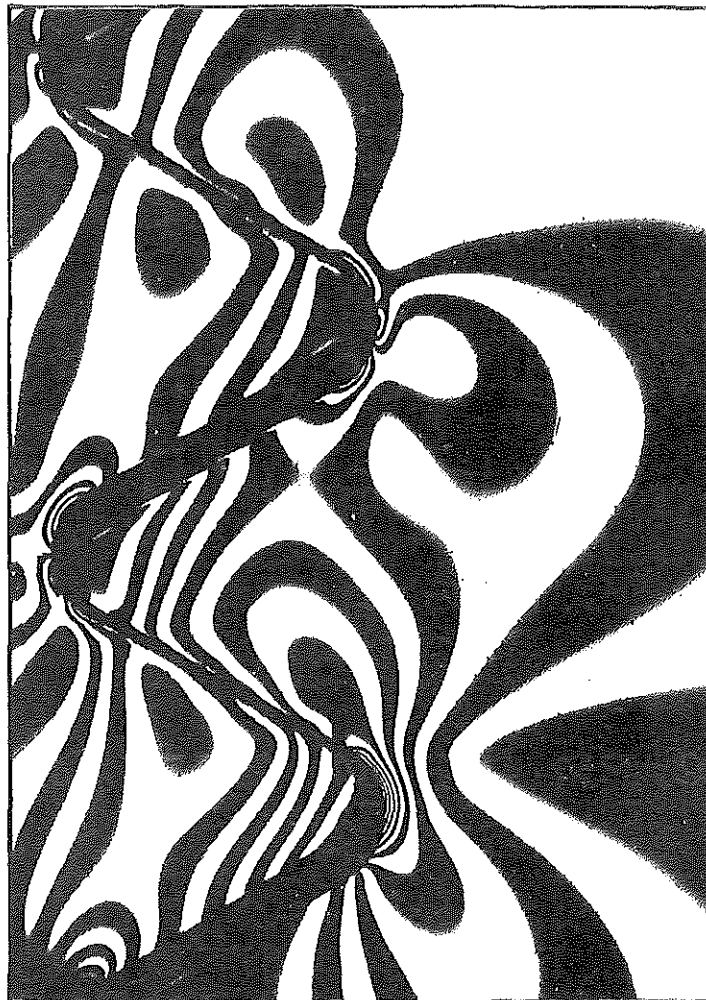


Institut für Maschinenwesen TU Clausthal

Prof. Dr.-Ing. P. Dietz

MITTEILUNGEN NR. 9

März 1981



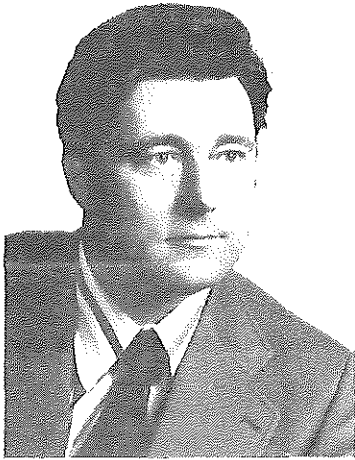
Institut für Maschinenwesen
Robert-Koch-Straße 32
D 3392 Clausthal-Zellerfeld

MITTEILUNGEN
AUS DEM
INSTITUT FÜR MASCHINENWESEN
DER
TECHNISCHEN UNIVERSITÄT CLAUSTHAL
NR. 9

März 1981

INHALTSVERZEICHNIS	Seite
VORWORT	
P. Dietz:	Umformen und Drehen - Ein Verfahrensvergleich und neue Folgerungen für den wirtschaftlichen Maschineneinsatz 1
H.-J. Barth:	Schallemission von Druckluft-Lamellenmotoren 13
J. Diekmann:	Auswirkungen von Spannungswellen auf Randsrisse - Eine spannungsoptische Analyse 24
A. Hirchenhain, J. Rimmel:	Spannungskonzentrationen an Öffnungen eingeschweißter Stutzen in dickwandigen Druckbehältern 28
M. Mau, J. Rimmel, F.-J. Villmer:	Ermittlung der Spannungsverteilung an der Kurvenscheibe eines CYCLO-Getriebes mit der Methode der Finiten Elemente 31
L. Schwarz:	Berechnung von Torsionsspannungen in prismatischen Bauteilen mit mehrfach berandeten Querschnitten 38
H.-J. Steinhoff:	Spannungsoptische Untersuchung von stoßbelasteten Kragbalkenmodellen 44
F.-J. Villmer:	Vergleichende Betrachtung der Kerbspannungsanalyse an einem Walzenständer, durchgeführt mit der Spannungsoptik und der Methode der Finiten Elemente 48
Titelbild:	Spannungsoptische Aufnahme einer Schraube-Mutter-Verbindung
Herausgeber:	Prof. Dr.-Ing. Peter Dietz

INSTITUT FÜR MASCHINENWESEN UNTER NEUER LEITUNG



Am 1. Oktober 1980 ist Dr.-Ing. Peter Dietz zum Professor und Direktor des Institutes für Maschinenwesen der TU Clausthal ernannt worden. Er übernimmt als Nachfolger von Professor Dr.-Ing. Albrecht Kuske einen wesentlichen Anteil der Ausbildung von Studierenden der ingenieurwissenschaftlichen Fachrichtungen.

Professor Dietz studierte Allgemeinen Maschinenbau an der TH Darmstadt und promovierte 1971 im Rahmen seiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Konstruktionslehre. 1974 trat er in die Pittler-Maschinenfabrik AG, Langen, ein, wo er 1977 die Entwicklung und Konstruktion Ein- und Zweispindeldrehautomaten übernahm und kurz darauf Leiter des Bereichs Zentralaufgaben und Konstruktionsysteme wurde. Hier war er verantwortlich für technische Berechnungen, Entwicklung von Programmiersprachen für NC-Fertigung sowie für die Entwicklung von Werkzeugmaschinen und Apparaten mit modernen Konstruktionsmethoden unter wertanalytischen Gesichtspunkten. In dieser Ausgabe der Mitteilungen stellt sich Professor Dietz mit einem Aufsatz aus seinem bisherigen Tätigkeitsbereich vor.

Mit der personellen Änderung werden die Lehr- und Forschungsaufgaben des Institutes einige neue Schwerpunkte erhalten. Die Konstruktion von Maschinenelementen, ihre Berechnung und Gestaltung ist nach wie vor Hauptaufgabe in Lehre und Forschung. Hierzu gehört die theoretische und experimentelle Spannungsanalyse, durch die das Institut unter der Leitung von Professor Kuske einen besonderen Ruf erlangt hat. Auf diesem Gebiet wird auch Professor Kuske weiterhin tätig sein und das Institut als erfahrener Emeritus unterstützen.

Die Methoden einer modernen Konstruktionssystematik werden neben den Lehrgebieten über Werkzeugmaschinen und Fertigungsmethodik neu in die Ausbildung der Studenten aufgenommen. Dadurch zeichnen sich neben den bisherigen Schwerpunkten künftig auch neue Forschungsgebiete des Institutes für Maschinenwesen ab.

Wir würden es begrüßen, wenn die bisherigen Kontakte auch unter der neuen Institutsleitung erhalten bleiben, denn wir halten den ständigen Erfahrungsaustausch zwischen Industrie, Lehr- und Forschungsinstituten für den sichersten Garanten des technischen Fortschritts.

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'P. Dietz'.

(Prof. Dr.-Ing. P. Dietz)

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'A. Kuske'.

(Prof. Dr.-Ing. A. Kuske)

UMFORMEN UND DREHEN - EIN VERFAHRENSVERGLEICH UND NEUE
FOLGERUNGEN FÜR DEN WIRTSCHAFTLICHEN MASCHINENEINSATZ

P. Dietz

1. Umformen und Drehen. Ein Verfahrensvergleich

Durch den ständig wachsenden Kostendruck und die raschen Entwicklungsfolgen miteinander konkurrierender Fertigungsverfahren ist man in der industriellen Fertigung zu einem ständigen Verfahrensvergleich gezwungen, um entsprechend dem Stand der Technik bei Gewährleistung der Funktionen eine Minimierung der Fertigungskosten zu erzielen. Dies gilt in besonderem Maß für die Großserien- und Massenfertigung, da hier schon geringfügige Stückkostenunterschiede das Betriebsergebnis erheblich beeinflussen können.

Seit Jahren besteht das Bestreben, mit den Verfahren des Umformens in die Branche der spangebenden Formgebung einzudringen und diese teilweise zu substituieren. Besonders betroffen davon sind im Bereich rotationssymmetrischer Teile der Antriebstechnik der Ersatz des Drehens durch Kaltfließpressen und die Ablösung des Zahnradfräsens durch Präzisions- oder Pulverschmieden [1]. Als Hauptargumente gelten

- Einsparungen an Material: Alle in der Literatur gezeigten Beispiele für eine Substitution der spangebenden Verfahren durch Umformtechnik zeigen eine Einsparung von 30 bis 70 % an Material, das durch Drehen oder Fräsen als Späne erzeugt und nahezu wertlos ist. Daneben kann - besonders im Bereich des Kaltumformens - eine Steigerung der Festigkeit und ein damit zur Erhaltung der Funktion bedingter geringerer Materialaufwand erreicht werden. Wärmebehandlungen können z.T. entfallen. Typisches Beispiel hierfür sind präzisionsgeschmiedete Kegelräder mit einer durch das Herstellungsverfahren bedingten Festigkeitssteigerung von 15 bis 20 % gegenüber gefrästen Verzahnungen.
- Einsparungen an Fertigungskosten: Bei Wegfall einer Endbearbeitung können gerade im Bereich der Großserienfertigung durch schnellaufende Maschinen (Pressen) und weitgehend automatisierten Werkstücktransport Fertigungszeiten eingespart werden, was aber andererseits einen hohen Investitionsaufwand an Maschinen und Werkzeugen erfordert.

Unabhängig von Kostenüberlegungen werden Teile aufgrund geforderter technischer Eigenschaften durch Umformverfahren hergestellt. So werden z.B. Gasflaschen und verschiedene der Sicherheit dienenden Teile der Automobilindustrie fließgepreßt, da dieses Verfahren auch verborgene Materialfehler aufdeckt. Durch Präzisionsschmieden lassen sich z.B. Kegelräder herstellen, die konventionell als Baugruppe gefertigt und montiert werden müssen. Die Herstellung von Teilen durch Umformverfahren unterliegt einigen besonders zu beachtenden technischen Aspekten:

- Konstruktive Grenzen: Die Umformtechnik fordert in der konstruktiven Ausbildung der Teile eine Anpassung. Insbesondere ist das Kaltfließpressen an die Einhaltung bestimmter Durchmesser-Längenverhältnisse und an eine dem Materialfluß angegliche Abstimmung mehrerer Durchmesser gebunden. Hinterschneidungen, scharfkantige Übergänge, dünnwandige Ansätze, Gewinde u.a.m. sind - wenn überhaupt - nur sehr begrenzt möglich. In vielen Fällen gilt das Kaltfließpressen nur zur Erzeugung eines Halbzeuges, eine anschließende spanende Bearbeitung ist notwendig.

Verfahren	Maßtoleranz bei Außen ϕ [mm]				Oberfläche R_a [μ m]	
	10	20	50	100		
Form- und Genauguß	0,2	0,35	0,6	1,1	10...30	
Umformen	Präzisions Schmieden	0,2...0,4			40	
	Pulverschmieden	0,12	0,16	0,2	0,25	—
	Kaltfließpressen	0,08	0,13	0,2	0,25	10
Drehen	MSA ohne Maßkorrektur	0,05	0,05	0,05	0,07	10
	MSA mit Maßkorrektur	0,02	0,02	0,02	0,03	10
	ESA konventionell Feststanschlag	0,02	0,02	0,02	0,03	6
	ESA konventionell mit Maßkorrektur	0,01	0,01	0,01	0,01	6
	ESA numerisch gesteuert	0,01	0,01	0,01	0,01	4

Tafel 1

- Genauigkeit: Die durch plastische Formgebung erzielbaren Toleranzen genügen oft nicht den in der Antriebs- und Automobiltechnik gestellten Anforderungen (Tafel 1). Hierzu zählt neben den Maß- und Oberflächengenauigkeiten die Entfernung des Preßgrates. Auch die Tatsache, daß durch die Führung der Preßstempel unvermeidliche Rundlauffehler und Exzentrizitäten entstehen, macht in vielen Fällen eine Nachbearbeitung unumgänglich.

- Werkstoff: Wegen der besonderen Beanspruchung der Werkstücke beim Umformen kommen nur bestimmte Werkstoffgruppen in Frage. Niedrig gekohlte Stähle und gering legierte Einsatzstähle bilden den überwiegenden Anteil. Die Abhängigkeit des Preßvorgangs von dem Gefügestand des Werkstoffes und von den Fertigungs-Hilfsstoffen führt oftmals zu Ausschuß und stellt in der Regel hohe Anforderungen an das Fachwissen von Arbeitsplaner, Werkzeugkonstrukteur und Einrichter.
- Werkzeuge und Verfahrensentwicklung: Zur Zeit werden Umformverfahren aus wirtschaftlichen Gründen überwiegend in der Großserien- und Massenfertigung eingesetzt, da für die Herstellung der Werkzeuge und die der Produktion vorangehenden Verfahrensversuche erhebliche Aufwendungen zu treiben sind. Ein zweites wichtiges Beurteilungskriterium ist die Standzeit der Werkzeuge, die einer starken Steuerung unterliegt und von Werkstückform, Umformgrad, Werkstoff und Werkstück, den Schmierungsverhältnissen u.a.m. beeinflusst wird. Hinzu kommt eine sehr geringe Flexibilität der Werkzeuge für konstruktive Änderungen am Werkstück, die auch bei der Fertigung von Teilefamilien mehr Vorleistungen erfordern als die universeller einsetzbaren Dreh- und Fräswerkzeuge.

Diese einschränkenden Abhängigkeiten der Umformtechnik zur Herstellung von Teilen des Maschinen- und Kraftfahrzeugbaus führten zu einer eingehenden Untersuchung über die Anwendung des Kaltfließpressens für rotationssymmetrische Teile [2] an drei Beispielen:

1.1 Bolzen

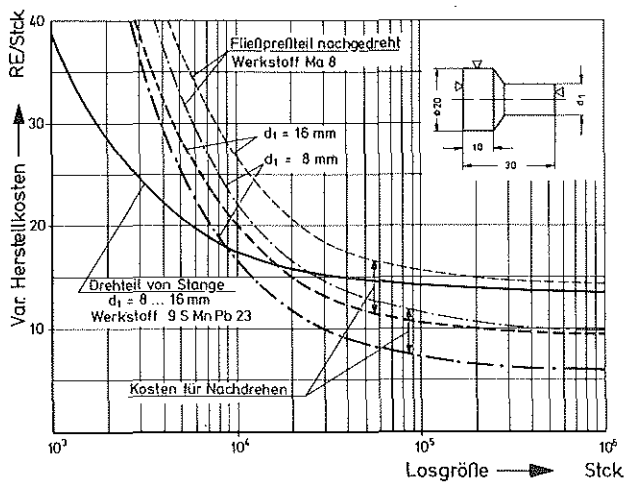


Bild 1

wirtschaftliche Schnittpunkte für Losgrößen bei etwa 9000 Stück ($d_1 = 8$ mm) und 16000 Stück ($d_1 = 16$ mm).

Das Werkstück wird in einer Stufe fließgepreßt und anschließend auf einem Einspindel-Drehautomat an der Planfläche des Schaftendes und zur Beseitigung der Fließschulter nachgedreht. Der Kostenvergleich für Bolzen mit $d_1 = 8$ mm weist aus, daß bei Losgrößen bis 25 000 Stück die Drehbearbeitung von Stange wirtschaftliche Vorteile bietet. Bei Bolzen mit $d_1 = 16$ mm ist Drehen grundsätzlich kostengünstiger. Diese Zahlenvergleiche sind wesentlich durch den hier prozentual recht hohen Anteil der Nachbearbeitungskosten beeinflusst, bei Wegfall der Endbearbeitung ergeben sich wirtschaftliche Schnittpunkte für Losgrößen bei etwa 9000 Stück ($d_1 = 8$ mm) und 16000 Stück ($d_1 = 16$ mm).

1.2 Napf

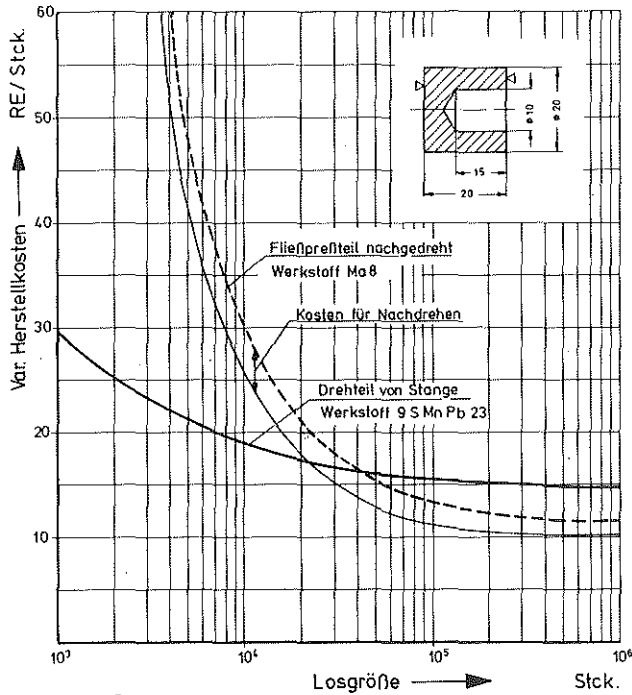


Bild 2

Das für Teile mit Innenbearbeitung stehende Beispiel wird durch Rückwärts-Fließpressen und anschließende Nachbearbeitung der Planflächen hergestellt. Die Abbildung zeigt sehr deutlich die Überlegenheit des durch die Arbeitsfolge (Zentrieren - Bohren - Vorstechen - Abstechen) begünstigten Drehens von Stange. Schon aus Kostengründen kommt hier Fließpressen nur dann in Frage, wenn auf eine spanende Nachbearbeitung verzichtet werden kann. Das Bild ändert sich zugunsten der Kaltumformung, wenn bei größeren Teilen und dünneren Wandstärken das zu zerspanende Volumen zunimmt. Eine weiter untergliederte Innenform kommt dem Umformen zugute, mehrfach abgesetzte Außendurchmesser erfordern beim Umformen meist mehrere Arbeitsgänge und begünstigen so die spanende Bearbeitung.

1.3 Flanschbüchse

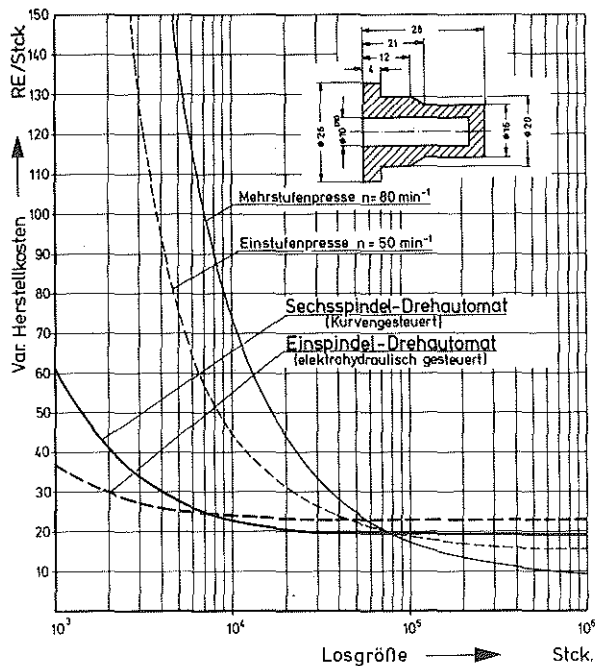


Bild 3

Der Einfluß der Losgröße wird bei diesem Beispiel besonders deutlich. Während die spanende Bearbeitung bis zu einer Losgröße von etwa 40 000 Stück Kostenvorteile aufweist, gewinnen bei sehr hohen Stückzahlen die durch das Umformen erreichten Einsparungen in den Materialkosten die Oberhand. Aber auch innerhalb der Entscheidung "Spanen oder Umformen" sind Unterschiede zu treffen: Hohe Einstandskosten lassen Mehrstufenpressen erst ab einer Stückzahl von über 80 000 Stück wirtschaftlich werden, innerhalb der Drehverfahren zeigt der mit Doppelschaltung betriebene kurvengesteuerte Achtspindel-Drehautomat schon ab 8 000 Stück Kostenvorteile gegenüber einer elektrohydraulisch gesteuerten Einspindel-Drehmaschine.

Die drei Beispiele unterstreichen eindeutig die Notwendigkeit einer genauen und auf die spezielle Fertigungsaufgabe bezogenen technisch-wirtschaftlichen Vergleichsbetrachtung. Die Frage nach der wirtschaftlich günstigsten Verfahrenskombination muß von Fall zu Fall gelöst werden, denn hier bestehen die größten Möglichkeiten (und Gefahren), durch "Grundsatzentscheidungen" oder Entscheidungen aufgrund subjektiver Einflüsse (euphorische Begeisterung ebenso wie übergroße Reserviertheit) die Grundlagen für die Effektivität einer Produktionsstätte für lange Zeit und nur schwer korrigierbar festzulegen.

2. Aufgabenstellung und Randbedingungen für die Drehbearbeitung vorgeformter Teile

Die Bedeutung der technologischen Umstellung unter dem Einfluß der Umformtechnik und den gleichzeitig wirkenden Fortschritten auf dem Gebiet der Zerspanungstechnologie auf die Lösung von Drehaufgaben sei zunächst an einem Beispiel aus der Automobil-Zubehörindustrie erläutert.

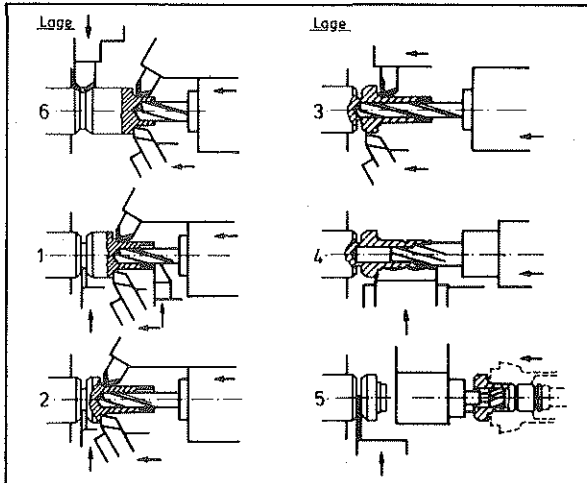


Bild 4

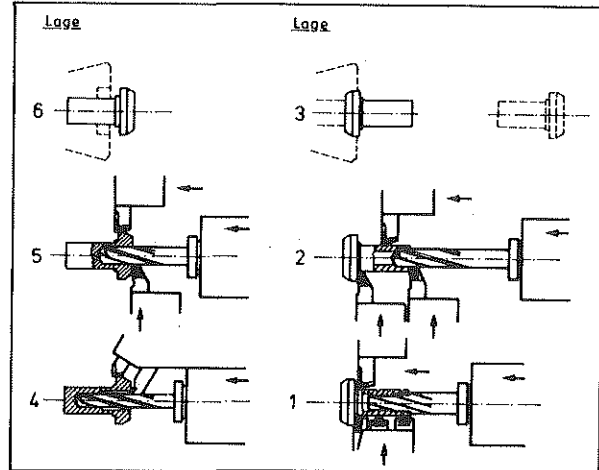


Bild 5

Ursprünglich wurde der in Bild 4 gezeigte Mitnehmerbolzen unter Verwendung von Schnellstahlwerkzeugen auf Sechsspindel-Stangenautomaten bearbeitet. Die Fertigungszeit betrug 40 s für ein Werkstück. Bild 5 zeigt die Bearbeitung des gleichen Produktes auf dem gleichen Maschinentyp einige Jahre später. Als Rohteil wird ein Schmiedestück verwendet, die Bearbeitung erfolgt mit Hartmetallwerkzeugen. Die dadurch mögliche Stückzeiterniedrigung auf 27 s hat aber einige Konsequenzen in der Maschinenkonzeption. Zunächst erfordert die veränderte Zerspanungstechnologie höhere Drehzahlen und höhere installierte Leistungen. Die vorgeformten Werkstücke müssen automatisch der Maschine zugeführt werden, in Position 3 um 180° geschwenkt und der laufenden Spannzange wieder zugeführt werden. Die weitere technologische Entwicklung des Anwenders führte zu einer Vorbearbeitung des Drehlings als Kaltfließpreßteil. Dadurch ist die Bearbeitungsaufgabe weiter reduziert worden. Es genügen drei Spindellagen zur Bearbeitung, so daß jetzt ein Achtspindel-Drehautomat zur Bearbeitung eingesetzt werden kann, auf dem jeweils zwei Werkstücke gleichzeitig bearbeitet werden (Bild 6). Auch hier werden die Werkstücke automatisch zugeführt, die Bearbeitungszeit für ein Werkstück beträgt 3,6 s.

