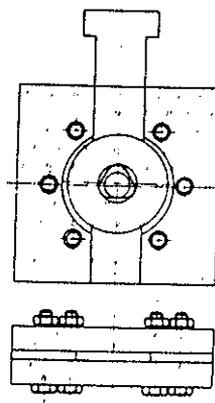


Fig.19 and 20: Cold-forming process. Test-apparatus and isochromates of the formed specimen

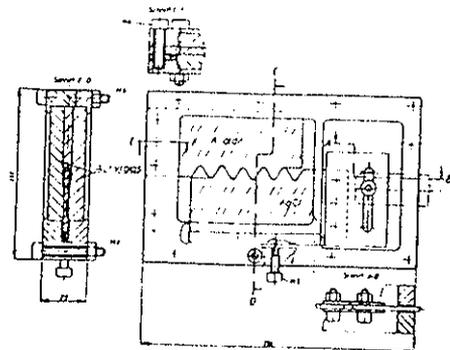


Fig.14: Loading attachment for experiments with thread connections

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

NC-Technik

Konzepte und Möglichkeiten vertikaler Drehmaschinen

Vertikale Drehmaschinen wurden als sog. Karussell-Drehmaschinen vornehmlich entwickelt, um das Aufspannen und Ausrichten großer, schwerer Werkstücke zu erleichtern. Die senkrechte Anordnung der Hauptspindel ergibt aber daneben viele andere Vorteile gegenüber einer waagrechten Anordnung, die in letzter Zeit insbesondere bei hohen Schnittgeschwindigkeiten und dabei möglichen hohen Zerspanraten und den daraus folgenden Belastungen auf die Maschine selbst wichtig sind. Außerdem eignen sich diese Konzepte auch gut für ein automatisches Be- und Entladen als flexible Fertigungszellen oder beim Einsatz in flexiblen Fertigungssystemen. Über die grundsätzlichen Möglichkeiten dieser Maschinenkonstruktion an sich und in Abgrenzung zu Maschinen mit horizontaler Hauptspindel wird nachstehend berichtet. In einem nachfolgenden Beitrag werden drei Fertigungsbeispiele die Anwendung dieser Systeme deutlich machen.

1 Entwicklung, Anforderungen

Mit dem Begriff „Senkrecht-drehen“ war jahrelang ausschließlich die Vorstellung der Fertigung großer ring- und scheibenförmiger Werkstücke verbunden - verwirklicht auf sog. Karussell-Drehmaschinen mit Schwingkreisen, die mit 1500 mm Dmr. als unterste Grenze ausgestattet waren. Die Entscheidung für diese Bearbeitungslage war damit rein aus dem technischen Zwang des Beladens, des Spannens und des Ausrichtens der Werkstücke gegeben, ferner durch die von der Kraftleistungsaufgabe diktierte Konzeption des Maschinenaufbaus.

Mit zunehmender Automatisierung erweiterte sich dieses Konzept in den Bereich kleinerer Durchmesser. Dabei spielte neben Überlegungen zum Anordnen von Schlitten und Werkzeugsystem in immer größerem Maße die Zuführung der Werkstücke und Werkzeuge eine Rolle. Im konstruktionssystematischen Sinne bietet die senkrechte Spindel nämlich grundsätzlich die freizügigsten Möglichkeiten zur Anordnung von Schlitten, Werkzeugspeichern, Werkstück- und Werkzeug-Wechseinrichtungen, Meßvorrichtungen u. dgl. Bereits mit dem Loslösen von der Vorstellung der Leit- und Zugspindel-Drehmaschine und dem gezielten Aufbau von Maschinensystemen zum Erfüllen der Produktionsaufgabe - die Zeit des Mehrschlitten-Mehrmeißel-Aufbaus insbesondere bei hydraulisch gesteuerten Maschinen - war die Vertikal-Drehmaschine selbst bei Handbeladung eine Alternative zur horizontalen Maschine für Futter-Werkstücke, die wirtschaftliche Vorteile auch für Drehwerkstücke bis hinab zu 200 mm Futterdurchmesser zeigte. Bild 1 gibt das Ergebnis einer 1977 durchgeführten Untersuchung wieder: Die damals auf dem Markt befindlichen, meist mit hydraulischer Steuerung betriebenen Maschinen waren über ein weites Anwendungsfeld einsetzbar. Das Abmessungsverhältnis der drehbaren Werkstücke deutete bereits damals auf einem Wettbewerb mit den Kurzdrehmaschinen, insbesondere den frontbeladenen Automaten hin. Die moderne Entwicklung von Drehmaschinen

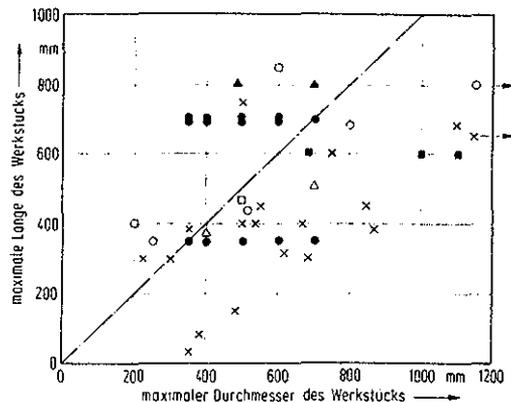


Bild 1. Anwendungsspektrum von Vertikal-Drehmaschinen nach einer 1977 durchgeführten Befragung (unterschiedliche Markierungen bedeuten unterschiedliche Hersteller)

zeichnet sich z. Z. durch die nachfolgenden technologischen und wirtschaftlichen Randbedingungen aus.

Die Einführung modernster Schneidstoffe zum Erhöhen der Produktivität auch in bisher sehr konventionell eingestellten Fertigungsbetrieben zieht die Forderung erhöhter Schnittgeschwindigkeiten für den „Normalfall“ der Maschinenausrüstung mit sich. Der Konstrukteur wird mit der heute zu entwickelnden Generation von Werkzeugmaschinen vor die Aufgabe gestellt, im Vergleich zu früher wesentlich höhere Umdrehungsfrequenzen, Leistungsdurchsätze und Kräfte zu beherrschen. Hinzu kommen die unter diesen Bedingungen erhöhten Anforderungen der Arbeitssicherheit. Zugleich steigen auch nach einer 1985 durchgeführten Umfrage bei Betreibern und Herstellern von Werkzeugmaschinen die Anforderungen an die Genauigkeit: die Fertigungsqualität IT 6 durch Drehverfahren wird in den am meisten vertretenen Durchmesserbereichen 100 bis 200 mm zur Normalforderung.

Sinkende Losgrößen durch kürzere Lebensdauer der Produkte, steigende Variantenzahl und schärfere Terminbedingungen der Fertigung lenken das Schwergewicht auf flexible Fertigungseinrichtungen mit drastisch reduzierten Rüstzeiten. Die weitestgehende Forderung in dieser Richtung ist das Kanban-Prinzip, d. h. die Fertigung auf Anforderung der Montage ohne Zwischenlager.

Die Darstellungen über die Nutzungszeit von Werkzeugmaschinen zeigen, daß ein Verringern der Hauptzeiten durch Steigerung der technischen Daten nur begrenzte wirtschaftliche Verbesserungen zur Folge hat. Die wirkungsvollste Innovation liegt in einer Automatisierung der Handhabungsfunktionen, die eine Nutzung auch innerhalb der Pausen oder z. B. nach Schichtende erlaubt. Diese Frage unterliegt aber generell der weiteren Entwicklung der Arbeitsgestaltung, wobei sowohl die Bestrebungen nach kürzerer Arbeitszeit des Einzelnen als auch der Zwang zum wirtschaftlichen Einsatz der Fertigungsmittel auf eine kontinuierliche, weitgehend automatische Fertigung bei „ausgedünnter“ Bedienung zu deuten scheint.

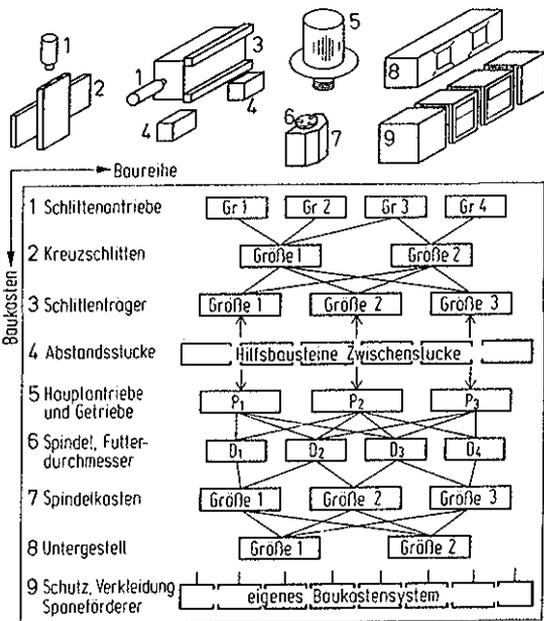


Bild 2. Verknüpfungsdiagramm eines Baukasten-Baureihen-Systems für Senkrecht-Drehmaschinen

Mit der Weiterentwicklung der technischen Ausstattung von Fertigungssystemen steigen die Möglichkeiten einer freizügigen Formgebung. Die NC-Technik befreite z. B. von dem Zwang der möglichst achsparallelen Arbeitsweise in Drehmaschinen bzw. der Anwendung aufwendiger und komplizierter Kopiertechniken. Durch die Aufnahme angetriebener Werkzeuge und die Steuerung einer weiteren Achse wurde die Anwendungsbreite moderner Drehmaschinen erheblich erweitert. Die Integration des Werkstückmessens in oder unmittelbar zugeordnet zur Maschine ermöglicht eine ständige Qualitätsregelung; integrierte Werkzeugmessung entlastet den Voreinstellraum und kürzt die Rüstzeit erheblich.

Die Erprobung dieser technischen Möglichkeiten unter den wirtschaftlichen Bedingungen von Produktionsstätten mit spanender Fertigung führt heute von der Anwenderseite her zu der Forderung der Fertigbearbeitung von Werkstücken in einer Maschine. Die Hauptmotivationen für diese Komplettbearbeitungs-Philosophie sind neben dem Erzielen höherer Qualitäten durch Vermeiden des Umspannens die Einsparung von Durchlaufzeit und das Vermindern der Werkstückpuffer zwischen den einzelnen Arbeitsgängen. Für die Entwicklung von Werkzeugmaschinen läßt sich hieraus eine

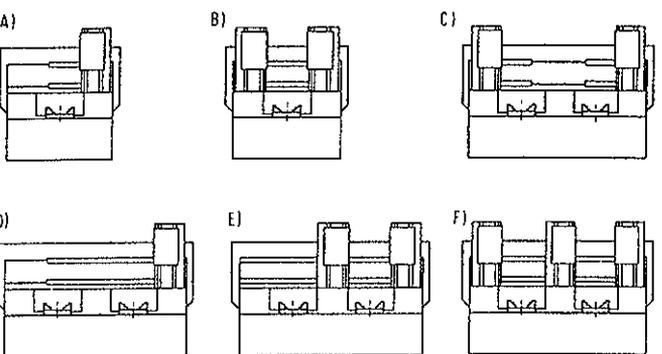


Bild 3. Baumusterplan für Vertikal-Drehmaschinen-Systeme mit modularem Aufbau
 A) eine Spindel, ein Schlitten, B) eine Spindel, zwei Schlitten für Vier-Achsen-Bearbeitung, C) zwei Spindeln, zwei Schlitten für Simultan- oder Zwei-Seiten-Takt-Bearbeitung, D) zwei Spindeln, ein Schlitten für Pendel-Bearbeitung, E) und F) aufgabenspezifischer Aufbau

Tendenz zur „Annäherung“ von Drehmaschine und Bearbeitungszentrum ableiten. Die Untersuchung der anfallenden Fertigungsaufgaben bei einem Drehmaschinen-Hersteller zeigt ferner, daß der Anteil der Bohr- und Fräsarbeiten allgemein mit der Größe der Werkstücke zunimmt.

Diese Entwicklungen führen allgemein zu Konzepten einer flexiblen Fertigung, die übergreifend und kontrovers diskutiert werden und die in vielen Fällen den Betreiber eher verwirren als ihm Hilfen für seine Investitionsentscheidungen zu geben. Durch die mit steigender Komplexität der Fertigungssysteme auch steigenden Investitionskosten ist aber ein genaues Abschätzen zwischen dem Aufwand eines Systems und seiner Wirksamkeit eine für viele Betriebe lebensnotwendige Überlegung.

Die Konsequenz für die Maschinenhersteller besteht im Aufbau von Fertigungssystemen nach dem Baukastenprinzip, das ein weitgehend flexibles Anpassen an die Fertigungsaufgabe gestattet [1, 2]. Aber auch hier wird die Frage nach der notwendigen Universalität (Flexibilität) und ihrer Erfüllung durch den geringsten Aufwand bei jeder Investition unter immer neuen Bedingungen zu stellen sein, - Grundsatzentscheidungen gibt es dabei nicht [3 bis 7].

Im folgenden sollen unter diesen Gesichtspunkten die Konzepte von Vertikal-Drehmaschinen beleuchtet und mögliche Folgerungen für den Einsatz und die notwendige Ausstattung vorbereitet werden.

2 Drehverfahren mit vertikaler und mit horizontaler Achse

Die unterschiedlichen Eigenschaften horizontaler und vertikaler Drehmaschinen ergeben sich einerseits aus den grundsätzlichen Überlegungen zur Drehbearbeitung, andererseits lassen sie sich durch die zu erwartenden konstruktiven Veränderungen des Systems „Drehmaschine“ bei der Integration in flexible Fertigungseinrichtungen ableiten. Die Anordnung von Spindel, Schlitten und Wirkbewegungen bedingt für den Anwender gegenüber der Anordnung mit waagerechter Spindel einige Vorteile.

2.1 Erleichterte Werkstückeinspannung

Auf der horizontalen Fläche des Spannzeugs lassen sich die Werkstücke leicht und rasch ausrichten. Dies gilt besonders für große und schwere Werkstücke und hat ursprünglich zur Entwicklung der Karussell-Drehmaschinen geführt. Aber auch bei kleinen, manuell oder maschinell zugeführten Drehteilen rechtfertigt die beladungsfreundliche Gewichtskraft die vertikale Bauweise - besonders dann, wenn die Werkstücke ausladend, dünnwandig und damit labil sind, oder wenn die geometrische Form ein symmetrisches Spannen verhindert. In unmittelbarem Zusammenhang damit steht die Tatsache, daß die Futterhöhe nahezu unabhängig vom Durchmesser in einer bedienungsgünstigen Griffhöhe von etwa 1080 mm angeordnet werden kann, während dies bei waagerechten Maschinen und Werkstücken über 600 mm Drehdurchmesser praktisch nicht mehr möglich ist oder zu Einschränkungen bezüglich Schlittenzahl und -aufbau führt [8].

2.2 Höhere Genauigkeit durch kleinere Spindelverformung

Die auf die Achse einwirkenden Gewichtskräfte von Werkstück, Spannzeug und Spindel stellen bezüglich der Spindel keine Querkräfte dar und sind über Axiallager unmittelbar in den Maschinenständer ableitbar. Biegebelastung und Biegeverformung der Spindel werden nur von Schnittdruck und Antrieb erzeugt und können daher besser beherrscht werden.

2.3 Formstetigkeit bezüglich Verformung und Wärmegang

Der überwiegende Teil der Horizontalmaschinen ist unter den Bedingungen ungehinderten Spänefalls und Bedienbarkeit in der Bettgestaltung Restriktionen unterworfen, die bei vertikaler Bauweise nicht auftreten. Auch die Lagerung der Spindel kann unter Nutzung von Symmetrien thermisch unempfindlicher gestaltet werden als dies bei den üblichen aufgesetzten Spindelkästen der Waagerechtmaschinen der Fall ist. Erfahrungen aus der Vergangenheit zeigen jedoch, daß diese Gesichtspunkte oft nicht richtig erkannt und konstruktiv umgesetzt wurden. Die mit dem modularen Aufbau von Fertigungszellen verbundenen Überlegungen zum systematischen Anordnen und Gestalten von Baugruppen zeigen aber neue Ansätze gegenüber dem Karussellmaschinen-Prinzip. Besondere Bedeutung erlangt bei der sich an Kurzdrehteilen orientierenden Maschinenstruktur die verformungsarme Ableitung der Wirkkräfte während der Planbewegung der Schlitten.

Weitere Vorteile, die sich bei Betrachtung des Arbeitsablaufs ergeben, sind die dem „Spänebeschuß“ abgekehrten Lage von Führungsbahnen und Werkzeugen. Gerade das bei der Revolver-Dreharbeit auftretende Späneproblem, das häufig die Automatisierung behindert, tritt bei der Überkopf-Anordnung der Werkzeuge in vertikalen Maschinen nahezu nicht auf. Andererseits ergibt sich aus der Anordnung von Werkstück und Werkzeug ein Nachteil gegenüber der horizontalen Maschine beim Späneaustrag.

2.4 Späneaustrag aus Werkstück und Arbeitsraum

Bei topfförmigen Werkstücken können sich die Späne am Boden und an der Wandung des Werkstücks absetzen, dieses durch Aufheizen thermisch verziehen, Markierungen verursachen oder sogar das Werkzeug zerstören. Im Bereich großer Losgrößen hat man dieses Problem mit besonderen Spülmethode oder speziell ausgebildeten Werkzeugen meist gelöst, die erforderliche Flexibilität moderner Einrichtungen gibt aber grundsätzlich noch einige Probleme auf.