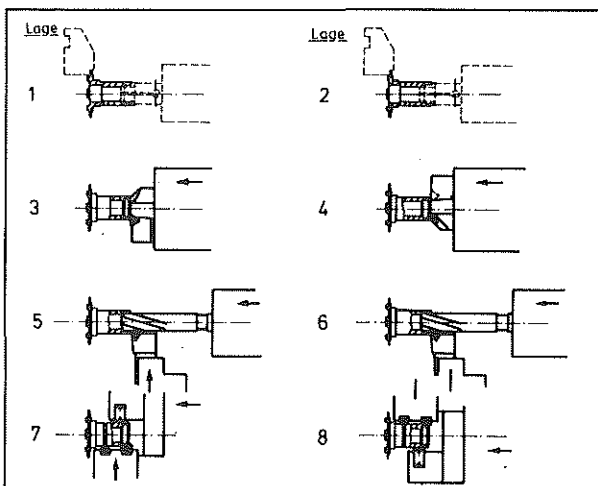


Bild 6

Das aufgeführte Beispiel und die bei der Erarbeitung der beschriebenen Verfahren gesammelten Erfahrungen lassen für die Drehbearbeitung unter dem Einfluß der Umformtechnik folgende Tendenzen erkennen:

- Auf Drehen kann meist nicht verzichtet werden. 80 % der Werkstücke sind nach dem Pressen noch nicht einbaufertig. Die Umformverfahren ersetzen aber die früher üblichen "Vordrehmaschinen" mit vorwiegend Schruppbearbeitung und geringen Genauigkeitsanforderungen.
- Die Drehaufgaben beschränken sich auf die durch Umformen nicht erzielbaren geometrischen Eigenschaften des Fertigteils, z.B.:

Herstellen genauer Längenabmessungen durch Plandrehen an Zapfen und Abstechen an rohr- oder napfförmigen Teilen

Verbessern der Genauigkeit an Durchmessern durch Längsdrehen und Ausdrehen

Herstellen scharfkantiger Absätze (innen und außen) und dünnwandiger Ansätze an dickwandigen rohr- oder napfförmigen Teilen

Fasen, Abrundungen, Ein- und Hinterstiche und Gewinde.

Zahl der Längsoperationen	Zahl der Queroperationen		
	0	1 oder 2	3 und mehr
0	16 = 15%	0	0
1 oder 2	0	52 = 49%	0
3 und mehr	0	0	38 = 36%

Die Auswertung von 106 hinsichtlich ihrer Nachbearbeitung auf Mehrspindel-Drehautomaten untersuchten Kaltfließpreßteile zeigt Tafel 2. Deutlich wird die Chance erkennbar, durch Doppelschaltungs-Anordnung die Schnittzeit wie die Aufwendungen in der Ausstattung von Mehrspindel-Nachdrehmaschinen erheblich herabzusetzen.

Zahl der untersuchten Werkstücke = 106

Tafel 2

- Die durch das Umformen erzielten hohen Ausstoßmengen pro Zeiteinheit müssen von der nachgeschalteten Drehbearbeitung "verkräftet" werden können. Im Mehrspindlerbereich wird das häufig durch die bereits erwähnte Doppelschaltung erreicht, im Bereich konventionell oder numerisch gesteuerter Ein- und Doppelspindel-Drehautomaten kommt man zu Simultanbearbeitung oder Aufgliederung auf mehrere Einspannungen.
- Die extrem kurzen Taktzeiten haben eine Auswirkung auf die Werkzeughandhabung. Rüstzeiten durch Auswechseln stumpf gewordener Werkzeuge sind so kurz wie möglich zu halten. In einer gut organisierten Fertigung ist daher immer eine Strategie des Werkzeugwechsels anzutreffen, die auf der konsequenten Anwendung von Werkzeugvoreinstellung und Schnellwechselsystemen beruht. Die Wirtschaftlichkeit solcher Geräte und Systeme läßt sich durch Variation der Rüstzeiten in der Kostenrechnung leicht nachweisen, die Rentabilität ist höher, wenn ein Voreinstellungsgerät für mehrere Produktionsmaschinen eingesetzt wird.
- Bei der Bearbeitung sehr genau vorgeformter Rohteile bleiben für die Drehbearbeitung häufig nur noch sehr geringe Spantiefen üblich, so daß sich drahtähnliche Späne bilden. Durch die Oberflächenverfestigung beim Fließpressen sind diese Späne sehr zäh, die sich bildenden Späneknäuel stören die Bear-

beitung. Zur Behebung dieses Problems werden mittels Zusatzeinrichtungen oder spezielle Steuerungsvorgänge oszillierende Bewegungen im Vorschub erzeugt, wodurch die langen Späne in kurze Bröckelspäne verwandelt werden.

Neben diesen für die Bearbeitung vorgeformten Teile besonderen Anforderungen an die Konzeption von Drehsystemen unterliegen die spanenden Werkzeugmaschinen allgemein einem durch technischen Fortschritt wie durch wirtschaftliche Einflüsse geprägten Wandel. Kennzeichnend hierfür ist die rasche Entwicklung der Schneidstofftechnik, die die Hauptzeiten auf einen Bruchteil früher üblicher Werte sinken läßt. Durch die konsequente Anwendung der Datentechnik auch in der Großserienfertigung werden Wege einer Produktivitätssteigerung aufgezeigt, die das gesamte Bild heutiger Produktionsstätten verändern werden. Schließlich führt die Entwicklung des industrial handling zu den in der Umformtechnik schon seit langem üblichen automatischen Werkstückzuführungseinrichtungen auch für die Nachbearbeitung, da die durch den Maschinentakt bestimmten Stückzeiten die physische und psychische Belastbarkeit des Menschen beim Beladen der Maschinen übersteigen.

3. Wirtschaftliche Drehmaschinenkonzeptionen für vorgeformte Teile

Die Drehmaschinenindustrie paßt sich den beschriebenen Anforderungen und Randbedingungen bei der Nachbearbeitung vorgeformter Teile in zwei grundsätzlich verschiedenen Maschinenkonzeptionen an:

3.1 Maschinen nach dem Mehrschneiden-Mehrschlitten-Prinzip

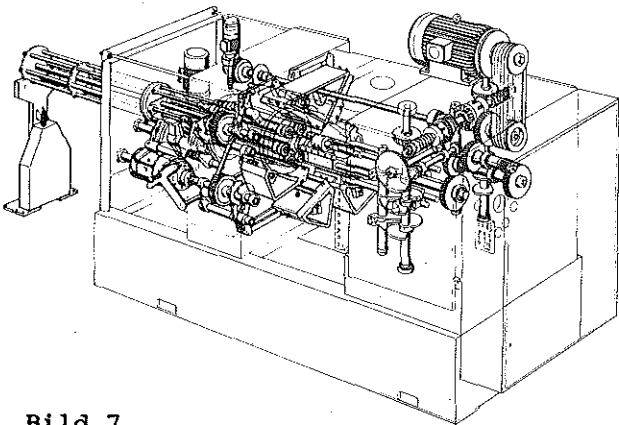


Bild 7

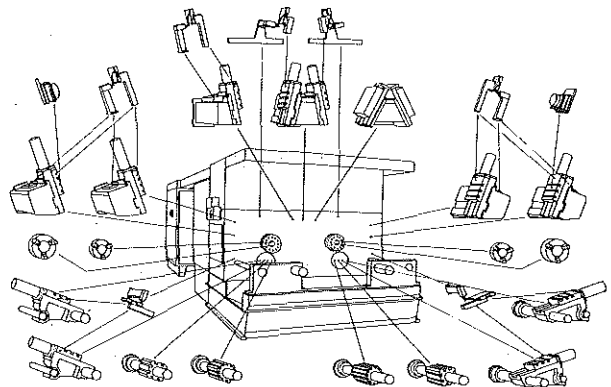


Bild 8

Grundlage dieses Verfahrens ist, daß man durch den gleichzeitigen Einsatz von möglichst vielen Schneiden die Haupt- und Nebenzeiten wesentlich verringern kann. Der Mehrspindelautomat mit der festen Kurve als Informationsträger Bild 7 ist ein typisches Beispiel dieser Bearbeitungsmethode in der Serien- und Massenfertigung und gilt nach wie vor als die sicherste und schnellste Maschine auch für komplizierte Drehteile. Die vielen Arbeitsstationen lassen die Unterteilung der Drehoperation in Teilschritte zu, die alle parallel ablaufen und zu kurzen Stückzeiten führen. Voreinstellbare Werkzeugsysteme erlauben schnellen Werkzeugwechsel und schnelles Umrüsten. Die in Bild 8 dargestellte Maschine zeigt die Verwirklichung des Gedankens "Vielschlitteneinsatz" an einer hydraulisch gesteuerten Doppelspindel-Futterdrehmaschine für die Mittel- und Großserienfertigung.

Konstruktion und Anordnung der Schlitten sowie die elektrohydraulische Steuerung der Maschine ermöglichen in einem preisgünstigen Baukastensystem einen für die Fertigungsaufgabe optimal angepaßten Aufbau von bis zu drei gleichzeitig arbeitenden Schlitten je Spindel.

3.2 Maschinen nach dem Einschneiden-Einschlitten-Drehprinzip

Während die Stärke der mechanisch oder hydraulisch gesteuerten Maschinen darin liegt, nach dem Mehrschneidenprinzip durch Kombination von Schlitten und Werkzeugen ein Optimum der Stückzeit für die jeweilige Aufgabenstellung auch preiswert zu erreichen, arbeiten nahezu alle CNC-Maschinen nach dem Einschneideprinzip. Dabei hat wegen der hohen Investitionsleistung und der durch die CNC-Steuerung möglichen Flexibilität bisher die "Universalmaschine" Vorrang vor der für eine Fertigungsaufgabe ausgelegten Variante. Die Betrachtungsweise hat Konsequenzen für die Gestaltung der Maschine; folgende Eigenschaften sind für die Erzielung höchster Produktivität maßgebend:

- Ansteuern der für den Schneidvorgang optimalen Schnitt- und Vorschubgeschwindigkeiten durch stufenlos regelbare Haupt- und Vorschubantriebe
- Schnellschaltender und mit allen für die Bearbeitungsaufgabe notwendigen Werkzeugen bestückter Werkzeugträger
- Erledigung nahezu aller Bearbeitungsaufgaben mit Normalwerkzeugen, Aufnahmen vorzugsweise nach VDI 3425
- Einfaches Umrüsten durch gute Zugänglichkeit aller zum Rüstvorgang benötigten Elemente (Werkzeugwechsel, Futterwechsel, Spannwegverstellung usw.).

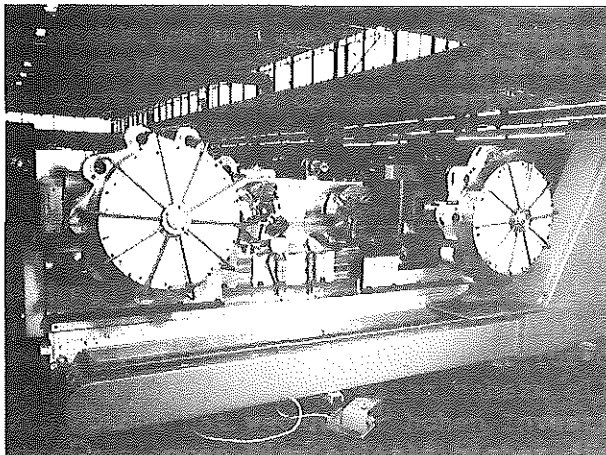


Bild 9

Diese Gesichtspunkte bestimmen die konstruktive Ausbildung numerisch gesteuerter Drehautomaten. Bild 9 zeigt einen für die Bearbeitung vorgeformten Teile besonders geeigneten Zweispindel-Drehautomaten. Kernstück solcher universell einsetzbarer Drehmaschinen sind die Werkzeugträger, hier als Trommelwerkzeugspeicher mit 2 x 10 Werkzeugplätzen ausgeführt.

In den Fällen, in denen aufgrund größerer Serien auf ein hohes Maß an Flexibilität verzichtet werden kann, bietet sich auf der Basis der Einschneiden-Einschlitten-Technik ein Verfahren zur Drehbearbeitung an, das durch weitgehendes Einsparen von Eilgang- und Schaltzeiten die Stückzeit minimiert. Innerhalb eines voreinstellbaren Werkzeugsystems können die Schneiden grundsätzlich so angeordnet werden, daß nach Beendigung eines Schneidvorgangs durch eine Schneide die nächste Schneide zur Erledigung des nächsten Schnittes sofort ansteht. Grundsätzlich handelt es sich um ein aus dem Bereich kurvengesteuerter Ein- und Zweispindel-Drehautomaten bekanntes Verfahren, die durch die NC-Technik besonders gut möglichen

Kontur- und Genaudreharbeiten bieten eine völlig neue Ausnutzung dieses Prinzips. Da bei der Bearbeitung vorgeformter Teile im wesentlichen Konturdrehen vorgenommen wird, bietet sich hier die Möglichkeit einer besonders günstigen und besonders genauen Drehbearbeitung.

4. Wirtschaftlicher Vergleich von Drehsystemen für die Nachbearbeitung vorgeformter Werkstücke

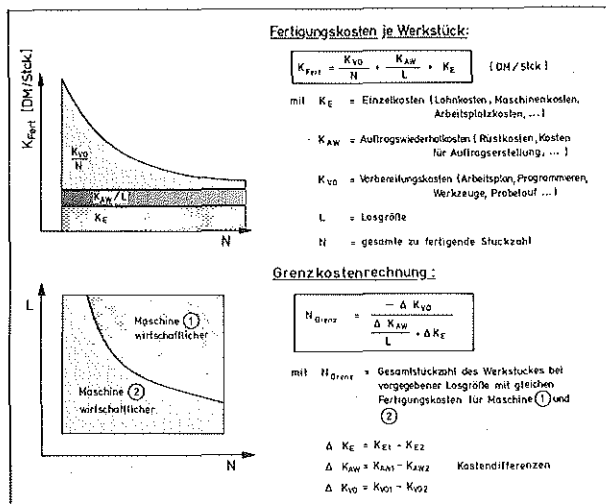


Bild 10

werden ihre Kostenkurven aufgetragen, der Schnittpunkt bedeutet Kostengleichheit beider Verfahren. Eine andere Auswertung der Kostengleichung ist in der unteren Hälfte von Bild 10 zu sehen. Indem man die Kosten für beide Verfahren gleichsetzt, erhält man eine Beziehung für die Grenzlinien der Anwendungsbereiche in Abhängigkeit von Losgröße und Gesamtstückzahl.

Ziel einer Wirtschaftlichkeitsrechnung ist die Ermittlung vergleichbarer Stückkosten für ein charakteristisches Teil, eine Gruppe oder die Gesamtheit der zu fertigenden Teile. Diese Kosten enthalten neben den Beschaffungskosten die für jeden Anwender spezifischen Platzkosten, Lohnkosten, Arbeitsvorbereitungskosten u.a.m., die Bestimmung der Kostenanteile geschieht meist nach einem dem Betriebsabrechnungssystem angepaßten Erfassungsbogen. Die in Bild 10 gezeigte Summenformel dient der Auswertung dieser Daten zur Berechnung der Stückkosten, wobei sich eine grafische Auftragung in Abhängigkeit von der zu fertigenden Stückzahl bewährt hat. Zum Vergleich zweier Fertigungsverfahren

Im folgenden Vergleich wird der wirtschaftliche Einsatz verschiedener Drehsysteme an 2 Beispielen berechnet:

- Die Drehbearbeitung von Kugellagerringen, die als sogenannte "Turmpreßlinge" angeliefert werden. Hier handelt es sich um ein typisches Beispiel aus der Großserien- und Massenfertigung.
- Die aus der Baureihenentwicklung eines Getriebeherstellers hervorgegangene Teilefamilie von Zahnrädern, die aus Schmiederohlingen nachgearbeitet werden. Hier soll das Problem der Teilefamilien und damit der Übergang von der Groß- zur Mittelserie angesprochen werden.

Die bei dem Vergleich betrachteten Maschinensysteme sind:

- Maschine 1: Mechanisch gesteuerte Achtspindel-Drehautomat PRCF 200/8
- Maschine 2: Elektrohydraulisch gesteuerte Doppelspindel-Drehautomat Pidofat 251
- Maschine 3: Numerisch gesteuerter Doppelspindel-Drehautomat Pidofat 300CNC mit Standard-Werkzeugsystem

- Maschine 4: Numerisch gesteuertes Drehsystem mit Sonderwerkzeug nach 3.2

Für die Erarbeitung eines objektiven Vergleiches wird angenommen, daß alle Maschinen mit dem gleichen Beladesystem nach dem Schwenkarmprinzip ausgestattet sind, das bei maßvoller Flexibilität ein Höchstmaß an Schnelligkeit und Betriebssicherheit bietet. Die Ladezeiten sind damit für die Vergleichsfälle gleich, ihrer unterschiedlichen Auswirkungen wegen werden sie in Zeit- und Kostenrechnung mit aufgeführt.

4.1 Kugellagerring-Fertigung

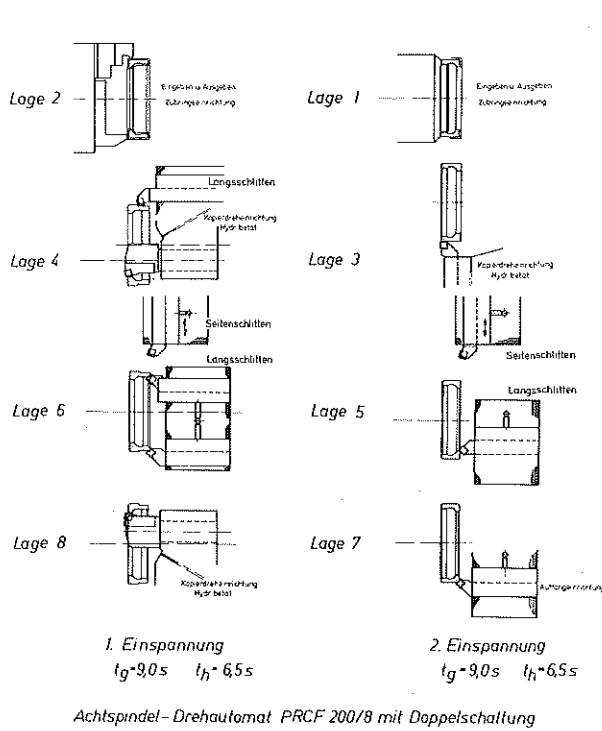
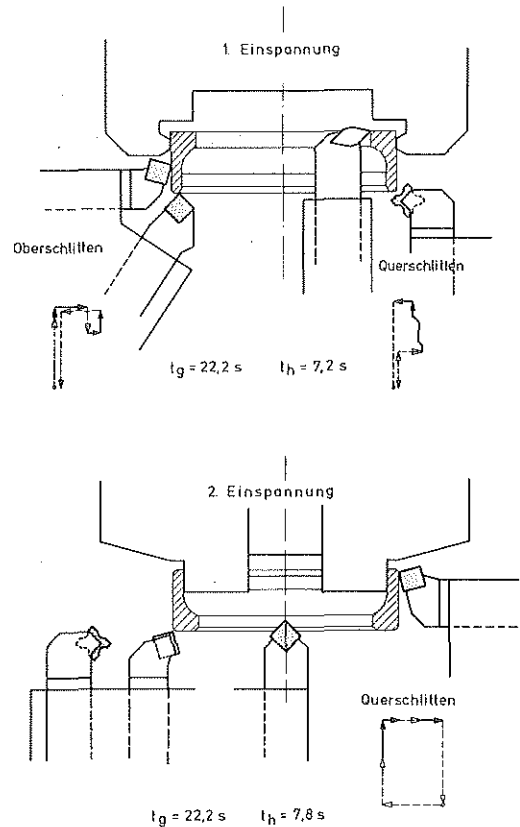


Bild 11



Elektrohydraulisch gesteuerter Zweispindel-Drehautomat

Bild 12

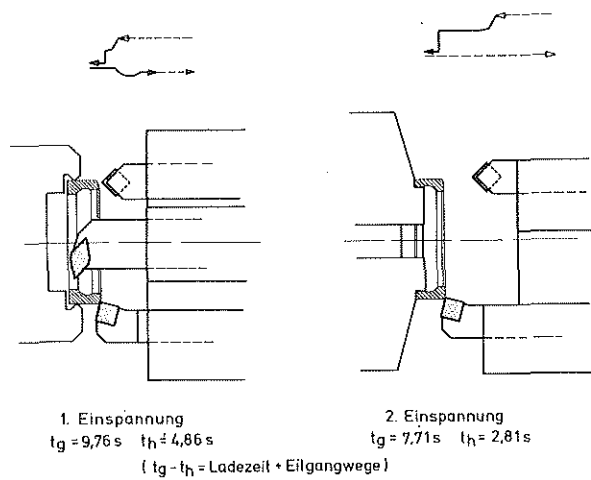


Bild 13

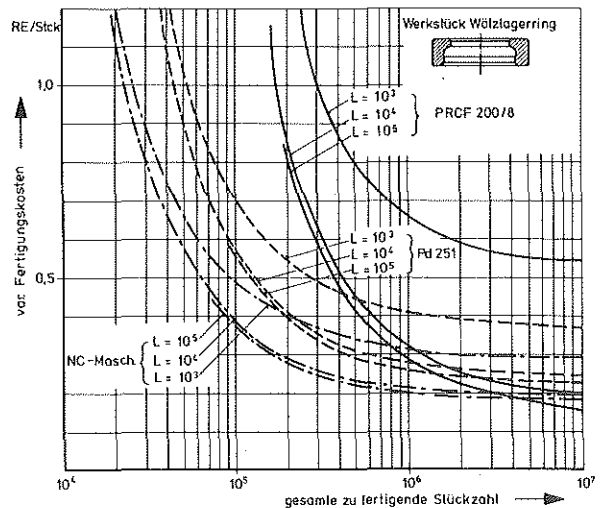


Bild 14

In diesem Beispiel werden die Maschinen 1,2 und 4 miteinander verglichen, der Maschinentyp 3 mit den Vorzügen höherer Flexibilität scheidet aus. Bild 11 zeigt den Arbeitsplan des Achtspindlers (Maschine 1); die Außenradien werden mit Formmeißeln gestochen, während die Innenkontur kopiert wird. Nach ähnlichem Verfahren arbeitet die hydraulisch gesteuerte Maschine 2, deren Arbeitsplan in Bild 12 dargestellt ist. Die Anwendung des beschriebenen Drehverfahrens zur Großserienfertigung auf CNC-Maschinen zeigt Bild 13. Man erkennt deutlich an der Anordnung der Werkzeuge, daß ein in der CNC-Technik unübliche Aufwand für die Erstellung des Werkzeugplans und der Werkzeugkombination zu leisten ist.