Dem Abtransport der Späne aus dem Arbeitsraum stehen der Spindelstock, seine Befestigung und der für den Antrieb erforderliche Raum im Wege. Auch der Anbau eines Späneförderers ist nicht so einfach wie bei horizontaler Anordnung, die in letzter Zeit entwickelten Maschinen bewältigen dieses Problem aber weitgehend.

Neben diesen aus dem Bearbeitungsablauf abgeleiteten Kriterien gewinnen die von einer modernen, flexibel automatisierten Fertigung bestimmten Einflüsse und die sich daraus ableitbaren Anforderungen an die peripheren Einrichtungen eine überwiegende Bedeutung. Auch die konstruktive Verwirklichung dieser Forderungen kann einem Vergleich zwischen waagerechter und senkrechter Spindelanzordnung in einem Drehsystem unterworfen werden.



Bild 4. Einsatz und Befestigung von Werkzeugen mit Steilkegel-Aufnahme im Arbeitsraum einer Senkrecht-Drehmaschine

2.5 Modulare Fertigungssysteme aus Baukasten-Baureihen-Strukturen

Der Aufbau von Fertigungssystemen aus modularen Baugruppen ist von der Lage der Spindel nahezu unabhängig, wobei die senkrechte Bauweise mehr Freizügigkeit zum Anordnen von Schlitten, Zuführ- oder Meßgeräten gibt. Die konsequente Verfolgung einer Baukasten-Baureihen-Systematik (Bild 2) führt z. B. zu einem Drehmaschinensystem, dessen Aufbaumöglichkeiten aus Baugruppen Bild 3 in einem Auszug aus dem Baumusterplan zeigt. Diese Systeme ermöglichen die Verwirklichung bestimmter Fertigungsstrategien. Das Verfahren der Pendel-Bearbeitung (vgl. [2]) erfordert z. B. eine Variation gemäß Bild 3 D mit einem Schlitten und zwei Spindeln. Eine Bearbeitung bei vier gesteuerten Achsen ist mit Variation B verbunden. Die Takt-Bearbeitung in zwei Einspannungen entspricht der klassischen Doppelspindel-Konzeption in Bild 3 C. Unterschiedliche Arbeitsraumlagen und -bereiche können durch das Positionieren der Schlitten über Zwischenstücke den jeweiligen Aufgaben angepaßt werden.

Lage und Aufbau der Baugruppen begünstigen ferner den Anbau weiterer Einrichtungen, insbesondere das „Aufrüsten“ des Drehsystems auch für Arbeiten mit angetriebenen Werkzeugen. Dies kann durch den Einsatz eines zusätzlichen Schlittens, z. B. gemäß der Variation in Bild 3 F geschehen. Für Aufgaben mit höherer Komplexität ist der Übergang auf Werkzeugmagazine mit Wechsler und Steilkegel-Befestigung zu empfehlen (Bild 4). Es wird deutlich, daß die senkrechte

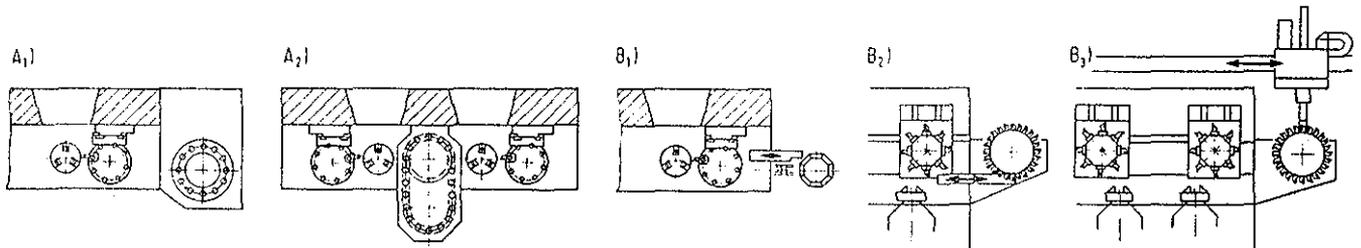


Bild 5. Automatisierter Werkzeugwechsel als integrierter Baustein im Senkrecht-Drehmaschinen-System

A) Werkzeugwechsel zur Komplettbearbeitung (Steilkegel- oder Zylinder-Schaft-Befestigung, angetriebene Werkzeuge) mit A₁) Rundmagazinen außen, vorzugsweise bei Einschlitten- und Pendelschlitten-Maschinen, und A₂) Rund- oder Kettenmagazinen, mittig, für mehrere Schlitten, B) Schneidkopfswechsel zur Schneidenbevorratung (Verschleißmagazin, Kompaktwerkzeuge) mit B₁) Wechsel von Magazin in Trommel-Werkzeugspeicher mit Doppelgreifer, B₂) Wechsel von Magazintrommel mit Doppelgreifer und B₃) Beschickung mehrerer Schlitten durch Portalsystem mit Doppelgreifer

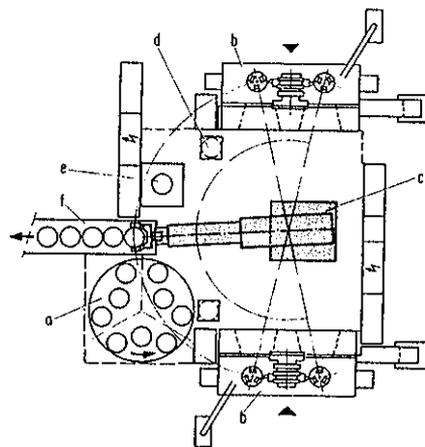
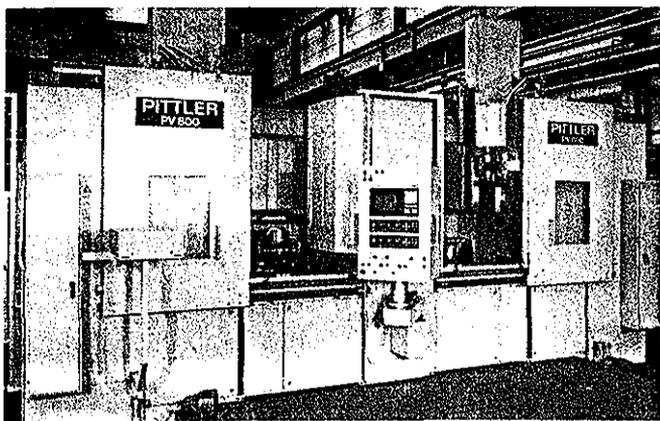


Bild 6. Vertikal-Drehmaschine mit zwei Spindeln (links Blick in die Arbeitsräume, Werkzeug-Wechseleinstellung mit mittig angeordnetem Magazin, Werkzeuge mit Steilkegel-Aufnahme, rechts Beladen zweier solcher Maschinen rückseitig durch Industrieroboter) a Rohlingspeicher, b Pendelmaschine PV 800/2-1 NC-P, c Industrieroboter, d Zwischenablage, e Meßeinrichtung, f Abführband der fertigen Werkstücke

Bauweise eine ungleich größere Freizügigkeit in der Gestaltung von Einzelantrieben für Werkzeuge bietet als die mit Platzproblemen beladene Unterbringung im Revolverschlitten bei waagerechten Maschinen. Wahlmöglichkeiten von Anordnungen für Magazine innerhalb eines flexiblen Baukastensystems stellt Bild 5 dar.

2.6 Werkstückhandhabung

Der automatische Transport, das Beschicken, das Entnehmen und das Palettieren bilden z. Z. das Kernstück der Anstrengungen zum Rationalisieren von Fertigungsanlagen. Eine Reihe technischer Möglichkeiten zum Beladen der Maschinen wird heute mit wechselndem Erfolg genutzt [9]. Unter Berücksichtigung der für Kurzdrehmaschinen typischen Werkstücke, wie Ringe, Zahnräder, Kegelhäder, Bremsstrommeln u. dgl. erfolgen der Transport der Werkstücke und die Bearbeitung in nachfolgenden Arbeitsgängen (z. B. Verzahnen, Nutenstoßen u. dgl.) überwiegend in einer Lage die der Bearbeitung in senkrechten Spindeln direkt entspricht. Das Entfallen des sonst erforderlichen Wendens führte bereits früher oft zur Wahl von Vertikal-Drehmaschinen. Für den Aufbau von Verkettungen mit maschinenorientierten Handhabungssystemen, Industrierobotern, Förderband- und Portalsystemen gibt es hierzu im Bereich der Mittel- und Großserien zahlreiche Beispiele. Im Bereich flexibel automatisierter Fertigungssysteme begünstigt die Form der hier zu betrachtenden Werkstücke die Anwendung der gleichen Handhabungseinrichtungen wie

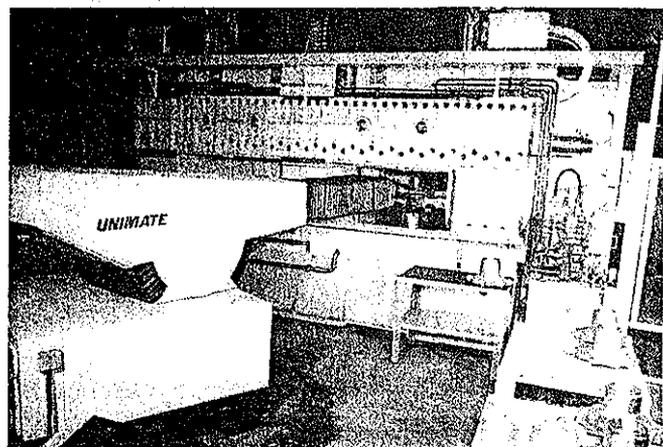


Bild 7. Rückseitiges Beladen der Maschinen Bild 6 mit einem Industrieroboter

bei den Bearbeitungszentren. Die Integration der Drehzelle mit senkrechten Spindeln erfordert damit nur geringfügige Anpassungen des Beladesystems.

2.7 Zugänglichkeit und Arbeitssicherheit

Eine der Hauptforderungen beim Einsatz von Handhabungssystemen ist das Erhalten der Zugänglichkeit der Maschine durch den Bediener nach den Forderungen der Arbeitssicherheit. Hier zeichnet sich die vertikale Bauart vor allem dadurch aus, daß die Maschine von der dem Bedienungsmann abgewandten Seite beladen werden kann. Bei entsprechender Maschinengestaltung bleiben dabei die gute Zugänglichkeit zu den Werkzeugen und Spannzeugen und die freizügige Beobachtung des Arbeitsablaufs ohne Einschränkung erhalten.

Bild 6 zeigt das Beladen einer Senkrecht-Drehmaschine mit zwei Spindeln durch einen Industrieroboter von der Rückseite der Maschine, was durch entsprechende Durchbrüche im Maschinengestell möglich wird (Bild 7). Das hierbei angewandte Konstruktionsprinzip begünstigt die Anordnung weiterer peripherer Einrichtungen, wie Meßstation, Zwischenpuffer, Wendeeinrichtung u. dgl. in einer Schutzzone außerhalb der Transport- und Zugangswege.

2.8 Palettensysteme

Bei den Bemühungen zum Reduzieren der Rüstzeiten gewinnt das Arbeiten mit Paletten an Bedeutung. Obgleich die Anwendung von Palettensystemen z. Zt. noch schwerpunktmäßig den Bearbeitungszentren zugeordnet ist, wird das Drehen zunehmend in den flexibel automatisierten Fertigungsablauf einbezogen. Nur auf diesem Wege ist unter vertretbarem Rüstaufwand eine Verringerung der Losgröße bis hin zur chaotischen Werkstück-Zuführung mit automatischer Erkennung denkbar.

Das Anwenden von Paletten an Senkrecht-Drehmaschinen gehört aufgrund der Spannprobleme bei großen und labilen Werkstücken zum Stand der Technik [8]. Die mit der flexiblen Fertigung verbundenen Funktionen des Speicherns, Transportierens, Erkennens und Übergebens führen aber zu neuen Lösungen in Verbindung mit automatischen Beladeeinrichtungen [10]. Verbunden damit sind Normungsbestrebungen im Hinblick auf universellen Einsatz [11]. Die Entwicklungen sind bei weitem noch nicht abgeschlossen, allein von der Werkstücklage jedoch und von der Kompatibilität mit den bei Bearbeitungszentren bereits eingesetzten Systemen bietet die senkrechte Spindelordnung Vorteile - vor allem bei Systeme-

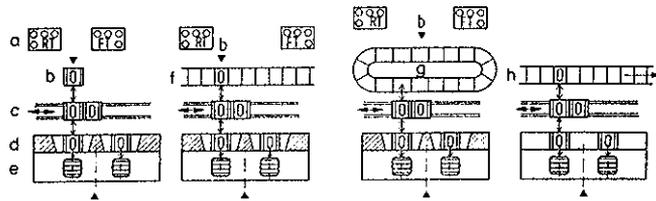


Bild 8. Anordnung von Palettiersystemen zum rückseitigen Beschicken von Senkrecht-Drehmaschinen

a Werkstückpaletten, b Rüstplätze bzw. -stationen, c Doppel-Transportfahrzeuge, d Zuführstationen, e Spannstationen (vor den Drehmaschinen-Spindeln), f Paletten-Bahnhof oder -Regal, g Palettenmagazin, h Palettenband

men mit Belademöglichkeiten von der bedienungsabgewandten Seite.

Bild 8 verdeutlicht an vier Beispielen die durch diese Maschinenkonzeption gegebenen Möglichkeiten. Sie reichen von Rüstplätzen für jedes einzelne Werkstück über die Vorbereitung von Teilefamilien oder Produktionsgruppen bis zum vollständig automatischen Ablauf über Palettenbänder oder Paletten-Bahnhöfe.

2.9 Automatisches Werkstück- und Werkzeug-Messen

Die erforderliche Genauigkeit der Werkstücke verlangt und die CNC-Technik in Verbindung mit modernsten elektronischen Meßsystemen erlaubt ein ständiges Abgleichen der Soll-Vorgaben mit dem Bearbeitungsergebnis. Dies führt [2] einerseits zur Einrichtung von zwischen die Arbeitsgänge geschalteten Meßstationen, wobei die Lage der Werkstücke bei Senkrecht-Drehmaschinen einen automatischen Ablauf begünstigt. Andererseits werden mit Meßfühlern, die automatisch an eine definierte Stelle des Arbeitsraums positioniert werden, Werkstücke und Werkzeuge gemessen. Hierzu gibt es grundsätzlich keine großen Unterschiede durch die Maschinenkonzeption. Kriterien sind die Thermostabilität der Meßposition und der Schutz der Meßgeräte vor Spänen und Kühlmittel.

3 Modulares System für NC-Vertikal-Drehmaschinen

Das konsequente Befolgen einer Baukasten-Baureihen-Systematik, wie sie vorher schon an modularen Drehmaschinensystemen mit horizontalen Spindelachsen erprobt war [1, 2], führte zu der in den Bildern 2 und 3 gezeigten Baureihe von Drehmaschinen, die zusammen mit entsprechend gestalteten peripheren Automatisierungseinrichtungen bereits eine gute Aufnahme im Markt gefunden haben. Kennzeichnend ist der modulare Aufbau des Maschinengestells (Bild 9), insbesondere die Schaffung von Durchbrüchen zum rückseitigen Beladen und das Gestalten des Arbeitsraums durch freizügiges Positionieren der Schlittenträger.

Die mit Hilfe aufwendiger Finite-Elemente-Rechnungen auf höchste Steifigkeit ausgelegten Gestellbauteile [12] ermöglichen hohe Genauigkeiten auch bei schwerer Zerspanung. Die Spindelkästen sind thermosymmetrisch ausgebildet und so befestigt, daß Temperatureinflüsse die Drehmitte in Bezug auf die Werkzeugschneide nicht verändern. Systemskizzen zum Aufbau zeigte bereits Bild 3; Bild 6 gibt eine Konzeption mit mittig angeordnetem Werkzeugmagazin mit z. T. angetriebenen Werkzeugen zur Komplettbearbeitung der Werkstücke wieder. Die wälzgeführten Schlitten werden mit Flachschich-Revolvern, Stern-Revolvern oder Trommel-Werkzeugspeichern bestückt. Schneiden-Bevorratungssysteme mit Werkzeugwechsel bei automatischer Schneidenüberwachung sorgen für höchste Produktivität bei flexiblem Einsatz.

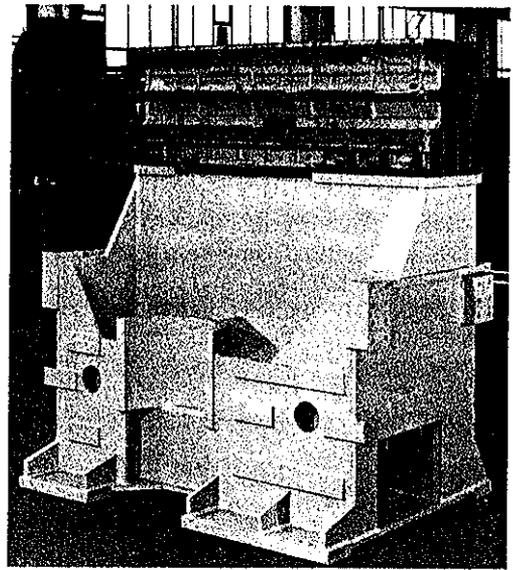


Bild 9. Geschweißtes Gestell einer Einspindel-Einschlitten-Maschine mit Beladung von Hand oder durch Portalgeräte von oben.