Die Kostenrelationen unter Verwendung dieser drei Drehsysteme in Abhängigkeit von Losgröße und Gesamtstückzahl sind in Bild 14 zu sehen. Der Mehrspindler ist sehr stark durch seine aufwendigen Ausstattungen, insbesondere die Kopiereinrichtungen, belastet. Er findet in diesem Falle ein wirtschaftliches Anwendungsgebiet erst bei Gesamtstückzahlen von über 10^6 Stück. Die günstigste Lösung stellt das Drehprinzip nach Bild 13 dar, da mit einem verhältnismäßig geringen Aufwand an Werkzeugen eine nur unwesentlich über dem Mehrspindler liegende Stückzeit erreicht wird. Nach Bild 13 ist diese Stückzeit im wesentlichen bestimmt durch die Beladung und das Wegfahren der Schlitten im Eilgang, die eigentlichen Bearbeitungszeiten liegen noch wesentlich darunter. Der hydraulische Pidofat zeigt gegenüber den beiden anderen Maschinen einen wesentlich geringeren Stundensatz (18,30 RE/h Differenz gegenüber dem Mehrspindler, 24,95 RE/h gegenüber der CNC-Maschine) und gegenüber der Mehrspindelmaschine erheblich geringere Werkzeugkosten durch Wegfallen der Sondereinrichtungen. Er stellt bis in den Stückzahlbereich von 10^6 Teilen eine preisgünstigere Alternative zum Mehrspindelautomat dar. Die hydraulisch gesteuerten Schlitten bei Anwendung der Mehrschneidenteknik bedingen aber erheblich längere Stückzeiten, die gegenüber dem Mehrspindelautomaten wie der NC-Maschine bei großen Serien ausschlaggebend wird. In der Massenfertigung steht also in diesem Fall bei etwa gleichen Stückkosten für Mehrspindel- wie für NC-Fertigung die Entscheidung aufgrund anderer Kriterien an (Zuverlässigkeit, Geschwindigkeitssteigerung, Maßkorrekturen u.a.m.), im Bereich kleinerer Stückzahlen zeigt die CNC-Maschine bezüglich Kosten und erhöhte Flexibilität Vorteile auf.

4.2 Teilefamilie Zahnräder

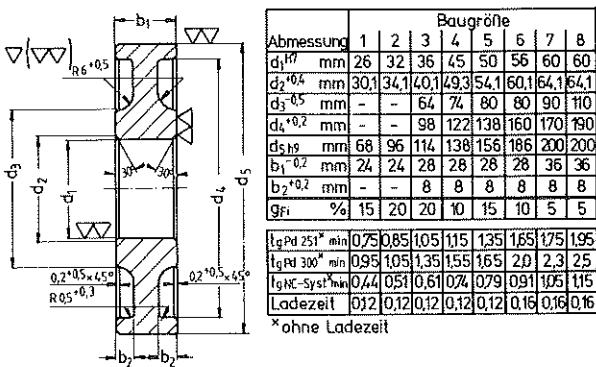


Bild 15

gewichteten Mittels kann durch Vergleich mit den am Einzelstück ermittelten Werten erfolgen, die Abweichungen geben ein Maß für das Aussagerisiko. Im vorliegenden Fall ist die Maschine über längere Zeit mit der Fertigung der gesamten Teilefamilie ausgelastet, die einzelnen Glieder der in Bild 15 gezeigten Baureihe kommen aber mit unterschiedlicher Häufigkeit und wechselnden Losgrößen. In Bild 15 sind diese Gewichtungsfaktoren g_{Fi} eingetragen, ihre Summe muß Eins sein.

Neben dem anzustellenden Vergleich soll an diesem Beispiel die Frage nach der Aussagefähigkeit der untersuchten Werkstücke erläutert werden. Die in der Literatur dargestellten Beurteilungen nach einem repräsentativen Werkstück können zu Fehlbeurteilungen führen, die Untersuchung aller Werkstücke ist meist nicht möglich oder zu aufwendig. Man erhält eine zielsichere Aussage, wenn man die Kostenanteile einer typischen Anzahl von Werkstücken mit einem Gewichtungsfaktor entsprechend der Häufigkeit belegt. Eine kritische Betrachtung des so erhaltenen

Für den hier anzustellenden Vergleich scheidet der Mehrspindler aus, da sich bei den von der Aufgabenstellung her in Mittelserie laufenden Losen bereits in der Vorentscheidung zu hohe Rüstkosten ergeben. Die Auswertung der Nachbearbeitungsdaten für die vorgeschmiedeten Rohlinge zeigten, daß die Maschine nach dem elektro-hydraulisch gesteuerten Mehrschlittenprinzip (Maschine 1) gegenüber der Universal-CNC (Maschine 2) Vorteile in der Stückzeit hat, daß aber ihre Rüstzeit mit im Mittel 2,8 Std. das zweieinhalbfache der Rüstzeit der CNC-Maschine beträgt. Auch der bereitzustellende Werkzeugaufbau für die gesamte Teilefamilie beträgt etwa 10 000 RE (1 RE = 1 DM variable Kosten, Basis 1980) mehr, dagegen sind die variablen Arbeitsplatzkosten um 23,95 RE/h geringer. Das doppelspindlige NC-Drehsystem mit Spezialwerkzeugen zeigt seine Vorteile in einer wesentlich geringeren Stückzeit (Bild 15), Vorbereitungskosten und Auftragswiederholkosten sind jedoch erheblich höher als bei der Universal-NC-Drehmaschine.

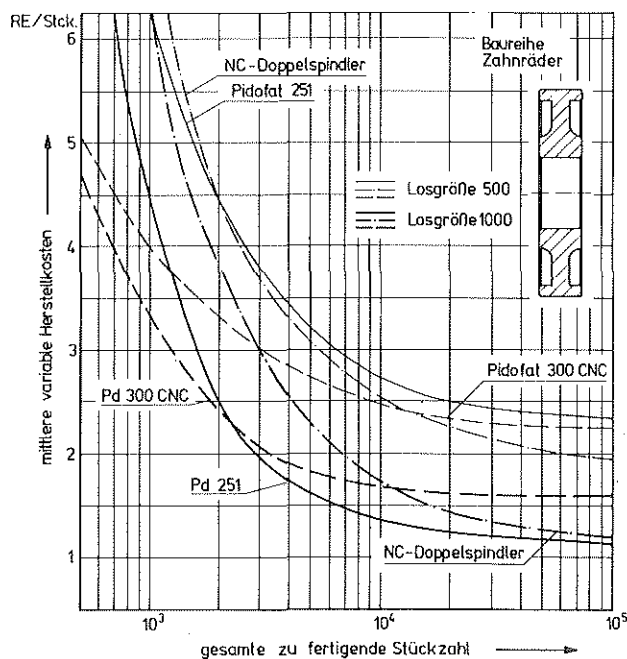


Bild 16

Die Auswertung der Kostenrelationen in Bild 16 zeigt grundsätzlich wirtschaftlich gerechtfertigte Anwendungsgebiete für jedes der drei Maschinensysteme, abhängig von Losgröße und gesamt zu fertigender Stückzahl. Während - aufgrund der Verwendung von Normalwerkzeugen und extrem kurzer Rüstzeiten - die numerisch gesteuerte Universal-Drehmaschine im Bereich kleiner Losgrößen immer einen wirtschaftlichen Vorteil vor dem in seinen Einstandskosten geringeren elektrohydraulischen Automaten hat (bei Losgröße 500 wird der wirtschaftliche Schnittpunkt im Diagramm noch nicht erreicht), wird die Fertigung mittels elektrohydraulisch gesteuerter Mehrschlittenmaschinen bei einer Losgröße von 1000 bereits ab dem 3. Los wirtschaftlicher als mit der Universalmaschine. Das NC-Doppelspindelssystem mit Spezialwerkzeugen ist für diesen Einsatzfall mit einem hohen Stundensatz und hohen Vorbereitungskosten belastet, die kürzeren Rüstzeiten lassen aber gerade bei

kleinen Losgrößen sehr bald eine Überlegenheit gegenüber hydraulisch gesteuerten Systemen erkennen. Infolge der sehr kurzen Stückzeiten stellt diese Maschine im Bereich hoher Stückzahlen das am wirtschaftlichsten arbeitende System dar.

5. Zusammenfassung

Der Zwang zur Rationalisierung in der Fertigung rotationssymmetrischer Teile wird von den technischen Möglichkeiten der Umformtechnik beeinflusst und zwingt für eine Reihe von Fertigungsaufgaben zu Verfahrensvergleichen. Die Umformtechnik läßt hier nicht nur Grenzen in der Gestaltung der Teile erkennen, sie erfordert oft eine Nachbearbeitung durch Drehen und stellt infolge hoher Investitions- und Werkzeugkosten meist nur im Bereich der Massenfertigung eine wirtschaftlich günstige Bearbeitungsmethode dar. In ihrer Anwendung beinhaltet sie

aber neue Anforderungen an Auslegung und Gestaltung von Nachdrehmaschinen, die durch die angebotenen Drehmaschinenkonzepte in verschiedener Weise erfüllt werden.

An zwei typischen Beispielen aus dem Produktionsbereich von Nachbearbeitungsteilen werden vier Drehmaschinensysteme für Futterbearbeitung einem kritischen technisch-wirtschaftlichen Vergleich unterworfen: der mechanisch gesteuerte Achtspindel-Drehautomat PRCF 200/8, der hydraulisch gesteuerte Doppelspindel-Drehautomat Pidofat 251, der numerisch gesteuerte Doppelspindel-Drehautomat Pidofat 300 CNC mit Werkzeugrevolvern und ein CNC-Drehsystem mit speziell gestaltetem Werkzeugaufbau.

Die für einen Anwendungsbereich zu treffende Wahl der optimalen Kombination von Maschinen und Beladesystem erfordert eine sorgfältige Grenzkostenrechnung, da die Wirtschaftlichkeit eines Verfahrens wesentlich von der Losgröße, der gesamt zu fertigenden Stückzahl und den erreichten Stückzeiten bestimmt wird. Die gerechneten und bewerteten Beispiele zeigen durchweg einen Anwendungsbereich für alle vier Maschinenarten. Niedrige Rüstkosten und die Verwendung von genormten Werkzeugen führen im Bereich von Losgrößen unter 100 bis 200 Stück zur Anwendung von CNC-Maschinen mit Revolversystemen, elektrohydraulisch gesteuerte Maschinen zeigen im allgemeinen durch ihren niedrigen Anschaffungswert und durch kurze Stückzeiten bei größeren Losen wirtschaftliche Vorteile. Die Kombination der CNC-Technik und eines auf das spezielle Teil abgestimmten Werkzeugsystems kann im Bereich hoher Losgrößen bei vorgeformten Teilen neue Möglichkeiten einer technisch wie wirtschaftlich optimalen Drehbearbeitung eröffnen, während sich durch die hohen Investitions- und Werkzeugkosten der klassische Mehrspindel-Futterdrehautomat in der Bearbeitung von Formteilen bei höchsten Stückzahlen durchsetzt.

An Hand der dargestellten Beispiele wird deutlich, daß die Bedingungen einer wirtschaftlichen Fertigung nicht allein von den durch die Elektronik geprägten Fortschritte der Maschinentechnik bestimmt werden, sondern daß nur das auf die Aufgabe bezogene Zusammenspiel von Rohteilgestalt, Maschine, Werkzeug und Beladesystem zu einer optimalen Beherrschung der Drehtechnik führt.

LITERATUR:

- 1 MAGES, W.: Vorteilhafte Anwendung neuzeitlicher Umformverfahren in der Zahnrad- und Getriebefertigung.
VDI-BERICHTER Nr. 332, (1979) S. 97 bis 106.
- 2 NOACK, P.: Rechnerunterstützte Arbeitsplanerstellung und Kostenberechnungen beim Kaltmassivumformen von Stahl.
Bericht aus dem Institut für Umformtechnik der Universität Stuttgart Nr.48 , Girardet 1979.

Schallemission von Druckluft-Lamellenmotoren

H.-J. Barth

Folgende Schallquellen liefern bei Druckluft-Lamellenmotoren einen Beitrag zur Schallemission: der Drehklang, das Strömungsgeräusch und das Lagergeräusch. Das Lagergeräusch ist meist von geringerer Bedeutung und kann, wenn nötig, durch den Einsatz hochgenauer Lager wirkungsvoll gemindert werden. Es wird deshalb im folgenden nicht betrachtet.

1. Drehklang

Als Drehklang bezeichnet man das Geräusch, das periodisch durch die instationären Strömungsvorgänge beim Öffnen der Arbeitskammern entsteht. Bild 1 a zeigt schematisch die Vorgänge in einem Druckluft-Lamellenmotor: die vom Netz mit dem Druck p_1 zuströmende Luft wird im Motoreinlaß auf den Druck p_2 gedrosselt. Bei diesem Druck wird die Arbeitskammer gefüllt bis zum Volumen bei Einlaßschluß V_2 . Beim Weiterdrehen nimmt das Kammervolumen zu. Die darin enthaltene Druckluft expandiert und verrichtet dabei Expansionsarbeit, bis der Auslaß (Volumen V_3) erreicht wird. Der Expansionsenddruck p_3 , der, abhängig von der Geometrie des Motors, in einem festen Verhältnis zum Fülldruck p_2 steht ("eingebautes Druckverhältnis"), ist normalerweise höher als der Druck p_4 vor dem Schalldämpfer. Bei Auslaßbeginn erfolgt schlagartig die Entlüftung bis zum vollständigen Druckausgleich, wobei ein knallartiges Geräusch entsteht. Für den Schalldruck derartiger Geräusche gilt:

$$p = \frac{\rho}{4 \pi r} \frac{d\dot{V}}{dt}$$

Er ist demnach direkt proportional zur Änderung des Volumenstroms. Bei stationärer Strömung kann kein Drehklang entstehen. Die Abströmung aus der Arbeitskammer erfolgt nicht unendlich rasch: die Strömung kann bekanntlich höchstens Schallgeschwindigkeit erreichen, und zwar dann, wenn das Druckverhältnis p_4/p_3 kleiner als das Lavaldruckverhältnis $p_s/p = 0,528$ ist. Die Abströmöffnungen, durch die die Luft aus den Kammern in den Motormantel entweicht, sind häufig als Schlitze konstanter Breite b im Stator ausgeführt. Beim Weiterdrehen der Lamellen nimmt dann der Abströmquerschnitt linear mit dem Drehwinkel φ zu

$$A = b R \varphi$$

$$\varphi = 0 \text{ für Auslaßbeginn}$$

Wird Schallgeschwindigkeit erreicht, so folgt für den Volumenstrom

$$\dot{V} = w_s A = w_s b R \varphi$$

und für dessen zeitliche Änderung

$$\frac{d\dot{V}}{dt} = w_s b R \omega = w_s 2 \pi b R n$$

wenn vereinfachend angenommen wird, daß die Umfangsgeschwindigkeit an der Außenseite der Lamelle konstant ist. Die Volumenstromänderung und damit der Momentanwert des Schalldrucks steigen somit linear mit der Drehzahl an. Durch die Kammerleerung sinkt der Kammerdruck und damit die Strömungsgeschwindigkeit, der Volumenstrom ändert sich langsamer, der Schalldruck nimmt ab bis zur nächsten Kammeröffnung, bei der sich der beschriebene Vorgang wiederholt.

Das menschliche Ohr oder ein zur Schallmessung eingesetztes Mikrofon registriert den Drehklang bei Umgebungsdruck, also nach vollständiger Entspannung des aus der Kammer austretenden Volumens. Registriert wird ein integraler Mittelwert über die gesamte Entlüftungsphase. Die größten Anteile dazu liefern die Luftmengen, die beim größten Kammerdruck, also bei Öffnungsbeginn, abströmen, weil sie bei der vollständigen Entspannung die größte Volumenzunahme erfahren. Zur Minderung des Drehklangs müsste also versucht werden, das im Öffnungszeitpunkt der Kammer abströmende Volumen zu verringern. Damit würde aber das abgegebene Moment geringer.

Steigt die Drehzahl, so sinkt als Folge der zunehmenden Einlaßdrosselung der Expansionsenddruck p_3 und steigt der Drosselverlust im Schalldämpfer und damit p_4 . Steigt dabei das Druckverhältnis p_4/p_3 über das Lavaldruckverhältnis an, so strömt die Luft vom Öffnungsbeginn an mit kleinerer als Schallgeschwindigkeit, d.h. der Schalldruck steigt nur noch degressiv mit der Drehzahl und kann schließlich bei weiter erhöhter Drehzahl sogar abnehmen. Bild 1 b zeigt den Grenzfall, bei dem die Drücke p_3 und p_4 gleich werden, das in der Kammer enthaltene Volumen also bei konstantem Druck ausgeschoben wird. Es entsteht dann ein Schalldruck, der nur proportional zur Änderung des Kammervolumens ist. Dynamische Messungen an ausgeführten Motoren zeigen, daß der Gegendruck p_4 in Wirklichkeit nicht konstant ist sondern im Takt der Kammeröffnungen schwankt, wobei der Kleinstwert im Öffnungszeitpunkt erreicht wird. Bei Annäherung an die Leerlaufdrehzahl wird schließlich der in Bild 1 c dargestellte Zustand erreicht, bei dem der Expansionsenddruck p_3 niedriger als der Gegendruck p_4 ist. Hier wird die Arbeitskammer beim Öffnen zunächst aus dem Abströmkanal bis zum Druckausgleich gefüllt, d.h. es setzt eine Rückströmung ein. Der Schalldruck steigt stärker als der Drehzahlsteigerung entsprechend gegenüber dem in Bild 1 b dargestellten Grenzfall an.

Bild 2 zeigt die Abhängigkeit des Drehklang-Schallpegels von der Drehzahl für zwei verschiedene Motoren ohne Schalldämpfer. Auffallend ist die stetige Änderung des Drehklang-Schallpegels beim Deprag-Motor, die auch bei unterschiedlichem Netzdruck zu beobachten war. Auch beim Gast-Motor lässt sich eine stetige Kurve mit qualitativ ähnlichem Verlauf durch die Meßpunkte legen. Hier liegen allerdings drei Meßpunkte deutlich unterhalb der Kurve. Ursache hierfür dürften Reflexionen im Motor sein. Nicht aufgetragen ist hier der bei Leerlauf ($n = 22500 \text{ min}^{-1}$) ermittelte Drehklangschallpegel von 101 dB. Wichtig ist die Beobachtung, daß der Schallpegel vom Kleinst- zum Größtwert um 25 dB beim Gast-Motor und beim Deprag-Motor um 16 bzw. um 18 dB zunimmt. Bild 3 für den entsprechenden Zusammenhang von Schalldruck und Drehzahl zeigt die beträchtlichen Unterschiede zwischen den erzeugten Schalldrücken für den Drehklang der Motore. Die Höhe des erzeugten Schalldrucks hängt offenbar ab von der Form und Größe der Auslaß-Querschnitte und ihrer zeitlichen Änderung sowie vom Verhältnis der Auslaß-Querschnittsfläche zum Kammervolumen, daß die Dauer der Entlüftungsphase bestimmt. Ferner ist anzunehmen, daß mit wachsender Lamellenzahl der Schalldruck abnimmt.

Bisher wurde nur von der Grundfrequenz des Drehklangs gesprochen, für die gilt:

$$f_1 = \frac{n \cdot z}{60} \quad (\text{Hz})$$

Daneben können aber auch durch Reflexionen in schwingungsfähigen Teilabschnitten des Abluftwegs Oberschwingungen auftreten (nach der Definition besteht ja ein "Klang" aus Grund- und Oberschwingungen), deren

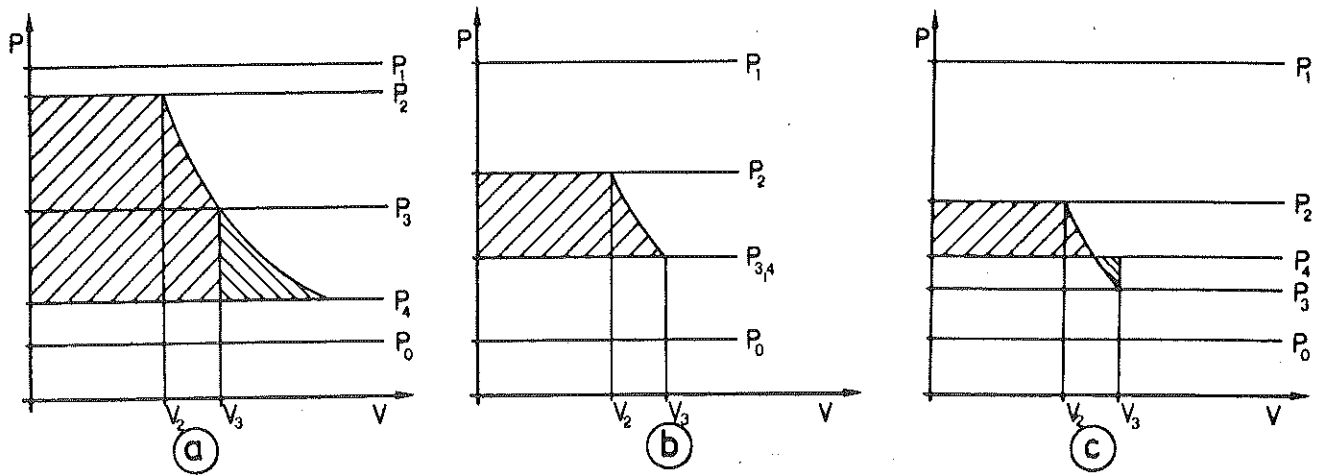


Bild 1 Zustandsänderungen in Druckluft-Lamellenmotoren
(Beschreibung s. Text)

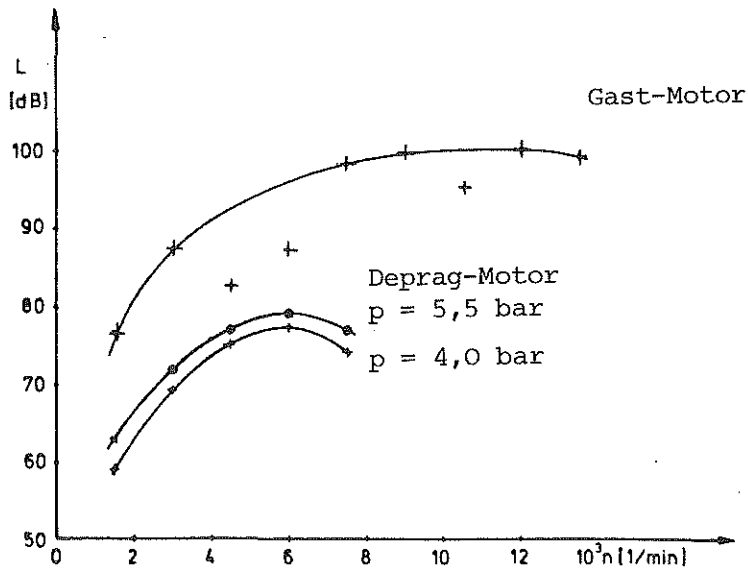


Bild 2

Unbewertete Schallpegel des Drehklangs (Grundfrequenz) für zwei Lamellenmotore ohne Dämpfer

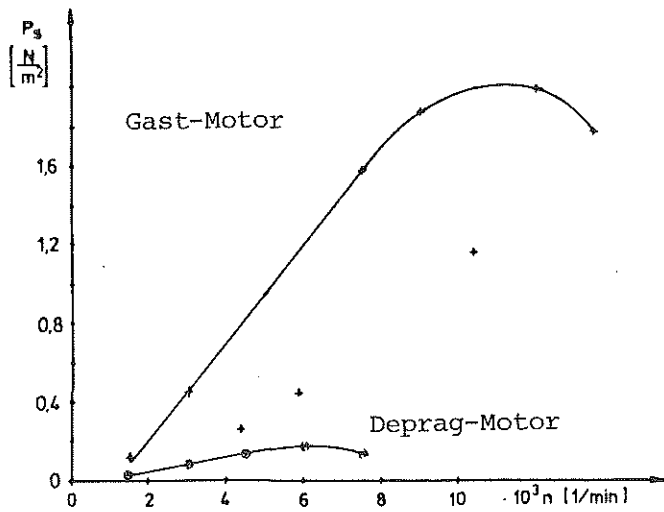


Bild 3

Schalldruck des Drehklangs (Grundfrequenz, errechnet aus den Werten nach Bild 2)

Pegel zum Teil höher als die der Grundfrequenz sein können. So hat Gloeckner [2] an einem Druckluft-Lamellenmotor Oberschwingungen bis zur 8. Harmonischen gefunden und festgestellt, daß auch die ungeradzahligen Harmonischen kräftige Einzelpegel liefern können. In den hier vorliegenden Messungen wurden Drehklänge maximal bis zur vierten, in Einzelfällen bis zur fünften Harmonischen beobachtet. So zeigt Bild 4 für den Deprag-Motor die Drehklangpegel der Grundfrequenz sowie der zweiten und vierten Harmonischen (die dritte Harmonische trat nur in zwei, die fünfte nur in einem Meßpunkt auf). Man sieht, daß gerade für die zweite Harmonische sich ein recht unstabiler Verlauf mit zum Teil höheren Einzelpegeln als bei der Grundfrequenz ergibt.