In einem nachfolgenden Aufsatz wird anhand von drei Beispielen die Anwendung des beschriebenen Systems unter technisch-wirtschaftlichen Bedingungen erläutert werden.

Literatur

- 1 Dietz, P.: Baukastensystematik und methodisches Konstruieren im Werkzeugmaschinenbau. *Werkst. u. Betr.* 116 (1983) 4, S. 185-189
- 2 Dietz, P.: Gesichtspunkte beim Aufbau eines Fertigungssystems mit Hilfe von Baukastenstrukturen. *Werkst. u. Betr.* 116 (1983) 8, S. 485-488
- 3 Goldschmid, H.: System Drehmaschine mit Schwerpunkt auf Veränderungen einer Grundmaschine durch Materialflußeinrichtungen. *wt-Z. ind. Fert.* 73 (1983) 3, S. 151-155
- 4 Strate, H.: Komplettbearbeiten großer und schwerer Werkstücke in einer Aufspannung. *Werkst. u. Betr.* 117 (1984) 6, S. 345-347
- 5 Schuler, M.: Drehzellen - Zukunftskonzept einer flexiblen Drehfertigung. *Werkst. u. Betr.* 117 (1984) 12, S. 743-747
- 6 Dey, H. J.; Möller, B.: Lagebericht. Fertigungszelle, Fertigungsinsel, Fertigungssystem. *Konzepte einer flexiblen Fertigung.* *Werkst. u. Betr.* 117 (1984) 8, S. 457-465
- 7 Schuler, M.: Flexibles automatisiertes Fertigungssystem zur Komplett-Bearbeitung von Präzisionsdrehteilen. *Werkst. u. Betr.* 117 (1985) 1, S. 3-7
- 8 Seidensticker, K.: Senkrecht-Drehen im flexiblen Fertigungssystem. *wt-Z. ind. Fert.* 73 (1984), S. 575-579
- 9 Wagner, H. D.; Wiendl, J.: Drehmaschinen als kompakte Fertigungseinheiten. *Werkst. u. Betr.* 116 (1983) 9, S. 539-542
- 10 Flexible Fertigungszelle zum universellen Drehen. *Werkst. u. Betr.* 117 (1984) 7, S. 442-443
- 11 Kaufeld, M.; Mayer, A.: Lagebericht: Werkstück-Palettensysteme - Notwendigkeit zur Standardisierung? *Werkst. u. Betr.* 118 (1985) 4, S. 177-184
- 12 Dietz, P.: Optimierung eines Drehmaschinenbettes durch Verformungsrechnungen mit Hilfe der FE-Methode. *Mitteilungen des Institutes für Maschinenwesen der TU Clausthal* 11 (1984), S. 17-21

Der Autor dieses Beitrags

Prof. Dr.-Ing. Peter Dietz, geboren 1939, studierte Maschinenbau an der TH Darmstadt und war anschließend wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebe. Nach leitenden Tätigkeiten in der Industrie ist er heute Direktor des Instituts für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal, Clausthal-Zellerfeld. 2318 A

Werkbilder 4, 6, 7 und 9: Pittler Maschinenfabrik AG, Langen

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

NC-Technik

Einsatz vertikaler Drehmaschinen

In einem vorangegangenen Beitrag wurde eine Gegenüberstellung von Maschinensystemen mit horizontaler und vertikaler Spindel gegeben und daran die Anforderungen und ihre konstruktive Verwirklichung bei Drehmaschinen verglichen sowie Kriterien zum Aufbau flexibel automatisierter Drehsysteme abgeleitet. Hier wird nun der Einsatz entsprechender Maschinensysteme anhand von Beispielen besprochen und in seinen technisch-wirtschaftlichen Randbedingungen aufgezeigt.

1 Investitionsgrundlagen

Für eine Investitionsentscheidung sollte letztlich das Ergebnis einer wirtschaftlichen Bewertung maßgebend sein. Da flexible Fertigungseinrichtungen einerseits einen erhöhten Investitionsaufwand fordern, in dem Begriff „flexibel“ andererseits die – gewollte oder ungewollte – kurzfristige Änderung aller Produktionsdaten bis hin zum Produkt selbst enthalten ist, sind in den meisten Fällen die konventionellen Methoden der Wirtschaftlichkeitsbewertung nicht ausreichend oder gelten nur unter eingegrenzten Bedingungen [1]. Systemtechnische Betrachtungen zum Entwickeln der Fertigungsaufgaben und ihrer zeitgemäßen Lösung, zum Eingliedern in das Unternehmen oder zum Anwenden neuer Fertigungsstrategien müssen dabei Verfahren der dynamischen Investitionsrechnung begleiten. Voraussetzung sind die sorgfältige Einsatzplanung und das Bekenntnis, alte Fertigungsanlagen auch bei technisch weniger komplexen Bearbeitungsaufgaben zugunsten einer sicheren Auslastung neuer Systeme zu ersetzen [2].

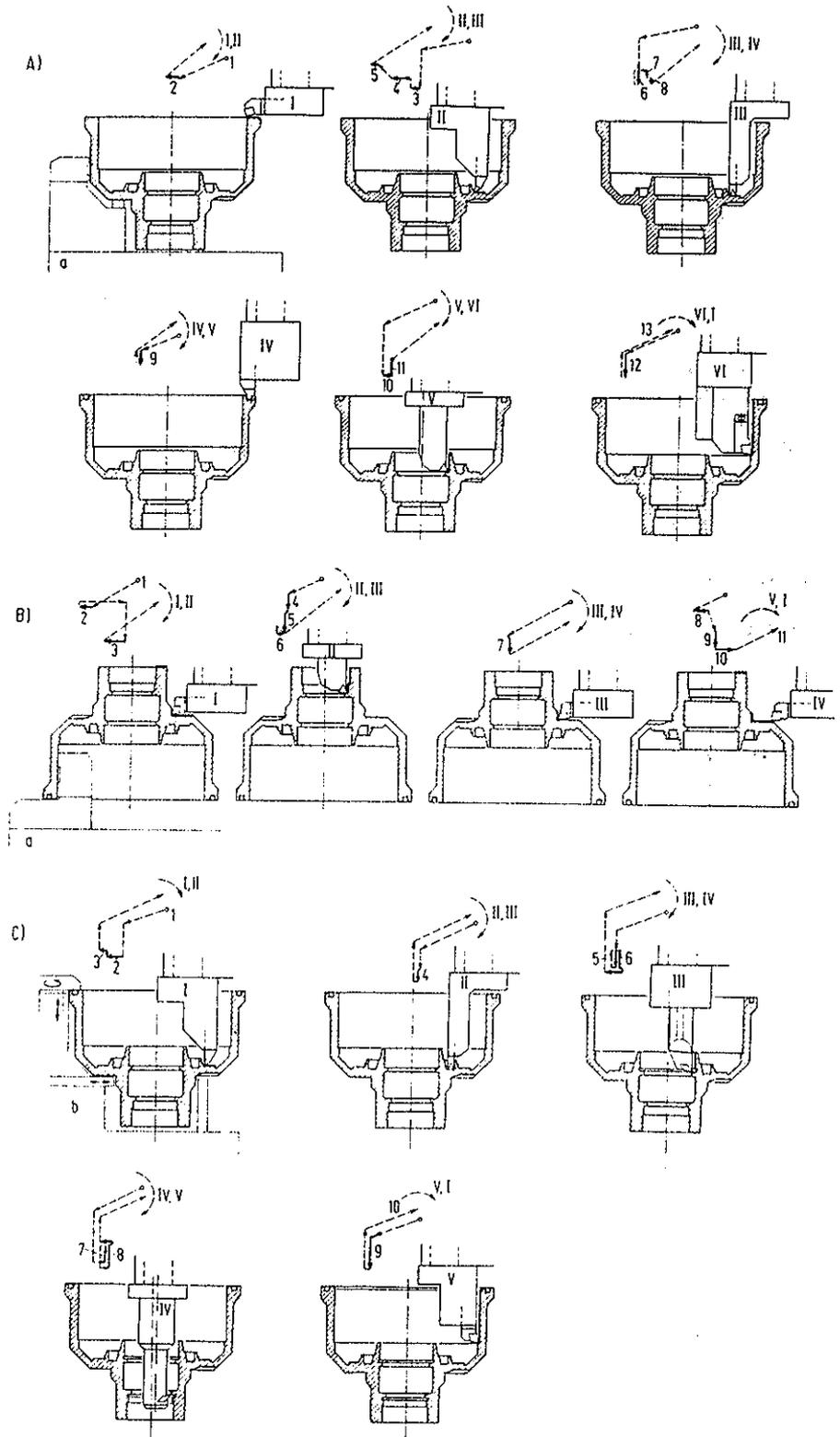


Bild 1. Fertigung von Trommelnaben in drei Einspannungen auf Vertikal-Drehsystemen

A) erste Einspannung, Grundzeit t_g 2,78 min, Spannen und Laden 0,3 min, B) zweite Einspannung, t_g 2,87 min, Spannen und Laden 0,3 min, C) dritte Einspannung, t_g 2,9 min, Spannen und Laden 0,3 min

a Spannfutter, b Sonderspanneinrichtung, 1 bis 11 Arbeitsgänge (1 Start), I bis V Werkzeuge (durch Schwenken in Eingriff zu bringen)

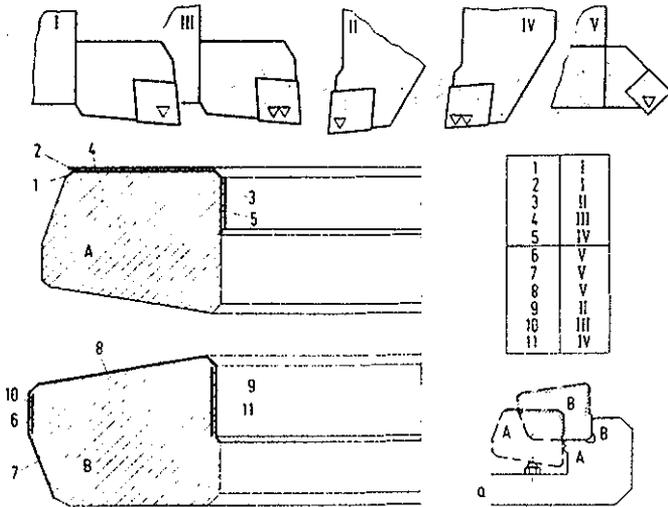


Bild 2. Fertigung von Tellerrädern in zwei Einspannungen auf Vertikal-Drehmaschinen
A erste Einspannung, B zweite Einspannung
a Spannhalter, 1 bis 11 Arbeitsgänge, 1 bis V Werkzeuge

Neben diesen außerordentlich aufwendigen Methoden einer Investitionsplanung, die in mittelständischen Betrieben oft schon aufgrund personeller Kapazitäten nicht durchführbar sind, gibt es nach wie vor die kalkulatorische Amortisationsrechnung für ein prognostiziertes Werkstückspektrum mit entsprechenden Bewertungen [3]. Das unternehmerische Risiko kann dabei verringert werden durch gruppendynamische Vorgehensweise beim Erstellen der Voraussagen, rechnerische Auswertungen mehrerer „Plan-Produktionsfälle“ und das Einbeziehen weiterer im Team zu bewertender Kriterien [4] durch Einführen von „Akzeptanzkosten“.

Die folgenden Fallbeispiele sollen den Einsatz des detailliert in einer vorausgegangenen Veröffentlichung beschriebenen

Systems vertikaler Drehmaschinen [5] aus der Sicht des Anwenders beleuchten. Dabei wird auf die Frage nach dem „wie“ der Investitionsentscheidung hier nicht weiter eingegangen. Die Beispiele sollen helfen, für eigene Entscheidungsvorgänge Parallelen zu erkennen, Voraussagen anzuregen und technische Lösungen aufzuzeigen.

2 Flexible Anlage vorwiegend für die Trommelnaben-Fertigung

Die Fertigungsaufgabe leitet sich aus der klassischen Taktfertigung in der Automobilindustrie ab. Grundlage ist die Bearbeitung unterschiedlicher Trommelnaben in drei Einspannungen. Hinzu kommen die Forderung nach großer Flexibilität bezüglich der Abmessungen und der Gestaltung innerhalb der Teilefamilien, ferner die Möglichkeiten einer flexiblen Umstellung auf die Fertigung von Tellerrädern in zwei Einspannungen oder die Bremsstrommelnbearbeitung in nur einer Einspannung.

Die Bilder 1 bis 3 zeigen Arbeitsabläufe und die Werkzeuge. Die Aufgabe verlangt höchste Flexibilität sowohl für die Maschine als auch für die Beschickungs- und Meßeinrichtungen. Zugunsten dieser Flexibilität wurde z. B. im vorliegenden Fall auf die Anwendung von Vier-Achsen-Steuerungen und auf die Aufnahme aufgabenspezifischer, angetriebener Werkzeuge zur Komplettbearbeitung verzichtet.

Die konstruktive Lösung der maschinellen Anlage für diese Fertigungsaufgabe ist in Bild 4 dargestellt. Die Anlage besteht aus drei über ein Linien-Portal verketteten einspindeligen Einschleifen-Maschinen mit je einem Werkzeugspeicher mit sechs Trommeln und seitlich angeordneten Magazinen. Die Werkstücke werden von Flurförderwerkzeugen Kurzbändern zugeführt; die Anordnung von drei Bänderpaaren bietet hinreichende Variationsmöglichkeiten für die Maschinen in der Verkettung und bzw. oder als Einzelmaschinen. Der Maschinengruppe nachgeordnet ist ein Meßgerät, dem die Werk-

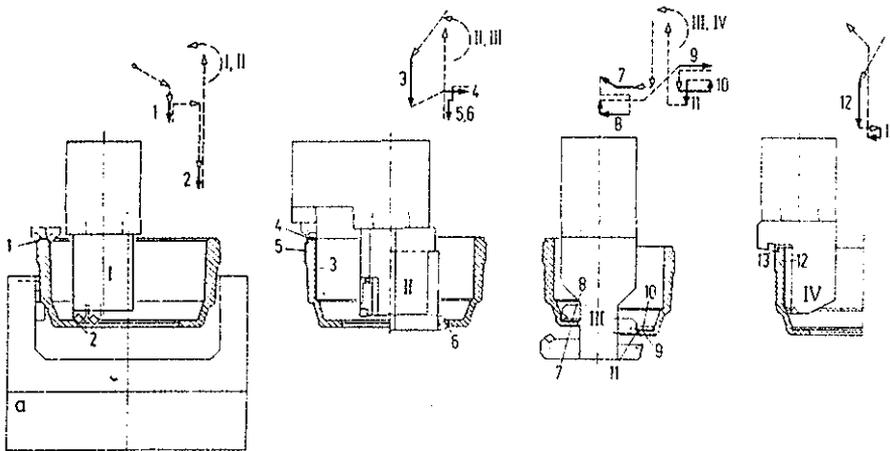


Bild 3. Fertigung von Bremsstrommeln in einer Einspannung auf Vertikal-Drehmaschinen
a Spannhalter, 1 bis 13 Arbeitsgänge, 1 bis IV Werkzeuge

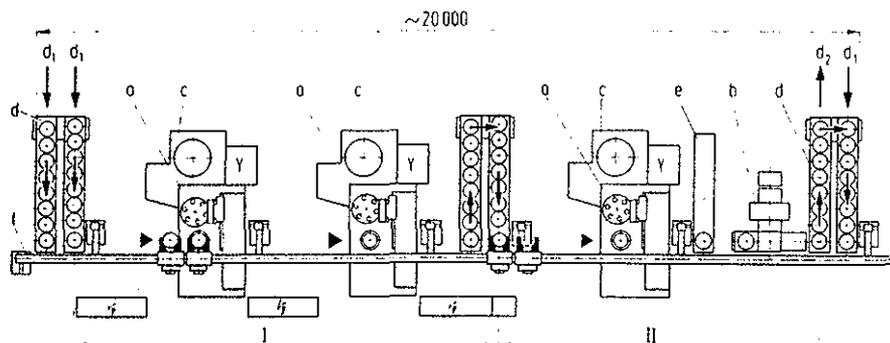


Bild 4. Aufbau der automatisierten flexiblen Fertigungsanlage für die in den Bildern 1 bis 3 gezeigten Drehaufgaben
a Senkrecht-Drehmaschine, b Meßmaschine, c Werkzeugmagazin, d Kurzbänder für Rohlinge und fertige Werkstücke und als Puffer (d₁ Ein-, d₂ Ausschleusen), e Ausschluß-Band, f Portalgerät, I, II Fahrbereiche der Laufwagen