Mit Reflexionen im Motor und als deren Folge mit teilweisen Auslöschungen bzw. Pegelüberhöhungen muß stets gerechnet werden. Vermeiden lassen sich Reflexionen nur für eine bestimmte Anregungsfrequenz durch sorgfältige Abstimmung der jeweils zu Schwingungen angeregten Kanalabschnitte. Dies ist nur dann sinnvoll, wenn der Motor bei etwa konstanter Drehzahl betrieben wird, wie z.B. bei Schleifmaschinen mit Regler.

2. Strömungsgeräusch

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

Der Schallpegel, den die Strömung verursacht, ergibt sich durch Addition der Schalldrücke des Strömungsgeräuschs für die einzelnen Terzbereiche

$$L_{\text{Str}} = 10 \lg \frac{\sum_n p_n^2}{p_0^2} \quad (1)$$

Bei der Auswertung ergaben sich für die Berechnung einige Unsicherheiten. Recht sicher lassen sich hingegen die Schallpegel und daraus die Schalldrücke für die Einzeltöne des Drehklangs und eventuell vom Lager kommende Töne bestimmen. Der resultierende Schalldruck für das Strömungsgeräusch läßt sich dann als Differenz vom Schalldruck des Gesamtgeräuschs und den Schalldrücken der Einzeltöne ermitteln. Für den Schalldruck gilt:

$$p_n = p_0 \cdot 10^{L_n/20}$$

Eingesetzt in Gl. (1) folgt:

$$L = 10 \lg \sum_n 10^{L_n/10}$$

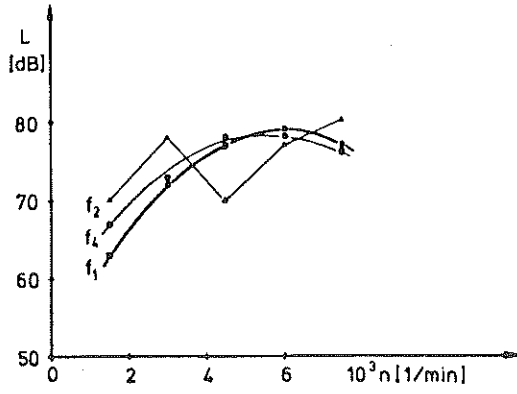


Bild 4

Schallpegel des Drehklangs (Deprag-Motor ohne Dämpfer) für die Grundfrequenz f_1 und harmonische Oberschwingungen

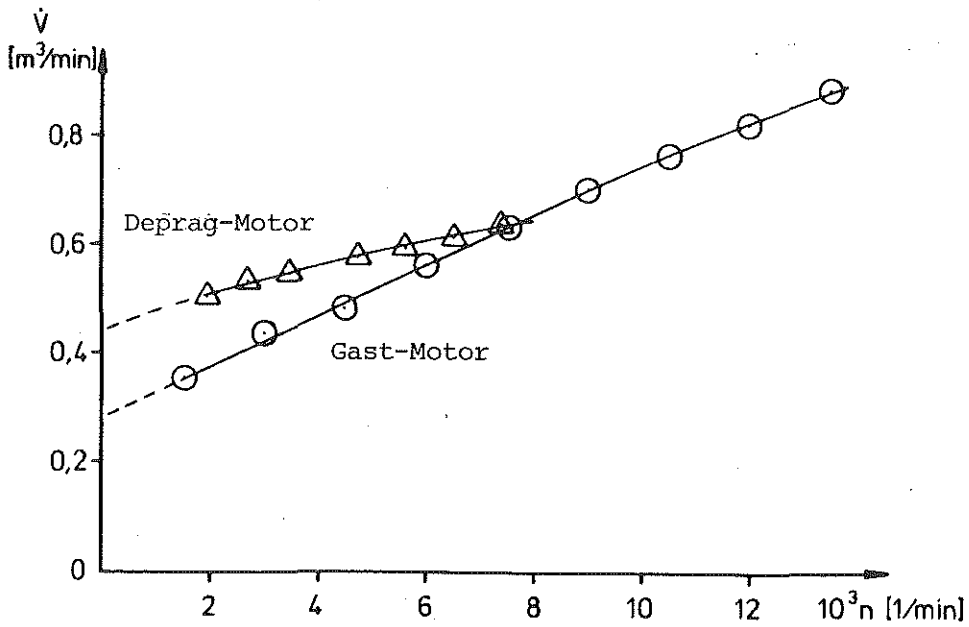


Bild 5 Luftverbrauch (Normzustand) für die untersuchten Motore

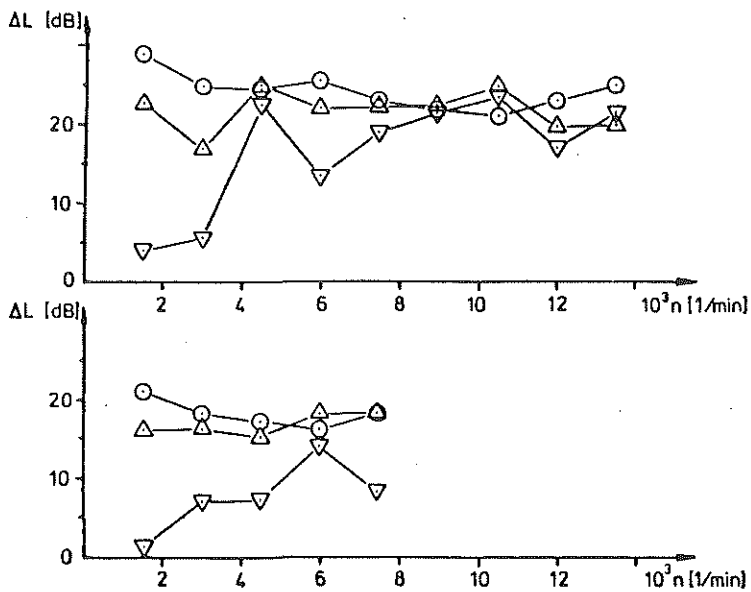


Bild 9

Pegelminderung durch Sinterkeramik-Dämpfer

oben: Gast-Motor
unten: Deprag-Motor

△ Gesamtgeräusch

▽ Drehklang

○ Strömungsgeräusch

Bild 6 nach dem Literaturverzeichnis

Der Drehklangpegel ergibt sich als Summe der Drehklang-Schalldrücke, deren Pegel als Spitzen im Terzspektrum erscheinen.

$$L_{Dr} = 10 \lg \sum_n 10^{L_{Dr,n}/10}$$

Für den resultierenden Strömungsgeräuschpegel folgt:

$$L_{Str} = 10 \lg (10^{L_{ges}/10} - 10^{L_{Dr}/10}) \quad (2)$$

Für den Anteil des Drehklangs und des Strömungsgeräuschs am Gesamtgeräusch gilt:

$$x_{Dr} = 10^{\frac{L_{Dr} - L_{ges}}{10}} \quad x_{Str} = 10^{\frac{L_{Str} - L_{ges}}{10}}$$

Eine Auswertung nach diesen Beziehungen wird gegenwärtig durchgeführt. Um vor ihrem Abschluß schon jetzt das Strömungsgeräusch zumindest qualitativ beurteilen zu können, wurde im folgenden der Maximalpegel des Strömungsgeräuschs als Vergleichswert benutzt, der im Mittel um ca. 7 dB unter den nach Gl. (2) berechneten Werten liegt.

Für einen Vergleich der Schallemission zweier Motoren können unterschiedliche Vergleichsgrößen zugrunde gelegt werden wie zum Beispiel Schluckvolumen, Leistung, spezifische Leistung oder Luftverbrauch. Für die Motoren, deren Drehklangcharakteristik in Abschnitt 1 angegeben wurde, wurde als Bezugszustand die Drehzahl gewählt, bei der gleicher Luftverbrauch herrscht. Eine solche Wahl ist willkürlich, weil Drehklang und Strömungsgeräusch unterschiedliche Entstehungsursachen haben: ein vergleichbares Strömungsgeräusch entsteht bei gleichem Luftverbrauch, ein vergleichbarer Drehklang z.B., wenn Schluckvolumen, Drehzahl und Lamellenzahl gleich sind. Bild 5 zeigt die Luftverbräuche beider Motoren in Abhängigkeit von der Drehzahl. Man sieht (vgl. hierzu auch [3]) aus der starken Krümmung der Kurve für den Deprag-Motor, daß hier starke Einlaß-Drosselverluste entstehen. Die flachere Kurvensteigung zeigt, daß das Schluckvolumen deutlich kleiner als beim Gast-Motor ist und deswegen die Leistung kleiner sein muß. Die Extrapolation der Kurve zur Drehzahl $n = 0$ zeigt schließlich, daß der Deprag-Motor erheblich höhere Leckverluste als der Gast-Motor hat. Bild 6 zeigt schematisch den Aufbau des Gast-Motors. Zu- und Abluftkanal haben große Querschnitte ohne Umlenkungen, wodurch der Einlaßdrosselverlust niedrig und folglich der Expansionsenddruck hoch bleibt und die Entlüftung der Arbeitskammer bei hoher Druckdifferenz sehr rasch erfolgt. Dies und das größere Schluckvolumen sind die Ursache für die sehr hohen Drehklang-Schallpegel (Bild 2).

Bild 7 a und b zeigen die Gesamtschall- und die Drehklangscharllpegel sowie die Maximalpegel des Strömungsgeräuschs in Abhängigkeit von der Drehzahl für beide Motoren. Das Strömungsgeräusch ändert sich bei den ungedämpften Motoren recht stetig. Wie erwähnt sind die Strömungsgeräuschpegel zu niedrig und nur zum Vergleich untereinander geeignet. Man sieht aber, daß der Gesamtpegel beider Motoren im wesentlichen vom Strömungsgeräusch geprägt wird. Für die Drehzahl $n = 7500 \text{ min}^{-1}$ wurden die Terzspektren beider Motoren in der

oben beschriebenen Weise vollständig analysiert, um vor allem die Anteile von Drehklang und Strömungsgeräusch am Gesamtgeräusch zu bestimmen. Die Ergebnisse sind in der folgenden Tabelle zusammengestellt.

Tabelle: Anteile von Drehklang und Strömungsgeräusch am Gesamtgeräusch für Deprag- und Gast-Motor bei $n = 7500$ /min

	Motor	
	Gast	Deprag
<u>Gesamtpegel</u> , unbewertet		
gemessen	104 dB	93 dB
gerechnet	104,0 dB	93,4 dB
<u>Drehklang</u>		
<u>Ordnung und Einzelpegel</u>	f_1 (500Hz): 98 dB	f_1 (625Hz): 77dB
	f_2 (1000Hz): 93,5dB	f_2 (1250Hz): 80dB
	f_3 (1500Hz): 88,5dB	
	f_5 (2500Hz): 91,5dB	
Gesamtdrehklangpegel	100,3 dB	81,8 dB
Anteil am Gesamtgeräusch	43 %	7 %
<u>Strömungsgeräusch</u>	101,6 dB	93,0 dB
Anteil am Gesamtgeräusch	57 %	93 %

Man sieht auch hier deutlich, daß der Gesamtpegel im wesentlichen vom Strömungsgeräusch bestimmt wird. Auffallend ist aber der große Unterschied in den Anteilen des Drehklangs am Gesamtpegel, wie er auch aus den entsprechenden Terzspektren nach Bild 8 hervorgeht. Auftragungen zeigen, daß der Schalldruck des Strömungsgeräuschs etwa linear mit dem Massenstrom anwächst. Die absolute Höhe des Strömungsgeräuschpegels wird von der Strömungsgeschwindigkeit in der Auslaßöffnung und vom Turbulenzgrad der ankommenden Luft bestimmt. Konstruktive Maßnahmen zur Minderung des Strömungsgeräuschs sollten daher vor allem darauf zielen, die Strömungskanäle zu glätten und den Auslaßquerschnitt zu vergrößern.

3. Dämpfung

Beide Motoren sind ohne Schalldämpfer so laut, daß ihr Geräusch für praktische Einsatzfälle gedämpft werden muß. Dazu werden vor allem Absorptionsdämpfer verwendet. Diese Dämpfer bestehen aus einem porösen Material (Sintermetall oder -keramik, Stahlwolle- oder Gewebepackungen u.ä.). In ihnen wird die ankommende Luft auf viele Strömungskanäle mit engem, häufig vielfach gekrümmtem Verlauf aufgeteilt und dabei die Schallenergie durch Drosselung gemindert. Die Dämpfung beurteilt man meist durch Vergleich von ungedämpftem und gedämpftem Geräusch. In Absorptionsdämpfern entsteht ein starker Druckverlust, durch den die Schallerzeugung wesentlich geändert wird. Das gilt auch für die Schallerzeugung vor dem Dämpfer, so daß ein anderes Geräusch mit niedrigerem Pegel als beim ungedämpften Motor zu dämpfen ist. Durch den Dämpferdruckverlust wird außerdem Moment und Leistung oft erheblich verringert. Aus diesen Gründen ist es etwas problematisch, die erzielte Schallpegel-Minderung beim

Bild 7

Unbewertete Schallpegel für Gesamtgeräusch, Drehklang und Strömungsgeräusch (Spitzenpegel, s. Text)

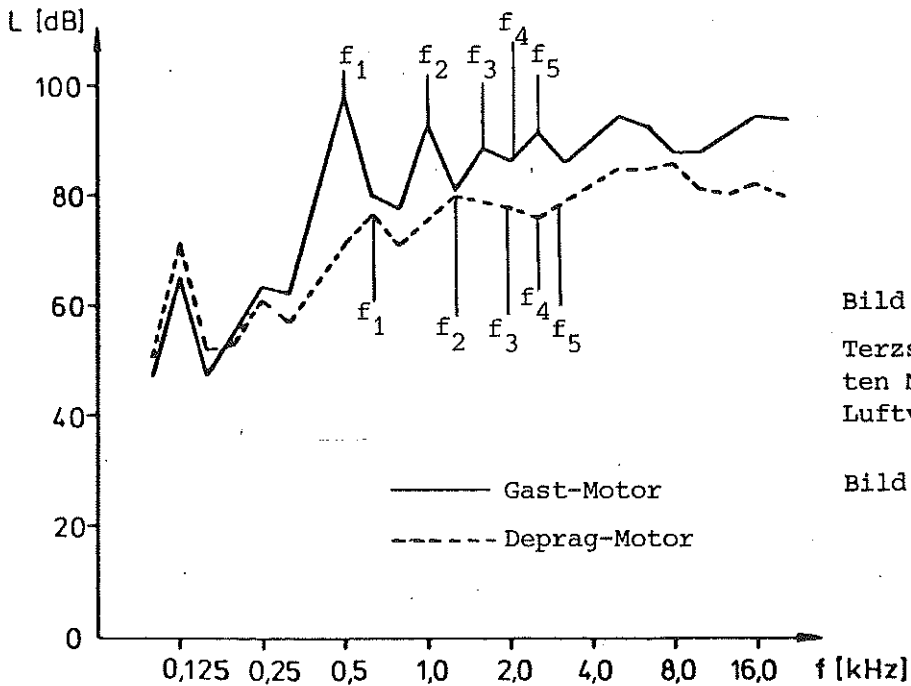
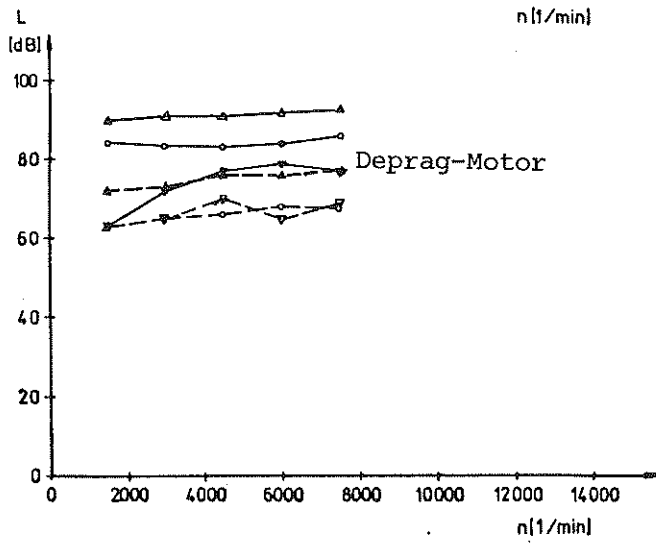
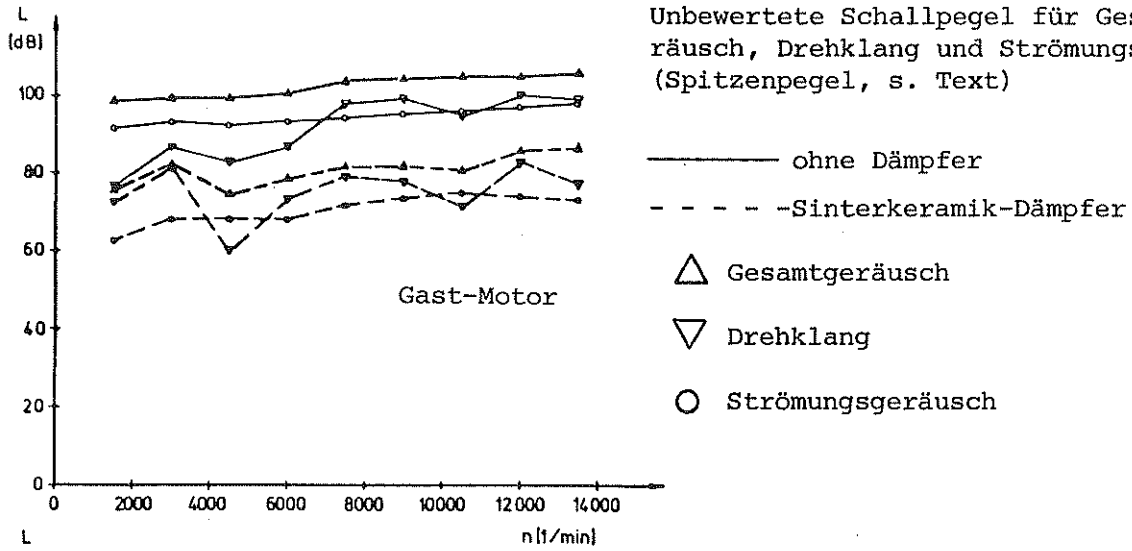


Bild 8

Terzspektren der ungedämpften Motoren bei gleichem Luftverbrauch (n = 7500/min)

Bild 9 unter Bild 5

gedämpften Motor als "Dämpfung" zu bezeichnen.

Wie in Abschnitt 1 dargestellt, wird mit steigendem Gegendruck die Drehklang erzeugende Druckdifferenz geringer. Für das Strömungsgeräusch bleibt bei einer bestimmten Drehzahl die entscheidende Größe, nämlich die abströmende Menge, annähernd konstant. Das Geräusch der ankommenden Strömung wird im Dämpfer durch Drosselung gemindert. Ein neues Strömungsgeräusch entsteht an der Oberfläche des Dämpfers. Die Abströmung kann nach Abschätzungen mit sehr großen Geschwindigkeiten erfolgen. Doch sind die einzelnen Abström-Öffnungen z.B. bei Sintermetalldämpfern im allgemeinen sehr klein, so daß sich auch bei hohen Geschwindigkeiten laminare Strömungen ergeben. Laminarisierung ist bekanntlich ein Weg zur Schallminderung bei Freistrahlen. (Mit den Stoffwerten für Luft bei $t = 0^{\circ}\text{C}$ ergeben sich bei einer Abströmgeschwindigkeit von $w = 300 \text{ m/s}$ noch Reynoldszahlen < 2300 , wenn die Durchmesser der Abströmquerschnitte kleiner als $0,1 \text{ mm}$ bleiben).

Um die Wirkung handelsüblicher Schalldämpfer auf die Schallemission untersuchen zu können, wurden an den beiden erwähnten Motoren umfangreiche Reihenmessungen durchgeführt. Als Beispiel aus diesen Messungen wurden Ergebnisse ausgewählt und ebenfalls in Bild 7 a und b aufgetragen, die mit dem selben Dämpfer (Sinterkeramik) erzielt wurden. Der Netzdruck ist in beiden Fällen der gleiche wie bei den Messungen ohne Dämpfer. An beiden Motoren ist der Gesamtpegel mit Dämpfer erheblich geringer als ohne Dämpfer, nämlich um $20 - 24 \text{ dB}$ beim Gast-Motor und $15 - 18 \text{ dB}$ beim Deprag-Motor.

Als Folge der Dämpfung ändert sich der Drehklangpegel nicht mehr so stetig wie beim ungedämpften Motor. Beim Gast-Motor, Bild 7 a, erkennt man Ähnlichkeit im Verlauf zwischen gedämpftem und ungedämpftem Drehklang. Besonders wird die Vermutung bestätigt, daß Reflexionen den Drehklang mindern, weil niedrige Pegel bei den gleichen Drehzahlen auftreten. Auch beim Deprag-Motor ergibt sich eine weniger stetige Änderung des Drehklangpegels. Gleichmäßiger ist in beiden Fällen die Änderung des Strömungsgeräuschs.

Die Pegeldifferenzen zwischen den Geräuschen der ungedämpften und der gedämpften Motore zeigen Bild 9 a und b. Die Schallpegelminderung für das Strömungsgeräusch ist im wesentlichen stetig. Es fällt auf, daß an beiden Motoren die Pegelminderung mit wachsender Drehzahl zunächst etwas abnimmt und dann wieder ansteigt. Dieser Verlauf hat Ähnlichkeit mit dem Temperaturverlauf im Auslaß, wie er von Gropengießer [4] gemessen wurde. Die Pegelminderung könnte demnach von der Lufttemperatur abhängen.