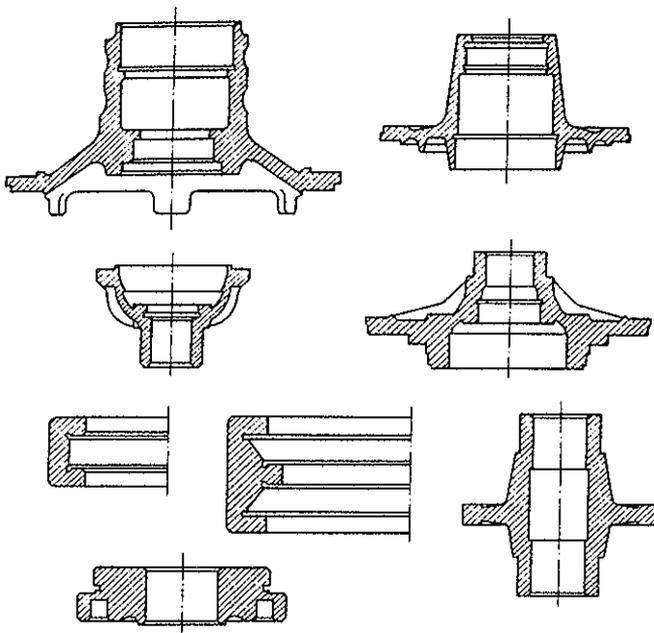


Bild 5. Auszug aus der Werkstückvielfalt eines Fertigungsbetriebs (Durchmesserbereich 160 bis 500 mm)

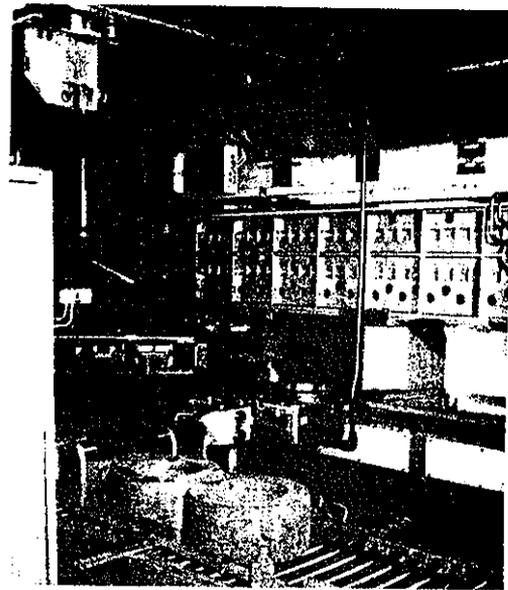


Bild 7. Fertigungsinsel der Anlage Bild 6 (Blick auf die Maschinenrückseite mit Portalgreifer, Rohling-Palette und Wendeeinrichtung)

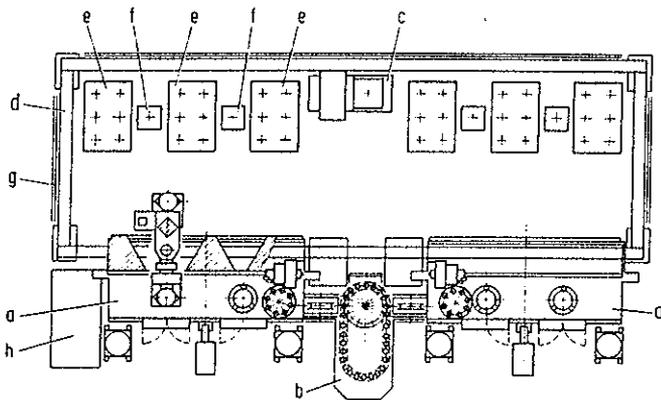


Bild 6. Fertigungsinsel aus zwei Pendelmaschinen mit Zuführungssystemen höchster Flexibilität

a Doppelspindel-Pendelmaschine, b Werkzeug-Wechselmagazin, c Meßmaschine, d Flächenportal, e Transportbehälter (Rohlinge, fertige Werkstücke), f Zwischenablage, g Schutzgitter, h Ausschuß-Ablage

stücke chaotisch zugeführt werden können. Wendefunktionen sind in den Doppelgreifern des Portalsystems enthalten. Durch das Anwenden von Sonderwerkzeugen auf Werkzeughaltern mit Steilkegel-Befestigung ist beispielsweise die Tellerradfertigung in zwei Einspannungen unmittelbar aufeinanderfolgend möglich.

Diese nach dem Gesichtspunkt größtmöglicher Flexibilität aufgebaute Anlage erlaubt durch Anordnen von Maschinen und Beschickungseinrichtungen auch das Herauslösen aus dem Verbund und damit auch den problemlosen Aufbau neuer Fertigungsketten oder -inseln.

3 Anlage zur flexiblen Fertigung von Teilefamilien in vorwiegend zwei Aufspannungen

Hierfür war ein weitgestreuter Bereich von Werkstücken in kleinen und mittleren Serien mit Durchmessern zwischen 160 und 500 mm zu bearbeiten. Einen Auszug aus dem gegenwärtigen Programm zeigt Bild 5. Die Losgröße wird kurzfristig über die EDV-gestützte Fertigungsplanung jeweils neu festge-

legt. Die Änderungen des Produktspektrums während der Lebensdauer der Fertigungseinrichtung sind nicht bekannt.

Grundlage für den Aufbau der Fertigungsanlage war auch hier wieder eine größtmögliche Flexibilität, die Konzentration auf die Grundaufgabe Drehen und ein für Maschine wie für Beschickungseinrichtungen geltendes Minimum an Rüstaufwand. Bei einer Betrachtung der gegenwärtigen und früheren Fertigung erwies sich in diesem Falle eine Konzeption von zwei Maschinen mit einer flächendeckenden Portal-Ladeeinrichtung als wirtschaftlichste Lösung (Berechnung entsprechend [6]). Die aus zwei zweispindligen Pendelmaschinen bestehende Fertigungsinsel (Bild 6) ist mit einem zentralen Werkzeugmagazin ausgerüstet, das bei 60 Werkzeugen mit Standardaufnahmen für alle anfallenden Aufgaben die Revolverschlitten bestücken kann und infolge seiner gefahrlosen Zugänglichkeit den Austausch verschlissener Werkzeuge ohne Unterbrechung des Arbeitsablaufs ermöglicht. Alle Werkstücke können nach ihrer Bearbeitung einer zentralen Meßstation zugeführt werden.

Die hohe Flexibilität kommt insbesondere bei dem Zuführungssystem zum Ausdruck. Das Flächenportal ergreift aus den jeweils für ein Los vorbereiteten Transportbehältern oder Transportpaletten die Werkstücke und führt sie der jeweiligen Spindel zu. Das rückseitige Beladen der Maschine wird hier besonders günstig mit einem speziell gestalteten Greifer durchgeführt. Bild 7 zeigt mit einem Blick in die beschriebene Anlage diesen Greifer in Aktion, im Vordergrund befindet sich der Rohling-Palettentisch und eine Wendeeinrichtung.

4 Fertigung einer Pumpengehäuse-Teilefamilie

An diesem Beispiel soll die Erweiterung von Drehsystemen für weitere Aufgaben mit Hilfe angetriebener Werkzeuge erläutert werden. Die Fertigungsaufgabe betrifft Pumpengehäuse, bei denen neben den Dreharbeiten Bohrbilder zu setzen, Querbohrungen und Fräsarbeiten auszuführen sind.

Einer der wichtigsten Gesichtspunkte für die Wahl von Drehsystemen zur Gehäusefertigung ist die besonders günstige Kombination von Unrunddrehen und Fräsdrehen, mit dem auch von der Zylinderform abweichende Funktionsflächen höchster Genauigkeit bei im Vergleich zu Bearbeitungszentren außerordentlich günstigen Bearbeitungszeiten erzielt

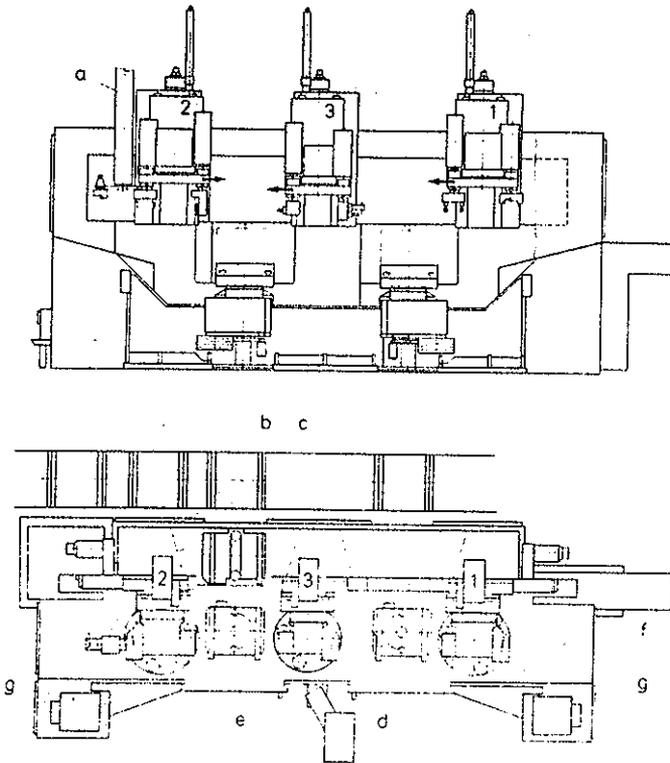


Bild 8. Vertikal-Drehmaschine mit zwei Spindeln und drei Schlitten zum Fertigen von Pumpengehäusen (zusätzliche Bohr- und Fräsarbeiten, Beschickung mit Spannplatten)