Die Pegeldifferenzen für den Drehklang sind weniger stetig. So treten beim Gast-Motor, Bild 9 a, besonders niedrige Differenzen bei den Drehzahlen $1500, 3000, 6000$ und 12000 /min auf, woraus wieder auf die Wirkung von Reflexionen zu schließen ist. Umgekehrt ergeben sich die größten Pegelabnahmen bei den Drehzahlen, bei denen schon die Drehklangpegel des ungedämpften Motors besonders niedrig sind (vgl. Bild 7 a). Es kann offenbar nicht mit einer gleichmäßigen Dämpfung des Drehklangs gerechnet werden. Oberschwingungen des Drehklangs wurden in den Spektren der gedämpften Motore nicht beobachtet.

Betrachtet man die absoluten Werte der Schallpegelminderung, so erkennt man, daß die Pegel beim Gast-Motor viel stärker als beim Deprag-Motor durch den Dämpfer gesenkt werden. Bei der Drehzahl $n = 7500 \text{ /min}$, bei der beide Motoren gleichen Luftverbrauch haben, wird die Schallintensität für Gesamt-, Drehklang- und Strömungsgeräuschpegel im Mittel beim Gast-Motor auf 6 ‰ , beim Deprag-Motor auf 4 ‰ des Wertes des ungedämpften Motors gemindert. Bei allen Meßpunkten zeigt

sich, daß sich mit Dämpfer an beiden Motoren für das Strömungsgeräusch praktisch gleiche Schallpegel ergeben. Es wird deshalb angenommen, daß die Dämpfer annähernd unabhängig vom Vorgeräusch auf bestimmte Pegelwerte mindern, die dann nur noch vom Massenstrom abhängen. Dies würde gut mit der Vorstellung übereinstimmen, daß das Strömungsgeräusch im wesentlichen an der Dämpferoberfläche entsteht. Diese Annahme soll in weiteren Versuchen und Auswertungen überprüft werden. Die Minderung des Drehklangpegels wird offensichtlich stark von Reflexionserscheinungen geprägt. Die Drehklangdämpfung ist demnach schwieriger. Einfach, weil vorhersehbar, lassen sich solche Motoren dämpfen, bei denen der Drehklang nur in geringem Umfang zum Gesamtgeräusch beiträgt.

Körperschall

Der wesentliche Anteil der entstehenden Geräusche wird durch den austretenden Luftstrahl verursacht. Ein Teil des entstehenden Geräuschs wird als Körperschall durch das Motorgehäuse direkt abgestrahlt. Der Körperschall lässt sich nicht getrennt messen. Seine Wirkung lässt sich aber beurteilen, wenn das Motorgehäuse mit Schalldämmschichten verkleidet wird und man die dann gemessenen Schallspektren mit denen des unverkleideten Motors vergleicht. Um einen Eindruck von der Wirkung des Körperschalls zu gewinnen, wurden Messungen durchgeführt, bei denen die Motoren mit einem Abluftschlauch versehen waren. Der Abluftschlauch wurde so aus dem Meßraum herausgeführt, daß das an seinem Ende entstehende Geräusch nicht in den Meßraum dringen konnte. Es zeigte sich, daß auch der Abluftschlauch die Schallerzeugung erheblich beeinflusst und daß auch über die Schlauchoberfläche Körperschall abgestrahlt wird. Messungen mit Abluftschlauch sind deshalb nur zur Untersuchung der Dämpfungscharakteristik des Schlauchs geeignet.

Einfluß der A-Bewertung

Sämtliche Messungen wurden unbewertet durchgeführt, weil die Mechanismen der Schallerzeugung zweckmäßig mit Hilfe des unverzerrten Meßsignals untersucht werden.

Nach der A-Bewertung werden bekanntlich Frequenzanteile unterhalb 1000 Hz und oberhalb etwa 6000 Hz geringer bewertet als dem Schalldruck entspricht. Betroffen sind besonders die Drehklangschallpegel in der Grundfrequenz bei niedrigen Drehzahlen, die deutlich niedriger bewertet werden. Allgemein erscheint bei der A-Bewertung der Anteil des Strömungsgeräuschs am Gesamtgeräusch bis zu Drehzahlen von 15000 /min noch stärker als in den hier vorgelegten unbewerteten Meßergebnissen.

Zusammenfassung

Drehklang und Strömungsgeräusch sind die Hauptschallquellen von Druckluft-Lamellenmotoren. Schon bei den hier untersuchten recht kleinen Motoren sind Dämpfer erforderlich, um erträgliche Lärmpegel zu erzielen. Konstruktive Maßnahmen zur Minderung der Schallentstehung (kammartige Gestaltung der Auslaßschlitze, Vermeiden von

Querschnittssprüngen und Umlenkungen im Abluftkanal etc) lassen nur geringe Erfolge erwarten, verteuern aber die Herstellung. Bei kompakten Motoren, die nicht bei konstanter Drehzahl betrieben werden, werden überwiegend Absorptionsdämpfer verwendet. Wichtig ist dabei für die Praxis nur die Frage, ob ein bestimmter Grenzschaallpegel über den gesamten Drehzahlbereich nicht überschritten wird.

Bei der Auswertung von Messungen an zwei Motoren niedriger Leistung ergaben sich unter anderem folgende Ergebnisse:

- Das Strömungsgeräusch ist meist die entscheidende Geräuschursache
- Der Schalldruck des ungedämpften Strömungsgeräuschs steigt linear mit dem Massenstrom an
- Die Dämpfung des Strömungsgeräuschs in Absorptionsdämpfern wird offenbar wenig vom ankommenden Geräusch beeinflusst sondern überwiegend von der Strömungsgeschwindigkeit, also dem Massenstrom bestimmt
- Der Drehklangimpuls kann Reflexionen in Teilabschnitten der Strömungskanäle in der Grundfrequenz oder als Oberschwingungen auslösen. Abhängig von der Geometrie bewirken sie Auslöschungen oder Verstärkungen
- Auch die Drehklang-Dämpfung wird durch solche Reflexionen beeinflusst. Sie erscheint schwieriger als die des Strömungsgeräuschs
- Der Begriff "Dämpfung" kann hier nicht im üblichen Sinn zum Vergleich von gedämpftem und ungedämpftem Motor verwendet werden, weil Absorptionsdämpfer die Schallerzeugung im Motor entscheidend verändern und die abgegebene Leistung mindern

Literatur

- 1 Barth, H.-J., Druckluft-Drehkolbenmotoren, Analyse und Berechnung Habil.-Schrift TU Clausthal (1978)
- 2 Gloeckner, M.H., Lärmprobleme bei der Verwendung von Druckluft VDI-Berichte Nr. 81 (1964)
- 3 Barth, H.-J., Drehmoment-Verluste durch Ein- und Auslaßdrosselung an Druckluft-Lamellenmotoren, o+p "ölhydraulik und pneumatik" 23(1979)9
- 4 Gropengießer, K.-J., Untersuchung über Vereisung von Druckluft-Handwerkzeugen, Diss. TH Clausthal (1968)
- 5 Schmidt, H., Frankenthal, Schallschutz durch Schalldämpfer (Vortragsmanuskript)

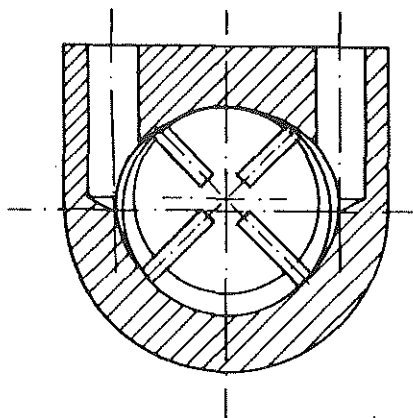


Bild 6

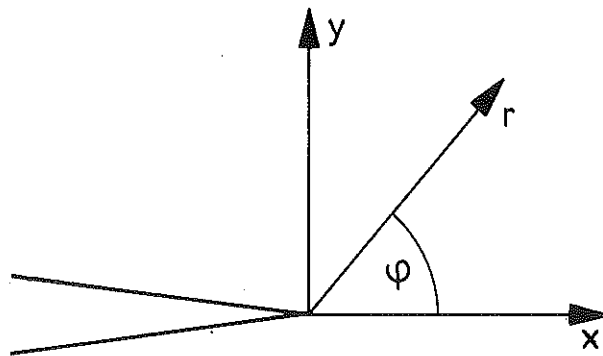
Schnitt durch den Gast-Motor: kurze, gerade Zu- und Abluftkanäle

Auswirkungen von Spannungswellen auf Randsrisse -
eine spannungsoptische Analyse

J. Diekmann

Risse oder Fehlstellen rufen in Festkörpern bei Belastung eine erhebliche Spannungserhöhung hervor, die in Bauteilen aus spröden Werkstoffen zu einem überkritischen Rißwachstum und damit zu einem Trennbruch führen kann. Durch die Entwicklung von hochfesten Stählen mit hohen Streckgrenzenverhältnissen und durch den Einsatz bei tiefen Temperaturen wird die sogenannte Verformungsreserve der Werkstoffe herabgesetzt; d.h. die Gefahr eines katastrophalen Trennbruches wird größer.

Das Verhalten von Rissen in spröden Werkstoffen wird makroskopisch durch die linear-elastische Bruchmechanik beschrieben. Sie geht von der Verteilung der Spannungen in unmittelbarer Umgebung der Rißspitze in einer unendlichen Scheibe aus:



$$\sigma_x = \frac{K_I}{\sqrt{(2\pi r)}} \cos \frac{\varphi}{2} \left(1 - \sin \frac{\varphi}{2} \sin \frac{3\varphi}{2} \right)$$
$$\sigma_y = \frac{K_I}{\sqrt{(2\pi r)}} \cos \frac{\varphi}{2} \left(1 + \sin \frac{\varphi}{2} \sin \frac{3\varphi}{2} \right)$$
$$\tau_{xy} = \frac{K_I}{\sqrt{(2\pi r)}} \sin \frac{\varphi}{2} \cos \frac{\varphi}{2} \cos \frac{3\varphi}{2}$$

Die Belastung des Risses kann einmal statisch, durch schwingende bzw. wechselnde Last oder durch Spannungswellen erfolgen. Für statische oder schwingende Belastung liegen eine Vielzahl von Lösungen in Form von Spannungsintensitätsfaktoren (SIF); Rißzähigkeiten K_{Ic} und Rißausbreitungsgleichungen vor. Die Auswirkungen von Spannungswellen auf Risse, die durch harte d.h. sehr kurzzeitige Stöße hervorgerufen werden, ist dagegen noch weitgehend ungeklärt. Analytische Lösungen gehen von erheblichen Vereinfachungen und einschränkenden Voraussetzungen aus, so daß sie für eine wirklichkeitsnahe Untersuchung nur bedingt tauglich sind.

Als experimentelles Verfahren zur Untersuchung von Rissen im Zusammenhang mit Spannungswellen ist die dynamische Spannungsoptik sehr gut geeignet, da sie es ermöglicht, in scheibenförmigen Proben sowohl die Wellenausbreitung als auch die SIF zu bestimmen. Zum Registrieren der Vorgänge am RiB mit Spannungswellen ohne RiBwachstum wurde das Verfahren des Einzelblitzes mit variabler Verzögerung angewandt. Für die Untersuchungen mit laufenden Rissen wurde ein am Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal entwickelte Hochfrequenz Kinomatographische Anlage nach dem Prinzip von Craz-Schardin eingesetzt.

Untersucht wurden scheibenförmige Proben aus Araldit B mit senkrechten und geneigten natürlichen Randrissen von ca. 1 bis 8mm Länge. Die Scheiben wurden in einem bestimmten Abstand von dem RandriB mit einem harten StoB versehen. Die durch den StoB hervorgerufenen Spannungen breiten sich mit den entsprechenden Wellengeschwindigkeiten aus und rufen an der RiBspitze eine Erhöhung der Spannungsintensität hervor, die sich durch die K_I - Faktoren und K_{II} - Faktoren angeben läßt. Diese Spannungsintensitätsfaktoren lassen sich aus dem Isochromatenbild an der RiBspitze bestimmen. Zur Beurteilung der Gefährdung der Risse läßt sich das Kriterium der Energiefreisetzung G heranziehen.

Es zeigt sich, daß die Gefährdung des Risses mit wachsender Länge zunimmt, und daß insbesondere längere Risse bei kleinen Abständen zwischen RiB und StoBstelle zusätzlich gefährdet sind. Für kürzere Risse ergibt sich eine maximale Gefährdung dagegen erst bei größeren Abständen zwischen RiB und StoB, da hier die maximalen Werte von K_I und K_{II} zeitlich zusammenfallen.

In der betrieblichen Praxis sind Bauteile, die durch einen harten StoB beansprucht werden, durchweg bereits mit einer statischen Last beaufschlagt, die eine Zug- oder Biegebelastung oder aus beiden zusammengesetzt sein kann. Um diesen Bedingungen möglichst nahe zu kommen, wurden weiter Proben mit Randrissen untersucht, die statisch auf Zug oder Biegung belastet waren und dann angestoßen wurden. Die statische Zuglast wurde dabei in ein bestimmtes Verhältnis zur kritischen Last eingestellt und die StoBenergie variiert. Der Abstand StoBpunkt - RandriB wurde dabei konstant gehalten. Es zeigte sich, daß bei schon relativ kleinen statischen Lasten ein überkritisches RiBwachstum eintrat. Dieses RiBwachstum wurde bei Auftreffen der Transversal- bzw. Oberflächenwellen hervorgerufen, wie sich aus der Differenzzeit aus StoB zu RiBwachstumbeginn ermitteln ließ.

Der Vorgang der RiBverlängerung läßt sich nach den Versuchsergebnissen in zwei zeitlich aufeinander folgende Bereiche gliedern. Im ersten Bereich tritt durch die Spannungswellen eine starke und schnelle Erhöhung der SIF ein, die zu einem RiBwachstum mit hohen Beschleunigungen des Risses führt. Nach vorbeilaufen der Spannungswellen nach ca. 40 μ s wird das weitere RiBverhalten im wesentlichen durch die statische Last und die neue RiBlänge geprägt. Es wird dabei allerdings auch eine Phase der kurzzeitigen Entlastung des Risses durch Spannungswellen beobachtet, so daß auch ein RiBarrest mit anschließender RiBinitierung und RiBwachstum bis zum Bruch auftreten kann.

Ein Vergleich der Ergebnisse der Untersuchungen mit und ohne statischer Last zeigte, daß ein RiBwachstum erst eintreten kann, wenn der kritische Spannungsintensitätsfaktor um eine bestimmte Zeitlänge überschritten wird. Diese Zeit betrug hier ca. 12 μ s.

Die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf z.B. metallische Werkstoffe, muß differenziert betrachtet werden. Für dynamische Vorgänge ohne Rißwachstum ist eine Übertragbarkeit durch die Modellgesetze der dynamischen Spannungsoptik gegeben. Für den Ablauf des Bruchvorganges selbst ist keine direkte Übertragbarkeit gegeben. Es ist aber zu erwarten, daß die grundlegenden Ergebnisse auch bei anderen homogenen und isotropen Werkstoffen auftreten, wenn sie den Bedingungen der linear-elastischen Bruchmechanik entsprechen.

Die Untersuchungen haben gezeigt, daß Transversal- und Oberflächenwellen Spannungsintensitäten an Randschissen hervorrufen können, die zu einer Rißverlängerung und bei überlagerter statischer Last zu einem Bruch führen können. Besteht also die Möglichkeit, daß durch Betriebsstörungen in Form von Explosionen oder abgesprengten Teilen oder durch Sabotageakte in sicherheitstechnisch empfindlichen Teilen von z.B. Reaktoranlagen, Spannungs- wellen hervorgerufen werden können, so muß diese Möglichkeit bei der Konstruktion der Teile in Form von Schutzvorrichtungen oder in einer entsprechenden Werkstoffauswahl und Auslegung der Bauteile berücksichtigt werden.

Literatur :

DIEKMANN, J. : Spannungsoptische Analyse des Verhaltens von Randschissen in scheibenförmigen Proben bei Überlagerung von statischer und Spannungswellen erzeugender stoßartiger Last
Dissertation TU Clausthal 1980

Anhang

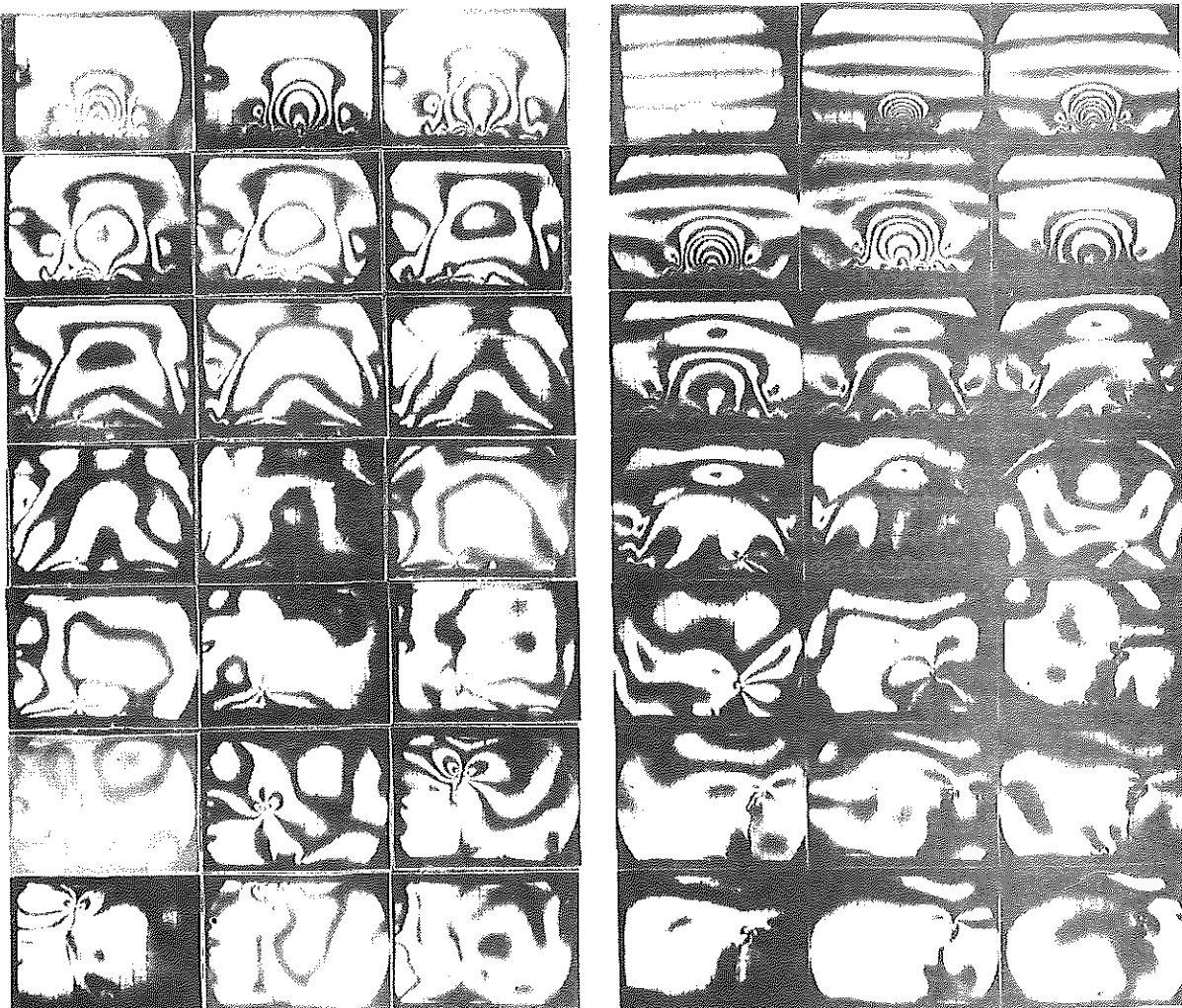


Abb. 1 : Beispiele zur Versuchsregistrierung

SPANNUNGSKONZENTRATIONEN AN ÖFFNUNGEN EINGESCHWEISSTER STUTZEN IN
DICKWANDIGEN DRUCKBEHÄLTERN

A. Hirchenhain, J. Rimmel

Steht ein Hohlzylinder unter gleichmäßiger Belastung durch z.B. Innendruck, so ist die eintretende Verformung in bezug auf die Zylinderachse symmetrisch. Der Spannungszustand ist durch das alleinige Vorhandensein der Spannungen σ_φ , σ_r und σ_z gekennzeichnet.

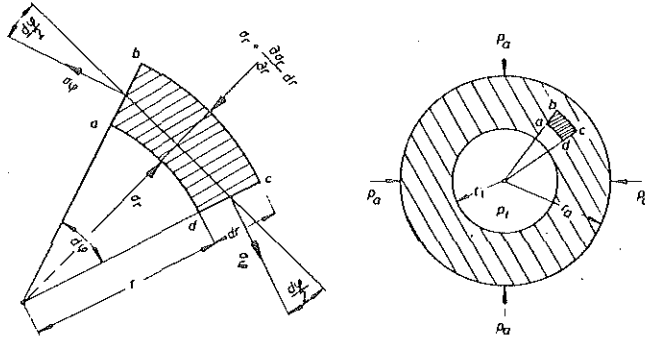


Abb.1: Spannungszustand im dickwandigen Behälter

Beschränkt man sich auf den mittleren Teil eines langen Kreiszyllinders, so geben die bekannten Formeln für die Berechnung dickwandiger Behälter (D_a/D_i 1,2) einen hinreichend genauen Überblick über den Verlauf der Spannungen. Ausschnitte und Öffnungen in den Wänden und Böden solcher Behälter setzen die Festigkeit derselben erheblich herab. Eine analytische Lösung der Spannungs-Dehnungs-Beziehungen für die Umgebung von Ausschnitten ist nur in Sonderfällen möglich, sodaß experimentell ermittelte Untersuchungsergebnisse Normen und AD-Merkblättern zugrunde gelegt werden müssen. Hier bietet sich vor allem die Spannungsoptik (Erstarrungsverfahren) /1/ an, da mit diesem Verfahren der Spannungszustand auch im Inneren eines Bauteils vollständig erfaßt werden kann. Die folgenden Einfrierversuche wurden an Modellen aus warmhärtendem Epoxiharz durchgeführt.

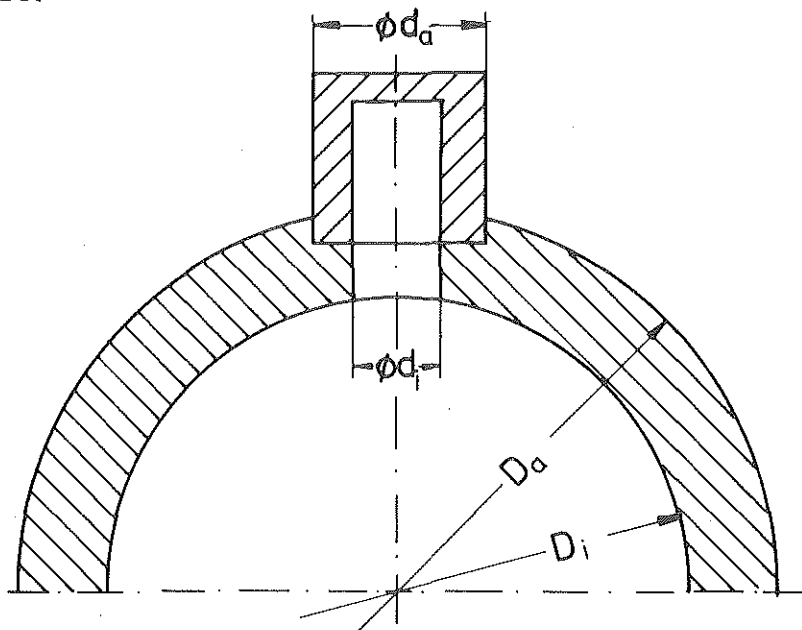


Abb.2: Druckbehälter mit eingesetztem Stutzen

Im einzelnen wurden folgende Durchmesserhältnisse von Behälter und Stutzen näher untersucht:

D_a/D_i	s/mm	d_a/d_i	p_i /bar
1,3	15	1,3; 1,6; 2,0; 3,0	0,4
1,4	20	1,3; 1,6; 2,3; 3,0	0,4
1,5	25	1,3; 1,35; 1,6	0,45
1,8	40	1,3; 1,35; 1,4	0,45

Tabelle 1: Durchmesserhältnisse und Druckbelastung im spannungsoptischen Modellversuch

In der Regel ist die Verteilung der Spannungen am Rand der Öffnungen ungleichmäßig und erreicht Maximalwerte, die ein Vielfaches der für die ungeschwächte Wand errechneten Nennspannung erreichen können. Aus diesem Grund wurden nach Durchführung der Einfrierversuche aus den Modellen mehrere planparallele Radial- und Schälschnitte entnommen und spannungsoptisch ausgewertet.

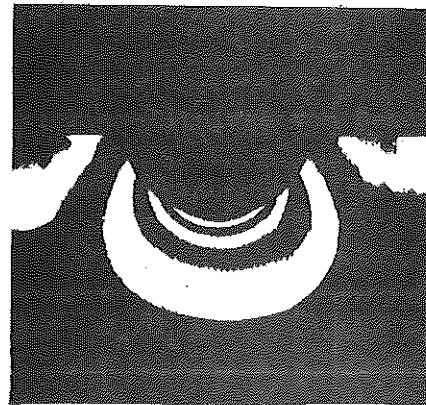
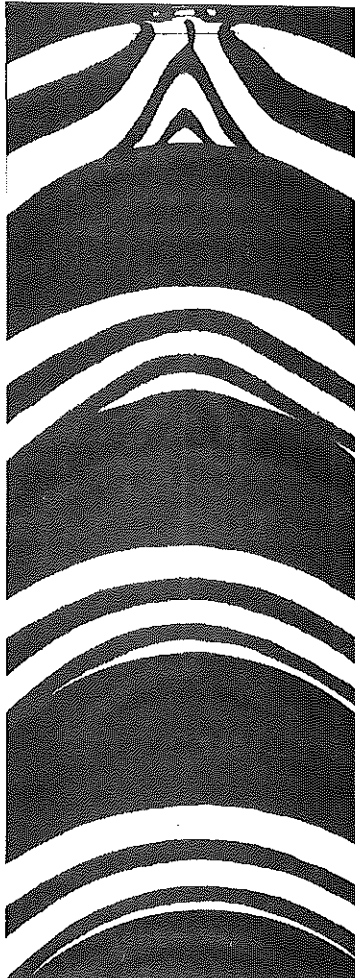


Abb.4: Isochromatenverteilung im Schälschnitt

Abb.3: Isochromatenverteilung in der Umgebung der Stutzenöffnung (Radialschnitte)

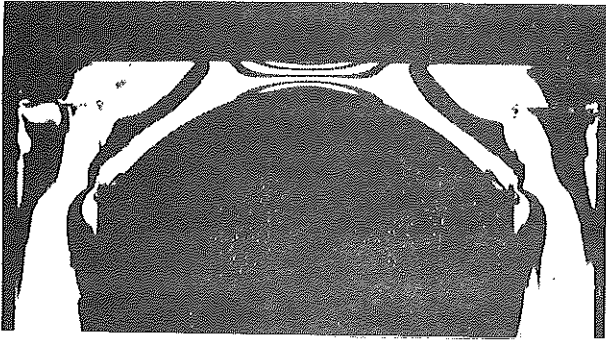


Abb.5: Axialschnitt aus Druckbehälter mit eingesetztem Deckel

Nach Ähnlichkeitsgesetzen lassen sich die im Modellversuch ermittelten Spannungswerte direkt in die Spannungen, die in der Hauptausführung auftreten, umrechnen.

$$\frac{\sigma_H}{\sigma_M} = \frac{P_H}{P_M}$$

Dabei ist das Verhältnis der Spannungen von Haupt- zu Modellausführung (Index H bzw. M) nur vom Druckverhältnis, nicht aber vom gewählten Maßstab abhängig.

An lastfreien Rändern oder Stellen mit bekannten Randspannungswerten kann aus den Isochromatenordnungen direkt die entsprechende Randspannung ermittelt werden. Definiert man als Nennspannung die Spannung in hinreichender Entfernung vom Einflußbereich der Stützenöffnungen, so läßt sich ein Kerbfaktor α_k bestimmen, der die Spannungsüberhöhung infolge geometrischer Diskontinuität des Bauteils beschreibt. Für verschiedene Durchmesserverhältnisse kann der Kerbfaktor dem folgenden Diagramm entnommen werden.

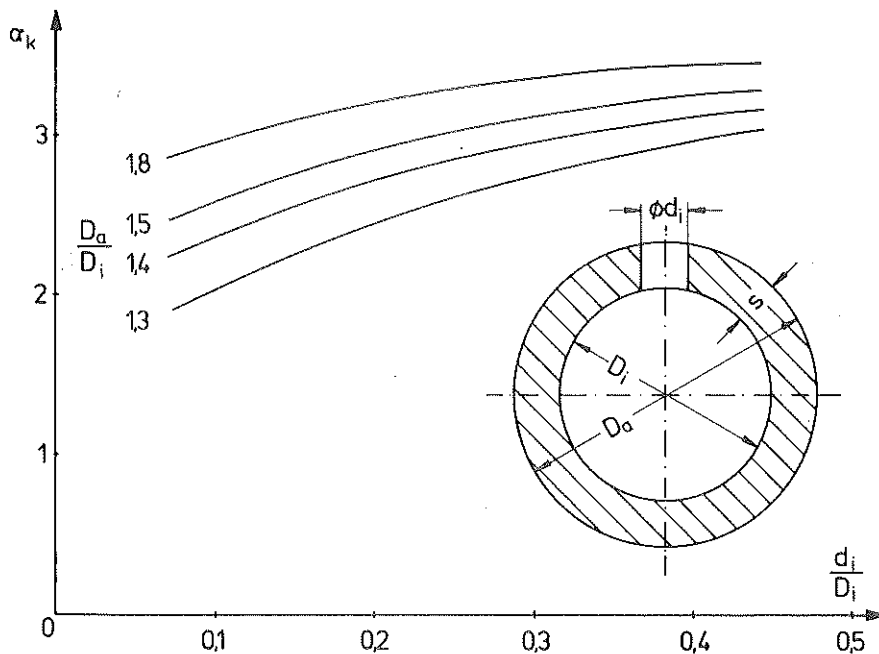


Abb.6: Kerbfaktoren für verschiedene Durchmesser-
verhältnisse nach /2/

Literatur:

- /1/ Kuske, A: Taschenbuch der Spannungsoptik
Wissenschaftl. Verlagsgesellschaft Stuttgart 1971
- /2/ Vd TÜV-Forschungsvorhaben 144
Technischer Überwachungsverein Hannover e.V.

ERMITTLUNG DER SPANNUNGSVERTEILUNG AN DER KURVENSCHLEIBE EINES CYCLO-GETRIEBES MIT DER METHODE DER FINITEN ELEMENTE

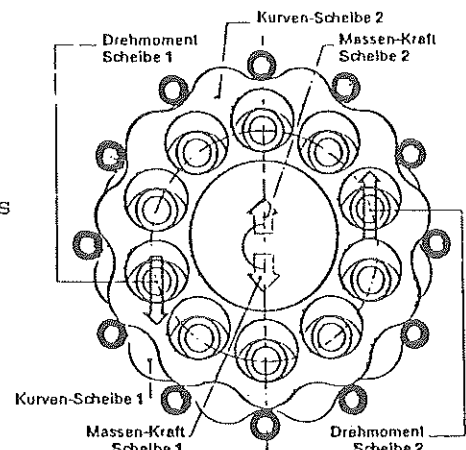
M. Mau, J. Rempel, F.-J. Villmer

1. Problemstellung

Die CYCLO-Getriebe gehören in die Gruppe der Trochoiden Getriebe, die ihre Verwendung bei der Verwirklichung sehr hoher Übersetzungen in einer Getriebe-
stufe finden. Dabei ist das CYCLO-Getriebe die wohl bekannteste Bauart der Trochoiden Getriebe. CYCLO-Getriebe zeichnen sich insbesondere dadurch aus, daß alle Bewegungsvorgänge rein rollend sind. Sie sind ferner sehr kompakt, und die Lage der An- und Abtriebswelle ist coaxial. Aufgrund dieser und weiterer Vorteile werden diese Getriebe verstärkt in fast allen Bereichen der Antriebstechnik eingesetzt.

Die Spannungsverteilung in der Kurvenscheibe ist weitgehend unbekannt. In einer Untersuchung der Kurvenscheibe mit der Methode der finiten Elemente wurde versucht, zur Klärung der Spannungsverteilung beizutragen.

Bild 1: Aufbau und Funktion eines CYCLO-Getriebes



2. Berechnung der Spannungsverteilung

Die Struktur der finiten Elemente :

Für diese Untersuchung wird das Programmsystem SAP IV benutzt. Diesem Programmsystem liegt als Theorie die Verschiebungsmethode zu Grunde. Es wird die Kurvenscheibe des Getriebes vom Typ 8-25 untersucht. Ein 120 Grad Ausschnitt dieser Kurvenscheibe wird mit finiten Elementen nachgebildet, insgesamt 800 Elemente.

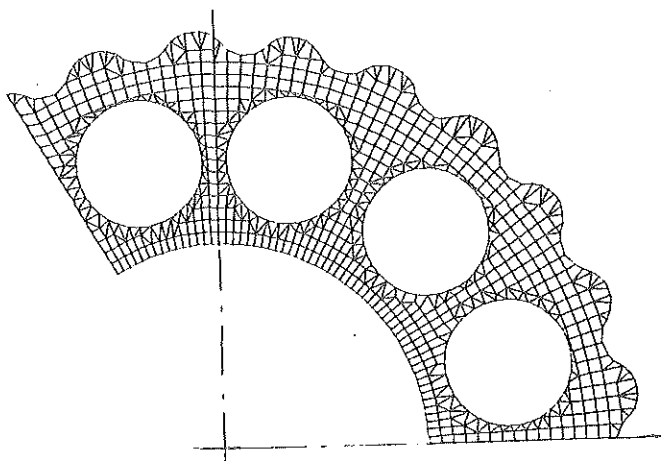


Bild 2: Zeichnung des FEM-Netzes

Bei der Erstellung der Struktur wurde besonders auf optimale Knotenpunkt-numerierung Wert gelegt, da diese die Bandbreite der Gesamtmatrix beeinflusst. Denn bei einem Gleichungssystem von über 1500 Gleichungen werden erhebliche Betriebsmittelkapazitäten und Rechenzeiten benötigt.

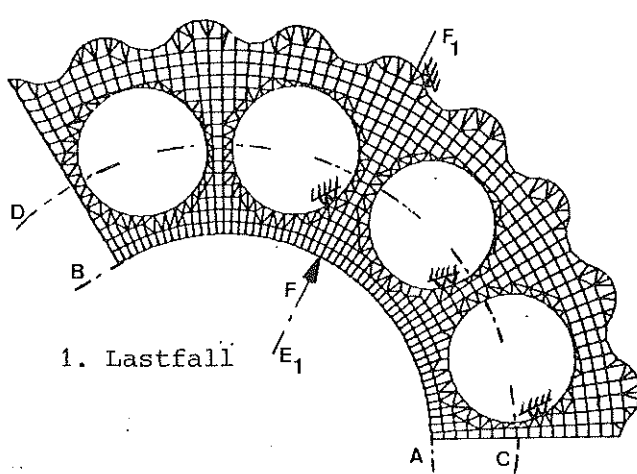


Bild 3a: Randbedingungen, Krafteinleitung und Lage der untersuchten Bereiche

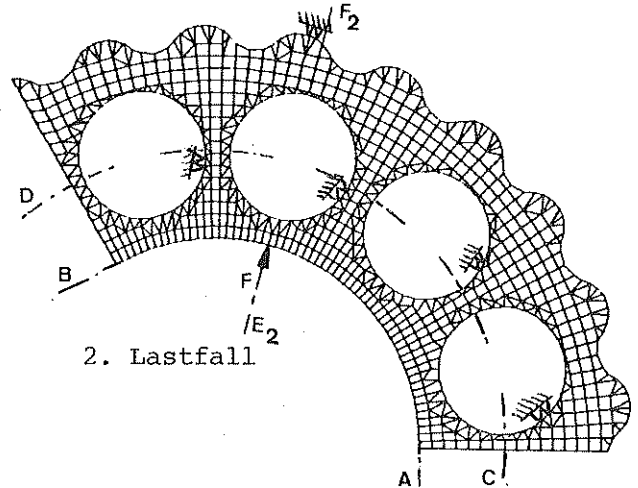


Bild 3b: Randbedingungen, Krafteinleitung und Lage der untersuchten Bereiche

- A - B Spannungsverteilung entlang der Exzenterbohrung
- C - D Spannungsverteilung entlang der engsten Querschnitte
- $E_1 - F_1$ Spannungsverteilung entlang eines Radialschnittes bei 62°
- $E_2 - F_2$ Spannungsverteilung entlang eines Radialschnittes bei 72°

3. Randbedingungen und Lasteinleitung

Den Randbedingungen werden vereinfachende Annahmen zu Grunde gelegt, wie Starrheit der Außen- und Mitnehmerbolzen gegenüber der Kurvenscheibe. Sie werden einer spannungsoptischen Untersuchung entnommen. Es werden zwei verschiedene Stellungen des Exzenters zur Kurvenscheibe untersucht. Diese zwei Untersuchungen sollen die Abhängigkeit der Spannungsverteilung von der Stellung des Exzenters zeigen. Als Belastung wird das 3,5-fache Nennmoment angenommen. Die Randbedingungen und die Lage der Krafteinleitung sind dem Bild 3 zu entnehmen. Die Schnittstellen des 120 Grad Ausschnitts sind fest eingespannt, Vergleichsrechnungen haben diese Vorgehensweise bestätigt. Im Bild 3 ist auch die Lage der Bereiche eingezeichnet, die bezüglich ihrer Spannungsverteilung untersucht werden.

4. Auswertung

Aus der Fülle der Ausgabeinformation wurden außer den oben angegebenen noch weitere Bereiche ausgewertet. Die hier aufgeführten Bereiche erlauben jedoch einen hinreichenden Einblick in die Spannungsverteilung der Kurvenscheibe.

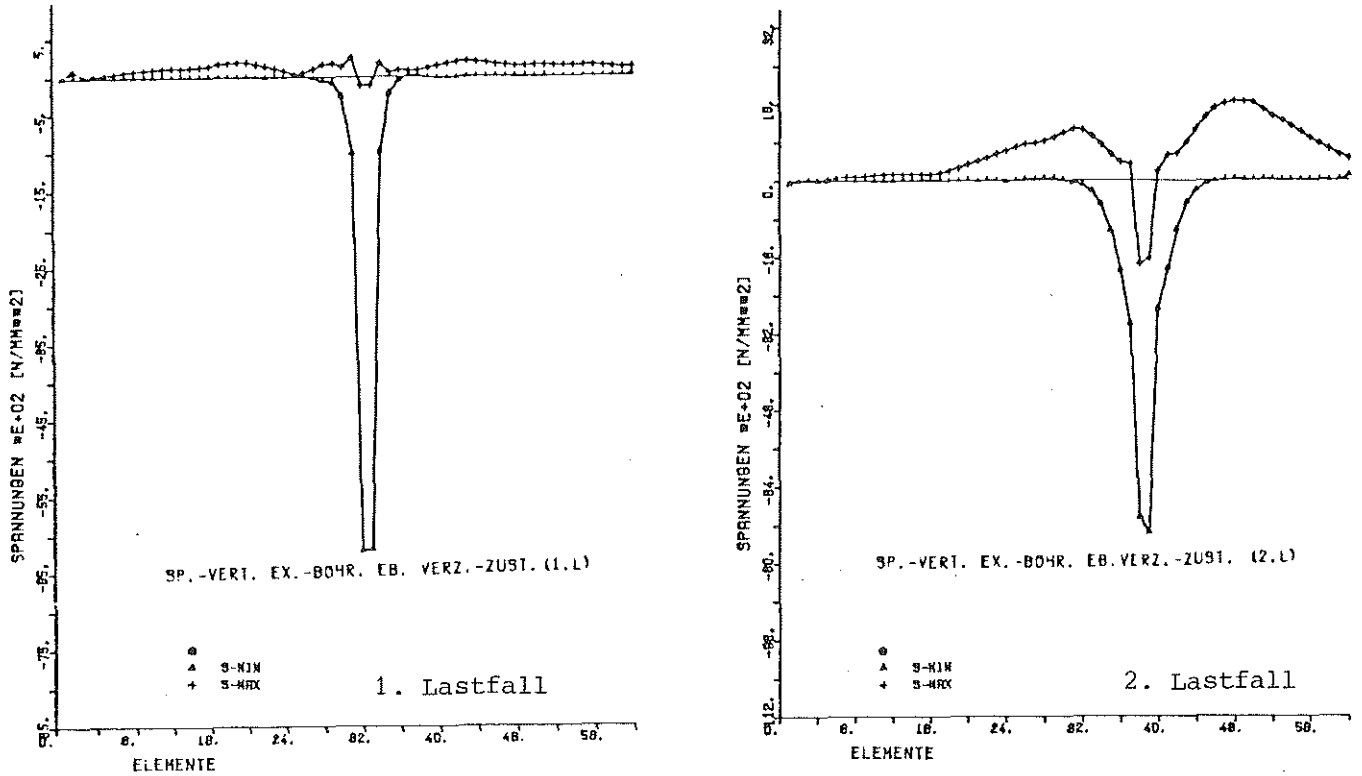


Bild 4a: Spannungsverteilung entlang der Exzenterbohrung

Die weiteren Auswertungen bestätigen nur die Erkenntnisse, die auch schon in diesen Bereichen gewonnen werden können. Die Auswertung erfolgt in Form von Diagrammen. In den Diagrammen werden die Hauptnormalspannungen S-MAX und S-MIN über den zugehörigen Elementen aufgetragen. Die beiden Lastfälle sind einander jeweils gegenübergestellt.

Die Spannungsverteilung der beiden Lastfälle entlang der Exzenterbohrung wird in Bild 4 aufgezeigt. Hier fallen besonders die hohen Druckspannungen im Bereich der Krafteinleitung auf. Sie zeigen, daß hier eine hohe Hertz'sche Pressung auftritt. Die weiteren Spannungen außerhalb der Krafteinleitungsstelle können bei der Diskussion über die Versagensarten des Bauteils gegenüber dieser hohen Druckspannung vernachlässigt werden.

Die Maximalwerte liegen im ersten Lastfall bei etwa 650 N/mm^2 und im zweiten Lastfall etwa bei 750 N/mm^2 . Diese Werte müssen allerdings, wie aus dem Kurvenverlauf zu erkennen ist, extrapoliert werden, so daß man mit noch höheren Werten rechnen muß. Die extrapolierten Werte dürften dann z.B. im zweiten Lastfall zwischen 900 und 1000 N/mm^2 liegen. Es ist auch deutlich zu erkennen, daß im zweiten Lastfall außerhalb des Bereiches der Lasteinleitung deutlich höhere Zugspannungen auftreten als im ersten Lastfall.

Im Bild 5 wird die Spannungsverteilung entlang der engsten Querschnitte gezeigt. Besonderskritisch ist der Steg zwischen den beiden Mitnehmerbohrungen.

Die maximalen Spannungen treten eindeutig in dem Steg zwischen den beiden mittleren Mitnehmerbohrungen auf. Ebenso eindeutig ist, daß der zweite Lastfall eine viel ungünstigere Belastung in diesem Bereich darstellt. Die Spannungen sind um ein Vielfaches höher. Dazu wird der im Bewegungsablauf nachfolgende Steg schon mit relativ hohen Zugspannungen belastet.

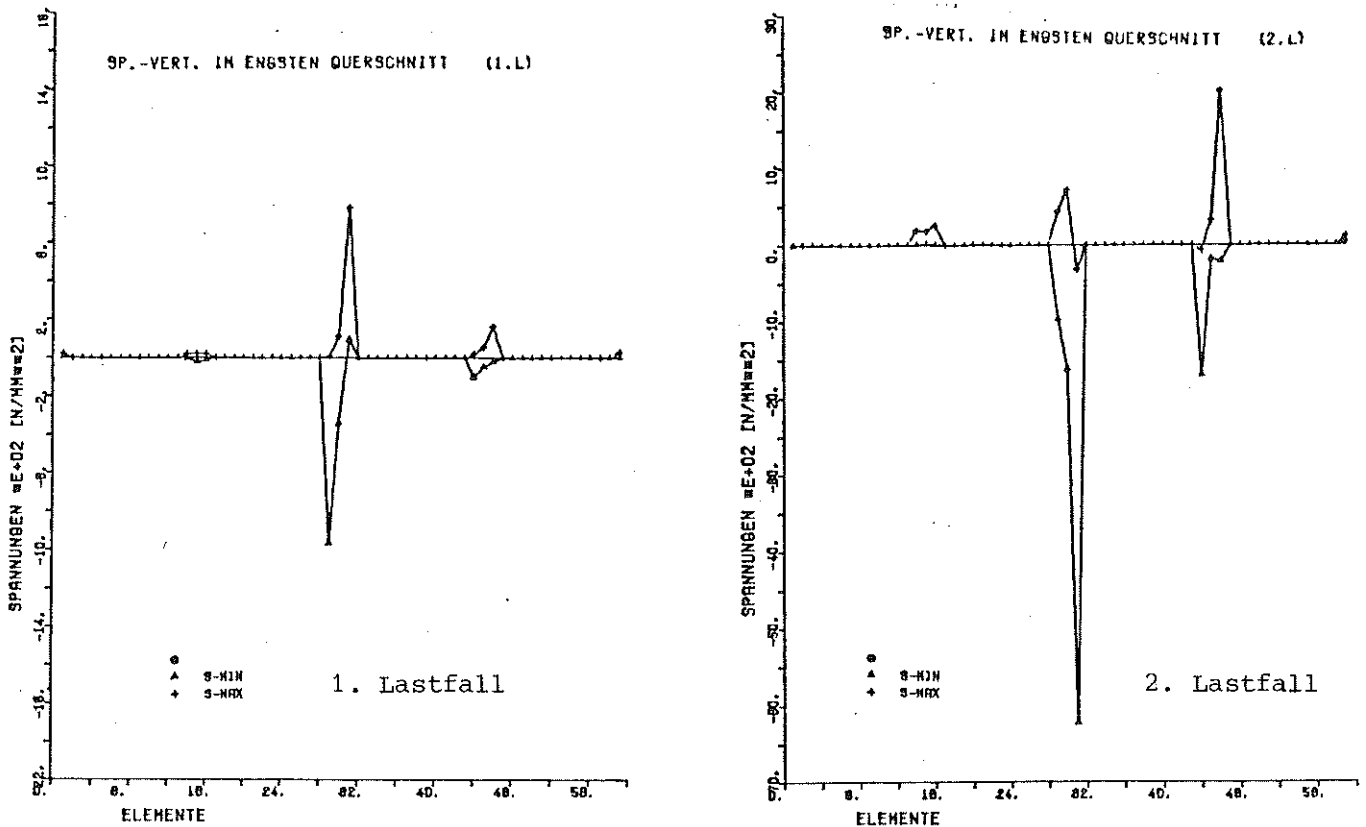


Bild 5: Spannungsverteilung entlang des engsten Querschnittes

Im Bild 6 ist ein Schnitt entlang des Radius gemacht worden. Der Schnitt ist in Richtung der eingeleiteten Kraft gelegt worden, um zu zeigen, wie die Spannungen sich mit steigendem Radius abbauen.