a Portalgreifer für Werkzeuge, b Palettenbahnhof, c Zufuhr, d Bediengerät, e Spannstation, f Späneförderer, g Hauptantriebe, 1 bis 3 Kreuzschlitten

werden können. Bild 8 macht deutlich, daß die Integration dieser Sondereinrichtungen zusätzliche Werkzeugplätze erfordert, was in diesem Falle durch den zeitsparenden Einsatz eines zusätzlichen Mittelschlittens ermöglicht wird. Diese Maschine enthält ein integriertes Portal, das aus einem seitwärts stehenden Werkzeugmagazin den drei Kreuzschlitten die Werkzeuge zuführt. Das Beladen dieser Maschine erfolgt über Spannpaletten, die in einem Palettenbahnhof auf der Rückseite der Maschine bereitgestellt werden.

Mit diesem Beispiel schließt sich der Kreis zur klassischen Transferstraßen-Fertigung: Bei bekanntem Werkstückspektrum wird die Maschine mit den erforderlichen Sondereinrichtungen aufgerüstet, um damit innerhalb des Fertigungssy-

stems das Werkstück komplett zu bearbeiten. NC-Technik und Standardisierung der Werkzeuge bieten hierbei gegenüber den früher angewendeten Fertigungseinheiten eine unvergleichbar höhere Flexibilität. Man sollte aber nicht vergessen, daß die Aufrüstung der Maschine für diese Spezialaufgaben bei Vollautomatisierung auch ein angepaßtes automatisches Messen innerhalb des Arbeitsraums erfordert. Die Erfüllung dieser Ansprüche und die Wahrung von Stabilität und Genauigkeit der Maschine stellt dabei höchste Ansprüche an die konstruktive Vorbereitung solcher Systeme mit Baukasten-Baureihenmethode.

5 Zusammenfassung

Für den Aufbau flexibler Drehsysteme eignen sich Vertikalmaschinen besonders dann, wenn der zur Verfügung stehende Raum optimal für eine Automatisierung aller peripheren Vorgänge bei zugleich uneingeschränkter Zugänglichkeit genutzt werden soll. Ein nach diesen Kriterien entwickeltes Baukastensystem hoher Universalität und mit vielseitigen Möglichkeiten der Werkstückbeschickung wird besprochen und sein Einsatz unter technisch-wirtschaftlichen Randbedingungen an drei Anwendungsbeispielen gezeigt.

Literatur

- 1 Eversheim, W.; Erkes, K.; Schmidt, H.: Wirtschaftliche Bewertung flexibler Fertigungsanlagen. *Ind.-Anz.* 107 (1985) 44, S. 24-28
- 2 Freitag, W.: Einsatzplanung für eine Fertigungszelle zum Drehen. *Werkst. u. Betr.* 117 (1984) 9, S. 547-550
- 3 Dietz, P.: Bewertungskriterien und Wirtschaftlichkeitsrechnung zur Auswahl von Drehmaschinen zur Fertigung in mittleren Serien. *Werkst. u. Betr.* 109 (1976) 10, S. 667-674
- 4 Volk, P. G.: Auswahl von Investitionsobjekten. *Werkst. u. Betr.* 108 (1985) 3, S. 553-555
- 5 Dietz, P.: Konzepte und Möglichkeiten vertikaler Drehmaschinen. *Werkst. u. Betr.* 117 (1986) 6, S. 473-477
- 6 Dietz, P.: Gesichtspunkte beim Aufbau eines Fertigungssystems mit Hilfe von Baukastenstrukturen. *Werkst. u. Betr.* 116 (1983) 8, S. 485-488

Der Autor dieses Beitrags

Prof. Dr.-Ing. Peter Dietz, geboren 1939, studierte Maschinenbau an der TH Darmstadt und war anschließend wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebe. Nach leitenden Tätigkeiten in der Industrie ist er heute Direktor des Instituts für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal, Clausthal-Zellerfeld. 2319 A

Alle Werkbilder: Pittler Maschinenfabrik AG, Langen

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, SAPIV, ADINA, ASKA
- ebene statische Rechnungen
 - räumliche statische Rechnungen
 - elasto-plastische 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
- Projekte aus dem Sonderforschungsbereich Konstruktion Verfahrenstechnischer Maschinen
- Schrauben-Mutter-Verbindungen (Gewinde)
- Systematisches Konstruieren lärmarmer Maschinen
- Modelluntersuchungen zur elasto-plastischen Beanspruchung von Maschinenelementen
- Dynamische Spannungsoptik
- Spannungsoptische Auswerteverfahren (mittels elektronischer Rechanlagen)
- Schallemission, Schallanalyse im schallarmen Raum
- Programmierung elektronisch gesteuerter Werkzeugmaschinen
- Detailkonstruktionen an Werkzeugmaschinen
- Beanspruchungsanalyse und Optimierung stoßbelasteter Maschinenteile
- Einbindung von CAD in den interaktiven Konstruktionsprozeß

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, SAPIV, ADINA, ASKA
- ebene statische Rechnungen
 - räumliche statische Rechnungen
 - elasto-plastische 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
- Projekte aus dem Sonderforschungsbereich Konstruktion Verfahrenstechnischer Maschinen
- Schrauben-Mutter-Verbindungen (Gewinde)
- Systematisches Konstruieren lärmarmen Maschinen
- Modelluntersuchungen zur elasto-plastischen Beanspruchung von Maschinenelementen
- Dynamische Spannungsoptik
- Spannungsoptische Auswerteverfahren (mittels elektronischer Rechenanlagen)
- Schallemission, Schallanalyse im schallarmen Raum
- Programmierung elektronisch gesteuerter Werkzeugmaschinen
- Detailkonstruktionen an Werkzeugmaschinen
- Beanspruchungsanalyse und Optimierung stoßbelasteter Maschinenteile
- Einbindung von CAD in den interaktiven Konstruktionsprozeß

- 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.
- Blechtschmidt, Jürgen** Jahrgang 1955, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.07.1982 wiss. Angestellter am Institut für Maschinenwesen.
- Ebert, Jörg** Jahrgang 1958, studierte Konstruktionstechnik an der TU Berlin, seit 01.02.1985 Projektingenieur H-Bahn bei der DUEWAG, Düsseldorf, seit 01.05.1985 wiss. Angestellter am Institut für Maschinenwesen.
- Kratsch, Andreas** Jahrgang 1958, studierte Fördertechnik an der TU Berlin, seit 01.01.1986 wiss. Mitarbeiter am Institut für Maschinenwesen.
- Quaß, Michael** Jahrgang 1958, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.07.1985 wiss. Angestellter am Institut für Maschinenwesen.
- Müller, Norbert** Jahrgang 1949, studierte allg. Maschinenbau an der FH Frankfurt und TH Darmstadt, Leiter Zentralaufgaben Konstruktion Fa. Pittler AG, seit 01.09.1985 wiss. Ang. am Institut für Maschinenwesen

- Schwerdt, Andreas** Jahrgang 1961, studierte Elektro- und Informationstechnik an der FH Braunschweig/Wolfenbüttel, seit 01.01.1987 techn. Angestellter am Institut für Maschinenwesen.
- Siemieniec, Adam** Jahrgang 1930, Professor für Mechanik und Direktor des Instituts für Grundlagen des Maschinenbaus an der Bergakademie Krakau/Polen. War im Rahmen der Kooperation mehrfach Gast des Institutes 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, seit 01.04.1985 Abteilungsleiter für Neue Technologie bei der NEUMAG, Neumünster.
- Wächter, Martina** Jahrgang 1959, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.04.1985 wiss. Angestellte am Institut für Maschinenwesen.
- Weber, Hans-Joachim** Jahrgang 1949, studierte allg. Maschinenbau an der TU Karlsruhe, Konstruktionsingenieur bei der DIAG, Berlin und Geisenheim, seit 01.08.1981 wiss. Mitarbeiter am Institut für Maschinenwesen, Promotion 1986 über die Eigenschaften des spannungsoptisch aktiven Modellwerkstoffs Silberchlorid und seine Anwendung auf die Untersuchung von Spannungszuständen mit teilweiser plastischer Vorverformung, seit 15.08.1986 an der TU Hamburg-Harburg im Bereich Fertigungstechnik II.