Beim ersten Lastfall bauen sich die Spannungen kontinuierlich mit zunehmendem Radius ab. Im achten Element, das ist ungefähr in der Mitte der Kurvenscheibe, sind sie nahe null.

Im zweiten Lastfall sind im zweiten Element hohe Zugspannungen. Das erklärt sich durch die große Deformation, wie es im Bild 7 zu sehen ist. Die Unstetigkeit ergibt sich hier durch ein zu grobes Netz. Aber auch hier sind die Spannungen am Rande der Kurvenscheibe annähernd null.

Es wird im zweiten Lastfall deutlich, daß der Steg zwischen Exzenterbohrung und Mitnehmerbohrung sehr stark belastet wird. Im ersten Lastfall können sich die Spannungen viel besser abbauen. Auch hier erweist sich der zweite Lastfall als erheblich ungünstiger. In beiden Fällen sind die Spannungen allerdings zum Rande der Kurvenscheibe nahe null.

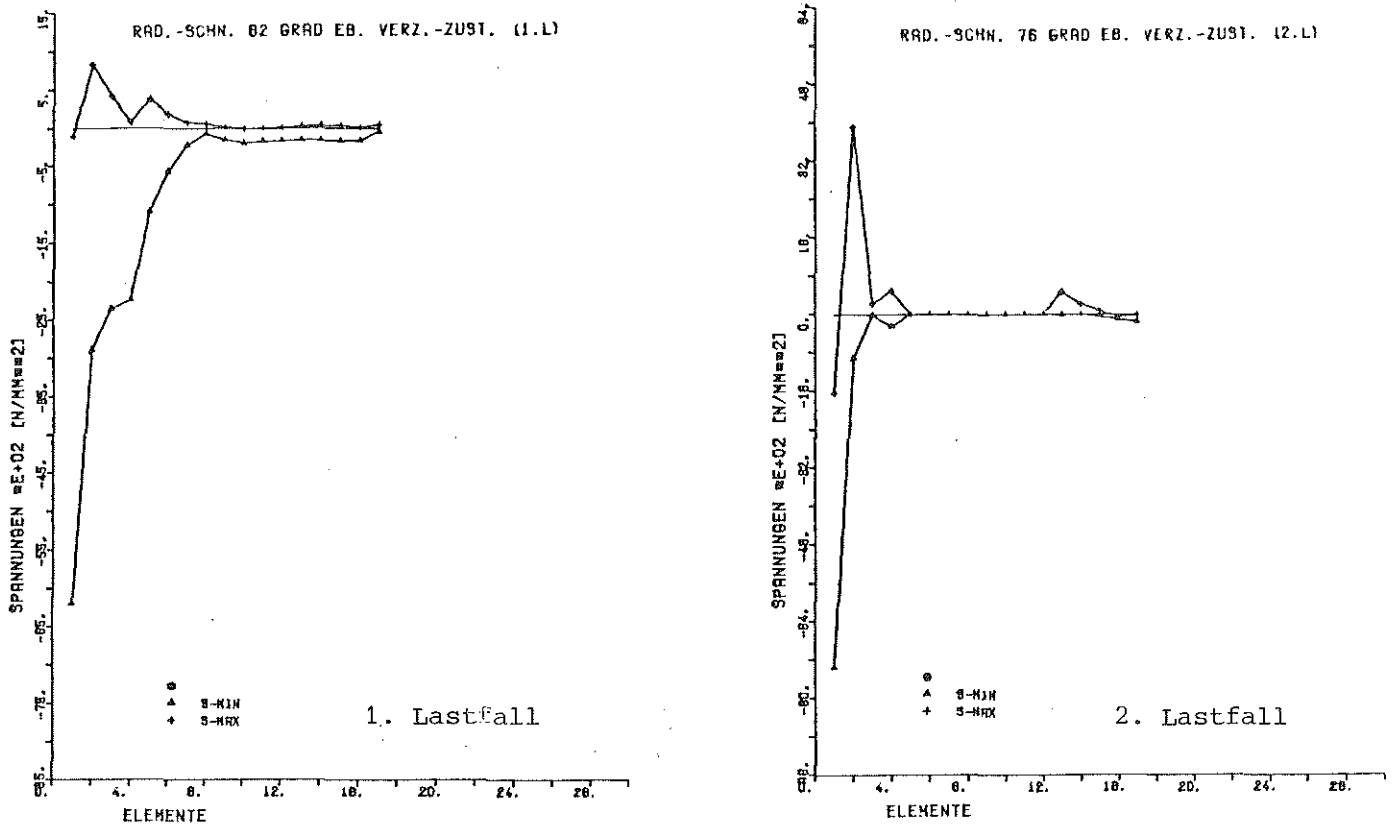


Bild 6: Spannungsverteilung entlang eines Radialschnittes

Im Bild 7 wird gezeigt, wie sich die Kurvenscheibe durch Belastung deformiert. Dazu werden die auftretenden Knotenpunktverschiebungen zu den Knotenpunktskoordinaten addiert. Die Verschiebungen wurden zur Verdeutlichung mit dem Faktor 10 multipliziert.

Die Darstellung der Verschiebungen zeigt ganz deutlich, daß die Größe der Verschiebungen abhängig ist von der Stellung des Exzenters. Die Steifigkeit der Kurvenscheibe verändert sich mit der Stellung des Exzenters. Demzufolge weist auch die Spannungsverteilung diese Abhängigkeit auf.

Weiter ist zu erkennen, daß die Verschiebungen am Außenrand der Kurvenscheibe im zweiten Lastfall größer sind als im ersten Lastfall. Das begründet sich auch in der Veränderung der Steifigkeit. Dies läßt auch den Schluß zu, daß das Tragverhalten der Kurvenscheibe nicht nur vom Lastmoment, sondern auch von der Stellung des Exzenter abhängt.

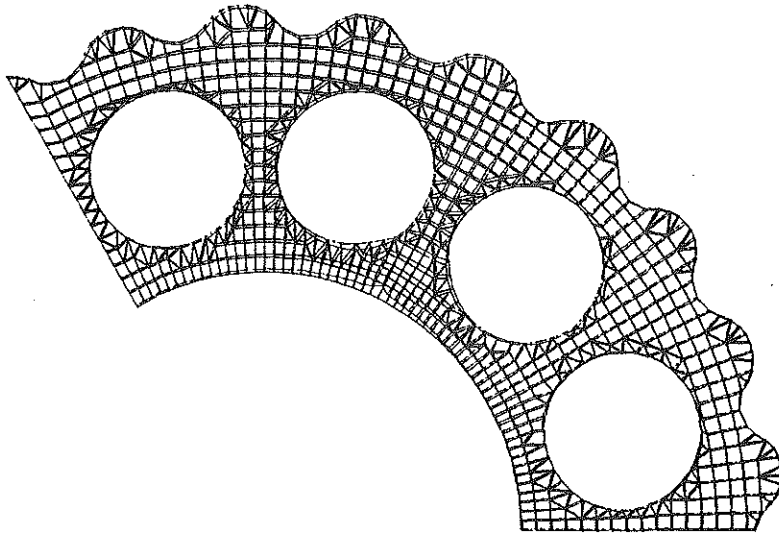


Bild 7a: Verschiebungen (1. Lastfall)

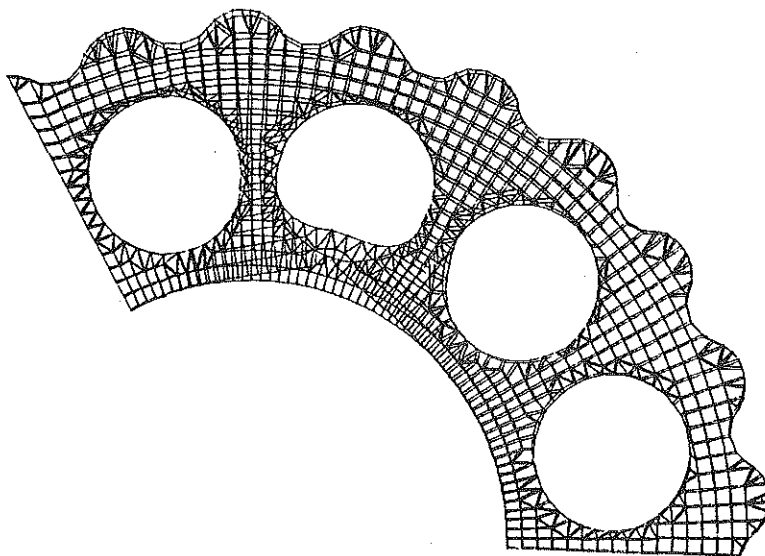


Bild 7b: Verschiebungen (2. Lastfall)

5. Bewertung der Ergebnisse

Es zeigt sich, daß in den Stegen zwischen zwei Mitnehmerbohrungen und zwischen einer Mitnehmerbohrung und der Exzenterbohrung die höchsten Belastungen auftreten. Eine mögliche Versagensart ist der Dreiecksbruch, der von den oben angegebenen Stegen begrenzt wird. Durch die hohen Druckspannungen wird die Pittingbildung begünstigt. Beide Versagensarten bestätigte die Herstellerfirma. Tatsächlich treten nach Betrieb bei stoßartiger Belastung noch höhere Belastungen auf. Die Spannungen sind dann um den Faktor 8 größer als die Nennspannung. |1|

Die Untersuchung hat ergeben, daß die Spannungen, die Verschiebungen und das Tragverhalten abhängig sind von der Stellung des Exzenters zur Kurvenscheibe. Als eindeutig ungünstige Konstellation hat sich die Stellung, in der der Kraftvektor durch den Mittelpunkt einer Mitnehmerbohrung geht, ergeben.

Literatur:

- |1| Lehmann, M. : Berechnung und Messung der Kräfte in einem Zykloiden-Kurvenscheiben-Getriebe, Diss. TU München, 1976
- |2| Phaff, van A. V. : Analyse van Excenterdrijfwerken met Cycloiden en Penvertanding, TH Eindhoven, 1978
- |3| Mau, M. : Ermittlung der Spannungsverteilung an der Kurvenscheibe eines Cyclo-Getriebes mit Hilfe der FE-Methode, Studienarbeit, TU Clausthal, 1980
- |4| Konstruktionsunterlagen der Firma Cyclo-Getriebebau Lorenz Braren GmbH, Markt Indersdorf, nicht veröffentlicht

BERECHNUNG VON TORSIONSSPANNUNGEN IN PRISMATISCHEN BAUTEILEN MIT
MEHRFACH BERANDETEN QUERSCHNITTEN

L. Schwarz

Die Größe und die Verteilung der Schubspannungen in tordierten prismatischen Stäben werden durch die Differentialgleichung

$$\frac{\partial^2 S_T}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 S_T}{\partial x_2^2} = - 2G\vartheta \quad (1)$$

beschrieben [1]. Darin bedeutet ϑ den Verdrehwinkel pro Längeneinheit des Stabes, und $S_T = S_T(x_1, x_2)$ die Spannungsfunktion. Sie stellt anschaulich einen Hügel dar, der sich über dem betrachteten Querschnitt aufspannt und dessen Gefälle den Schubspannungen proportional ist.

$$\tau_{31} = \frac{\partial S_T}{\partial x_2} \quad (2a)$$

$$\tau_{32} = - \frac{\partial S_T}{\partial x_1} \quad (2b)$$

Die Differentialgleichung (1) hat eine eindeutige Lösung, wenn alle Randwerte bekannt sind. Es läßt sich zeigen, daß die Spannungsfunktion längs jeder Randlinie einen konstanten Wert hat. Wird S_T längs der Außenkontur gleich Null gesetzt ($S_T(L_A) = 0$; Abb. 1), so sind auch die inneren Randwerte festgelegt, aber zunächst noch unbekannt.

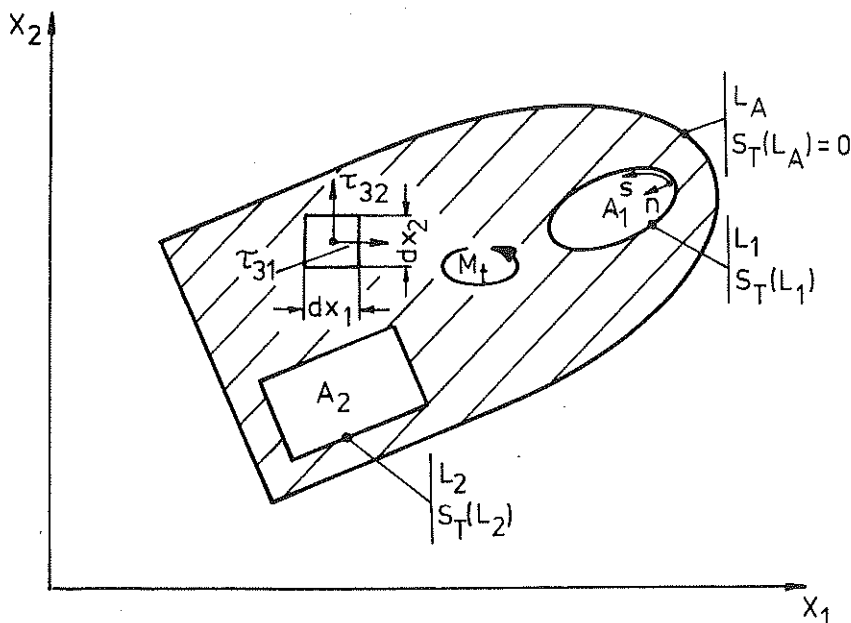


Abb.1: Bezeichnungen am tordierten Hohlquerschnitt

Die Bedingungsgleichungen zur Berechnung der inneren Randwerte lassen sich aus dem Stokesschen Satz herleiten. Danach gilt für jede innere Berandung $|2|$:

$$\oint_{(L_i)} \frac{\partial S_T}{\partial n} ds = 2G\vartheta A_i \quad (3)$$

Die Randwerte $S_T(L_i)$ sind folglich so zu bestimmen, daß die Lösung der Differentialgleichung (1) gleichzeitig die Gleichung (3) befriedigt. Diese Forderung kann durch Überlagerung von einer Partikularlösung und mehreren homogenen Lösungen erfüllt werden.

Dazu wird zunächst eine Spannungsfunktion $S_T^{(0)}$, bei der alle Randwerte gleich Null gesetzt sind, aus der Differentialgleichung (1) berechnet. Die Bedingung nach Stokes (3) wird von der Lösung im allgemeinen nicht erfüllt:

$$\oint_{(L_i)} \frac{\partial S_T^{(0)}}{\partial n} ds = k_i^{(0)} \neq 2G\vartheta A_i \quad (4)$$

($i, j = 1 \div n_A$; n_A : Anzahl der inneren Berandungen)

Anschließend werden n_A weitere Spannungsfunktionen $S_T^{(j)}$ unter der Bedingung berechnet, daß das äußere Moment $M_t = G \cdot \vartheta \cdot I_t$ gleich Null ist. Dabei erhält nacheinander jeweils ein innerer Randwert den von Null verschiedenen Wert g , während die übrigen wieder Null sind.

$$S_T^{(j)}(L_i) = \delta_{ij} \cdot g \quad (5)$$

Die Spannungsfunktionen $S_T^{(j)}$ befriedigen einerseits die homogene Differentialgleichung

$$\frac{\partial^2 S_T^{(j)}}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 S_T^{(j)}}{\partial x_2^2} = 0 \quad (6)$$

und liefern andererseits Umlaufintegrale an den Innenrändern:

$$\oint_{(L_i)} \frac{\partial S_T^{(j)}}{\partial n} ds = k_i^{(j)} \quad (7)$$

Da $S_T^{(0)}$ die Differentialgleichung (1) befriedigt und wegen Gleichung (6) muß

$$S_T = S_T^{(0)} + \sum_j Y^{(j)} S_T^{(j)} \quad (8)$$

die gesuchte Lösung für die Spannungsfunktion sein. Gleichung (3) ergibt entsprechend die Bestimmungsgleichungen für die Koeffizienten $Y^{(j)}$:

$$k_i^{(0)} + \sum_j Y^{(j)} k_i^{(j)} = 2G\theta A_i \quad (9)$$

oder

$$\sum_j Y^{(j)} k_i^{(j)} = 2G\theta A_i - k_i^{(0)} \quad (10)$$

Aus dem inhomogenen, linearen Gleichungssystem (10) lassen sich die Unbekannten $Y^{(j)}$ berechnen. Die gesuchte Spannungsfunktion S_T kann nun entsprechend Gleichung (8) aufsummiert werden. Es ist allerdings auch eine erneute Integration der Differentialgleichung (1) möglich, wobei die jetzt bekannten Randwerte zu verwenden sind (Gl. (3) und (5)):

$$S_T(L_i) = g \cdot Y^{(i)} \quad (11)$$

Der beschriebene Rechnungsgang ist ohne Einschränkung auf alle Formen von Hohlquerschnitten anwendbar. Er bietet sich daher insbesondere bei dickwandigen Hohlquerschnitten an, für die bekanntlich nur wenige Lösungen existieren [5] und Näherungen auch nur für spezielle Formen bekannt sind [6].

Bezüglich der Integration der Differentialgleichungen (1) und (6), die wohl immer numerisch erfolgen wird, muß auf die Literatur verwiesen werden. Ein besonders einfaches Integrationsverfahren wird in [3] angegeben und in [4] ausführlich behandelt. Es hat den Vorteil, auch für Rechenanlagen kleiner Zentralspeicherkapazität (20÷40 KB) geeignet zu sein.

Die in den Abbildungen 2 und 3 dargestellten Beispiele dickwandiger Hohlquerschnitte wurden mit Hilfe des oben angeführten Integrationsverfahrens berechnet. Die erforderliche Bestimmung der Umlaufintegrale erfolgte nach Umwandlung der Gleichungen (4) und (7) in Differenzgleichungen. Entsprechend wurde auch die Berechnung der Schubspannungen nach den Gleichungen (2a,b) durchgeführt.

- |1| Biezeno, C.B. und Grammel, R.
Technische Dynamik, Band 1
Springer Verlag Berlin-Göttingen, 1953
- |2| Föppl, L. und Föppl, A.
Drang und Zwang, Band 2
Nachdruck der 3. Auflage, Johnson Reprint
Corporation, New York - London, 1969
- |3| Kuske, A.
Numerische Berechnung von Spannungen in einfachen Konstruktions-
teilen mit kleinen Rechnern
Konstruktion 30 (1978), S. 185-189
- |4| Schwarz, L.
Beitrag zur Berechnung von tordierten prismatischen und rotations-
symmetrischen nichtprismatischen Bauteilen
Dissertation TU-Clausthal 1979
- |5| Weber, C.
Die Lehre von der Drehfestigkeit
Forschungsarbeiten auf dem Gebiet des Ingenieurwesens, Heft 249 (1921)
- |6| Boutteville, S. Frhr. v.
Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Torsion von
Kastenquerschnitten
Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens, Vol 3 (1932)

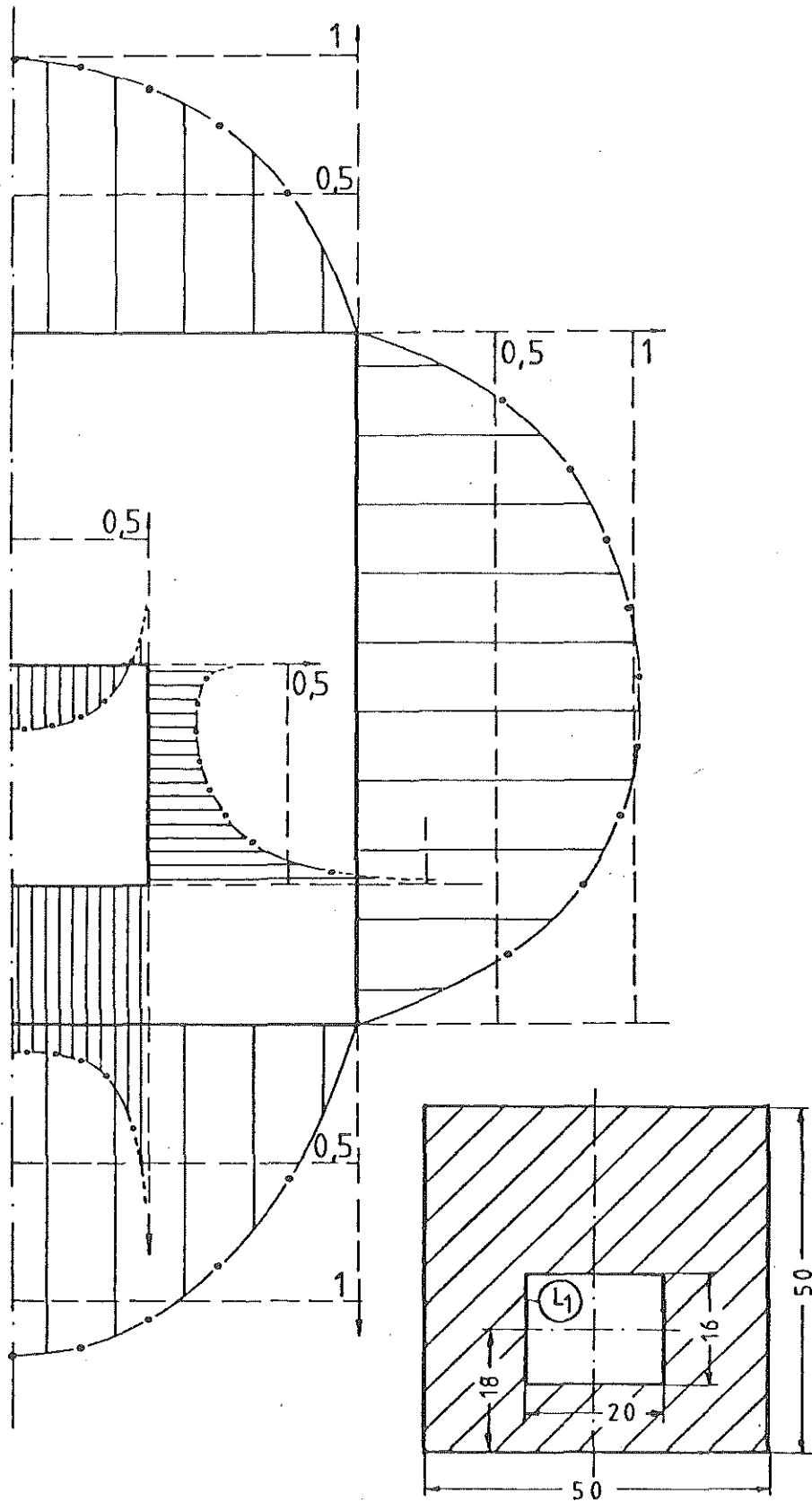


Abb. 2: Randschubspannungen eines Hohlquerschnittes mit einer inneren Be-
randung. Die Spannungen sind auf die Maximalspannung eines gleich-
großen Vollquerschnittes bezogen.

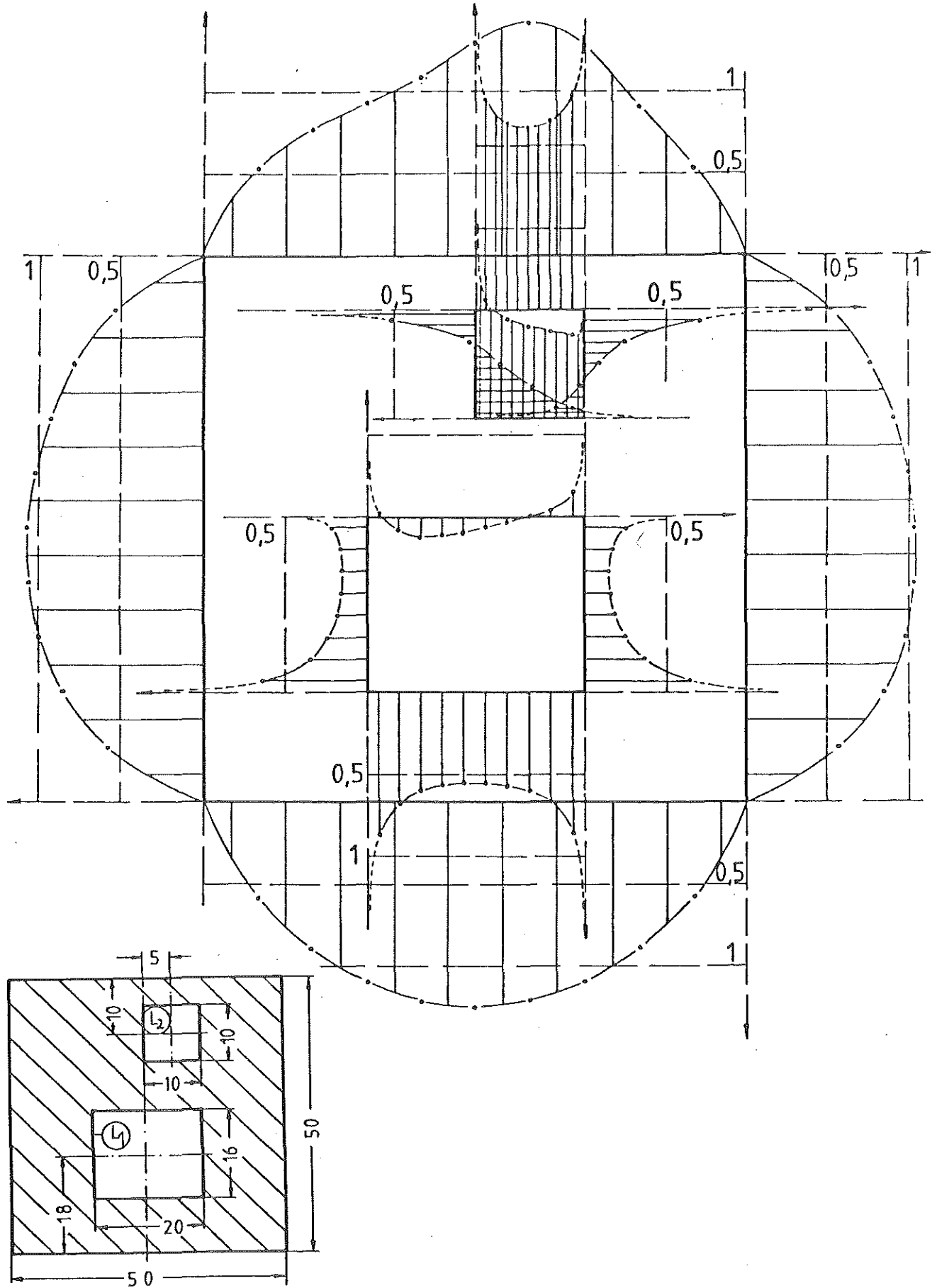
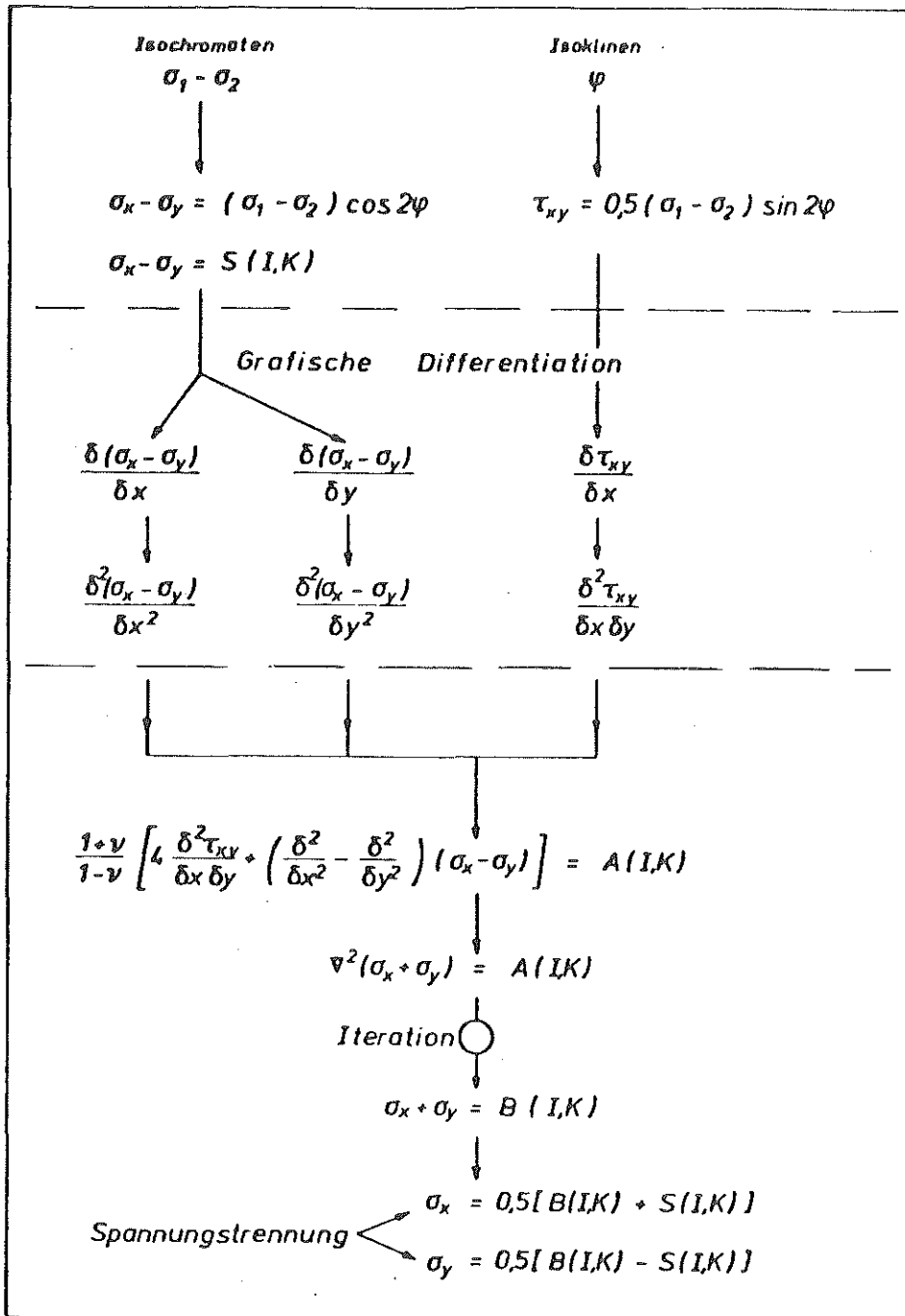


Abb. 3: Randschubspannungen eines Hohlquerschnittes mit zwei inneren Be-
randungen. Die Spannungen sind auf die Maximalspannung eines gleich-
großen Vollquerschnittes bezogen.

Spannungsoptische Untersuchung von stoßbelasteten Kragbalkenmodellen

H.-J. Steinhoff

Stoßartige Belastungen stellen in der Technik eine besonders interessante Lastart dar; vor allem der harte Stoß, d.h., für den Fall, daß die Stoßdauer kleiner als die Durchlaufzeit und die Eigenschwingungsdauer eines Bauteils ist, kann mit spannungsoptischen Methoden im Gegensatz zu direkten Berechnungen leicht untersucht werden | 1 | . Mit Hilfe der Verträglichkeitsbedingung und einer iterativen Lösung werden die Werte von σ_x , σ_y und τ_{xy} zu einem bestimmten Zeitpunkt aus den zur Verfügung stehenden Isochromaten und Isoklinen gewonnen | 2, 3, 4 | .



Ausgehend vom Rechteckbalken wurde zunächst ein konstanter Impuls $J = 2,87 \cdot 10^{-2}$ Ns aufgebracht, und bei sonst gleichbleibenden Abmessungen stetig die Balkenlänge verkürzt. Die Stoßwelle wurde am äußeren Balkenende im rechten Winkel eingeleitet. Abweichend von den durchgeführten Eigenwertberechnungen liegen die Bereiche der Biegeschwingungen etwas später, Ursache dürfte die kaum zu verwirklichende Annahme der starren Einspannung bei der Berechnung sein. Wie Abb. 1 zeigt, nimmt der Bereich der ausgeprägten Biegeschwingung stetig ab und verschwindet allmählich im Endbereich. Ebenso charakteristisch für die Beurteilung der Biegeschwingungszustände der Balken ist auch die Lage der neutralen Faser : bei langen Balken erscheint sie als langgestreckte Isochromate der Ordnung Null nahezu in der Balkenmitte, während sie mit abnehmender Balkenlänge zu einem Punkt in Richtung des Innern der Rechteckscheibe entartet. Der kurze Rechteckbalken (Länge zu Höhe etwa 1 : 0,86) dreht als Ganzes um einen Punkt im Scheibenkörper.

Bei konstantem Impuls erwies sich weiterhin, daß mit abnehmender Balkenlänge die an der Übergangsstelle maximal auftretende Ordnung anstieg. Für eine geringere Beanspruchung der Bauteile genügt es also nicht lediglich den Hebelarm der Lasteinleitung zu verringern. Zur Untersuchung dieser Ergebnisse wurde der eingeleitete Impuls in Form der Stoßmasse und der Aufprallgeschwindigkeit variiert. In Abb. 2 sind diese Zusammenhänge dargestellt.

Der Vergleich der Rechteckbalken mit Balken mit Übergangsradien bietet interessante Einblicke auf das Verhalten unter Stoßbelastung : die Welle beansprucht also einerseits den Balken mit Übergangsradius niedriger und fließt andererseits besser in die Restscheibe ab. Dabei wird deutlich, daß die Abnahme der Spitzenordnungen durch größer werdende Übergangsradien im Bereich kurzer Balken wesentlich größer ist als im Bereich langer Bauteile (Abb. 3) bei konstantem Impuls. Geringfügige Änderungen im Übergangsradius bauen bereits erheblich die Maximalordnung beim kurzen Balken ab.

Durch Untersuchung obiger Zusammenhänge konnte nachgewiesen werden, daß eine Verkürzung der Baulänge keineswegs die Beanspruchung z.B. im Kerbgrund herabsetzt, die eingeleitete Welle muß vielmehr als Energiequantum verstanden werden, und muß form- und festigkeitsmäßig bei der Konstruktion von Bauteilen Berücksichtigung finden.

Literatur

- | 1 | Kuske, A. : Spannungsoptische Untersuchung von Stoßvorgängen in Maschinen,
Ing. Digest, Band 11 (1972)
- | 2 | Kuske, A./Robertson, G. : Photoelastic Stress Analysis,
J. Wiley & Sons, 1974
- | 3 | Hrabovski, O. : Spannungsoptische Modelluntersuchungen zur Analyse der Erdbebengefährdung von Gebäuden,
Dissertation TU Clausthal, 1976
- | 4 | Steinhoff, H.-J. : Beitrag zur spannungsoptischen Untersuchung von Stoßvorgängen an variierten Kragbalkenmodellen,
Dissertation TU Clausthal, 1980

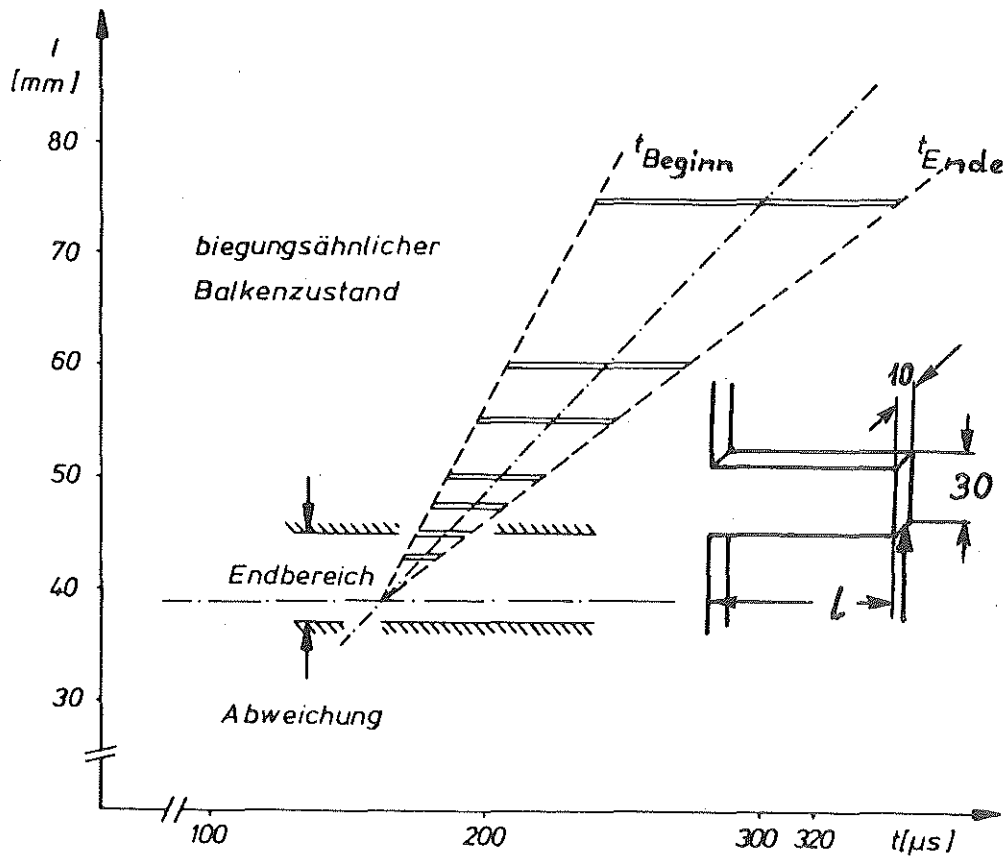


Abb. 1: Darstellung der eingeschwungenen Spannungszustände

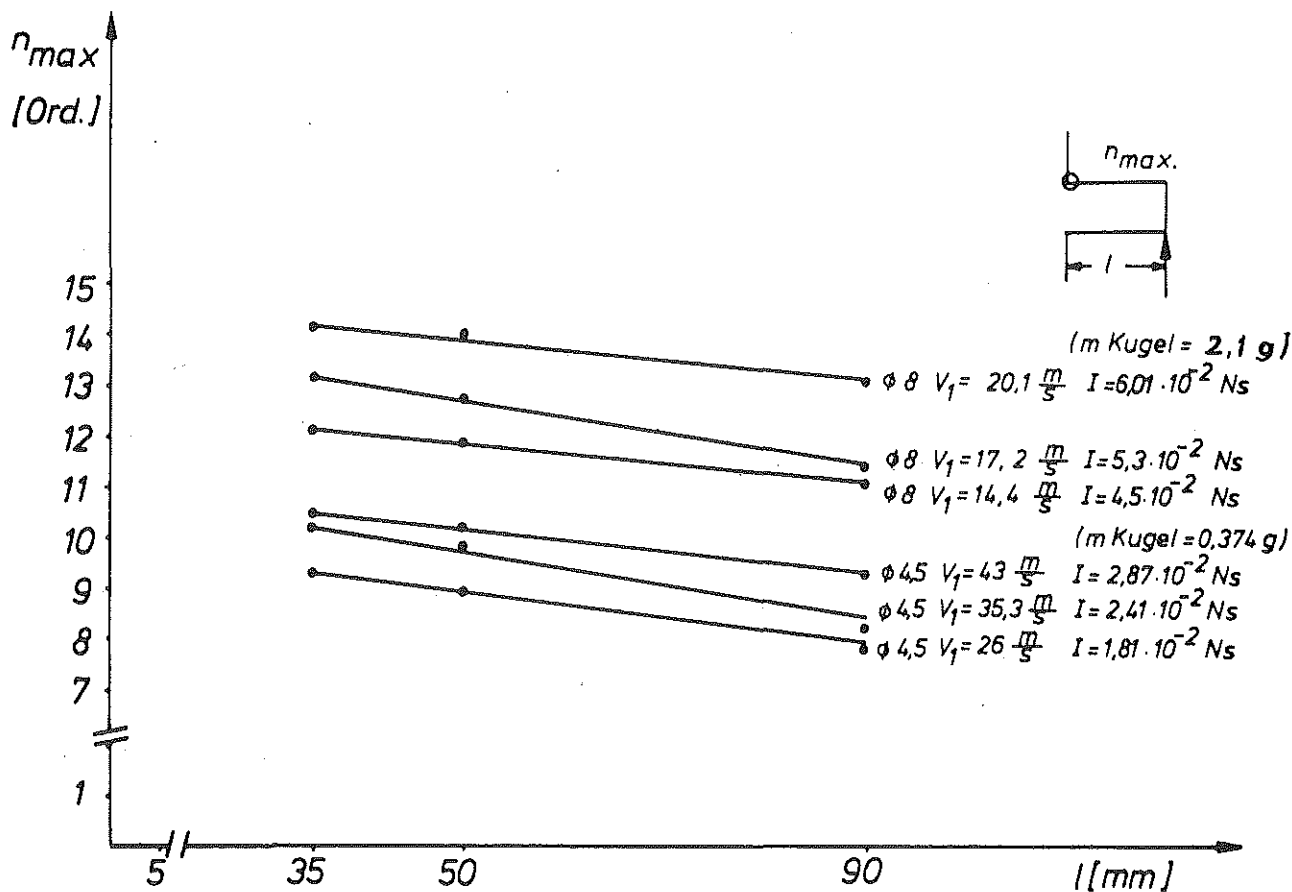


Abb. 2

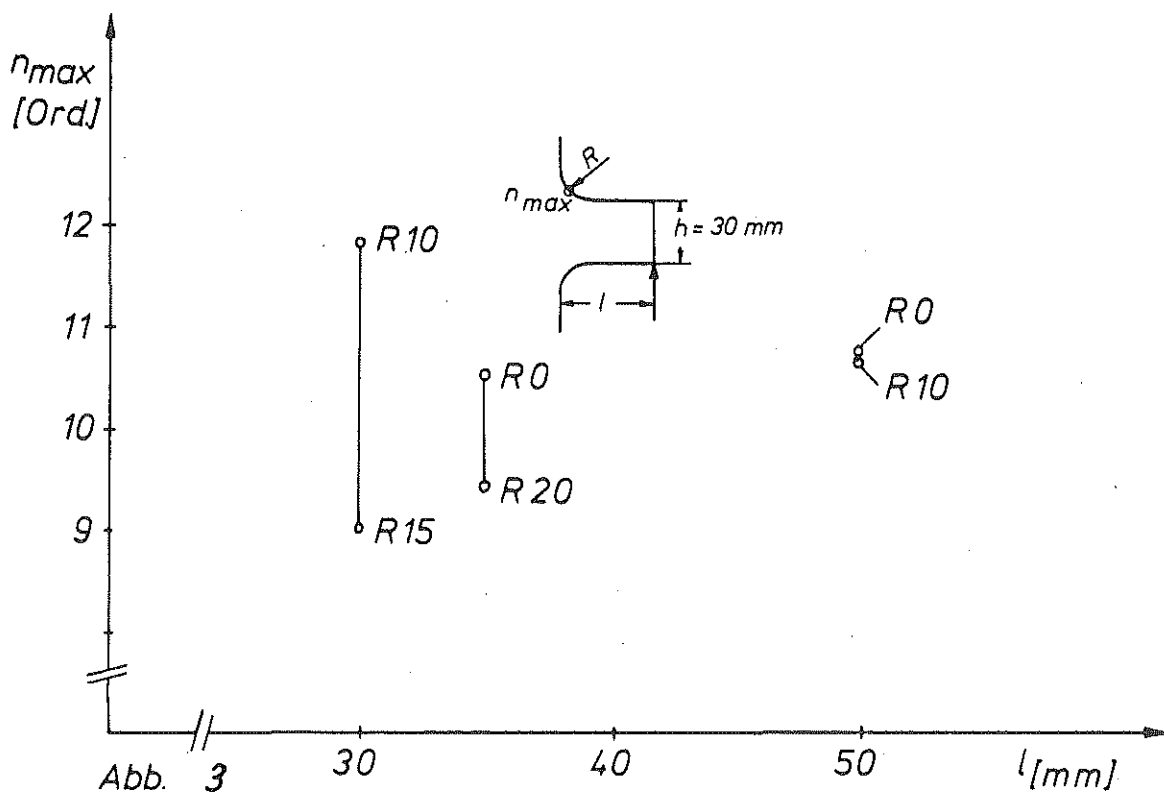


Abb. 3

VERGLEICHENDE BETRACHTUNG DER KERBSPANNUNGSANALYSE AN EINEM
WALZENSTÄNDER, DURCHGEFÜHRT MIT DER SPANNUNGSOPTIK UND DER
METHODE DER FINITEN ELEMENTE

F.-J. Villmer

1. Problemstellung

An einem Walzenständer sind zur Aufnahme einer Kraftmeßdose Ausnehmungen im Fußbett vorgenommen worden. Im Betrieb zeigten sich nun Risse, die von den Ecken bis in die Querbohrungen liefen. Am Institut für Maschinenwesen sollte nun spannungsoptisch ermittelt werden, wie hoch die maximal auftretenden Spannungen bei unterschiedlicher Geometrie des Fußbettes im Kerbbereich sind. Parallel zu diesen Untersuchungen wurden FEM-Berechnungen des gleichen Problems durchgeführt.

Es sollten drei verschiedene Geometrien untersucht werden:

1. Ursprungsform
2. Form mit Ausnehmung für Kraftmeßdose
3. Form mit Ausnehmung für Kraftmeßdose und durchlaufenden Rissen bis zu den Querbohrungen.

2. Durchführung der Untersuchungen

2.1 Spannungsoptik

Die spannungsoptischen Untersuchungen wurden an ebenen Modellen im Maßstab 1:16 bezüglich Höhe und Breite sowie 1:147 bezüglich der Dicke unter Berücksichtigung der vier Querbohrungen vorgenommen. Sämtliche anderen Bohrungen, Vorsprünge, Augen etc. wurden bei der Modellausführung nicht berücksichtigt, da sie keinen gravierenden Einfluß auf den interessierenden Bereich haben. Modellwerkstoff war Araldit B. Die Modelle wurden mit einer gleichmäßig verteilten Streckenlast belastet, die in der Hauptausführung (Originalteil) 1000 Mp entspricht. Die Modellbelastung F betrug aber gemäß den Ähnlichkeitsgesetzen 640 N. Es wurden drei Modelle hergestellt:

- a) Modell I (Ursprungsform)
- b) Modell II (mit Ausnehmung)
- c) Modell III (mit Ausnehmung und Rissen)

Zusätzlich wurde noch eine weitere Untersuchung an den drei Modellen durchgeführt, wobei die Verformung des Ständers in horizontaler Richtung behindert wurde. Dies wurde durch Einsetzen einer Aralditplatte erreicht.

2.2 F E M

Die Spannungsberechnungen wurden mit einem Rechnerprogramm durchgeführt, das die Methode der finiten Elemente benutzt. Dazu wurde ein ebenes FEM-Netz erstellt, das von einer groben Elemententeilung ausgeht und sich zum kritischen Bereich stark verfeinert. Durch Ausnutzung der Symmetrie

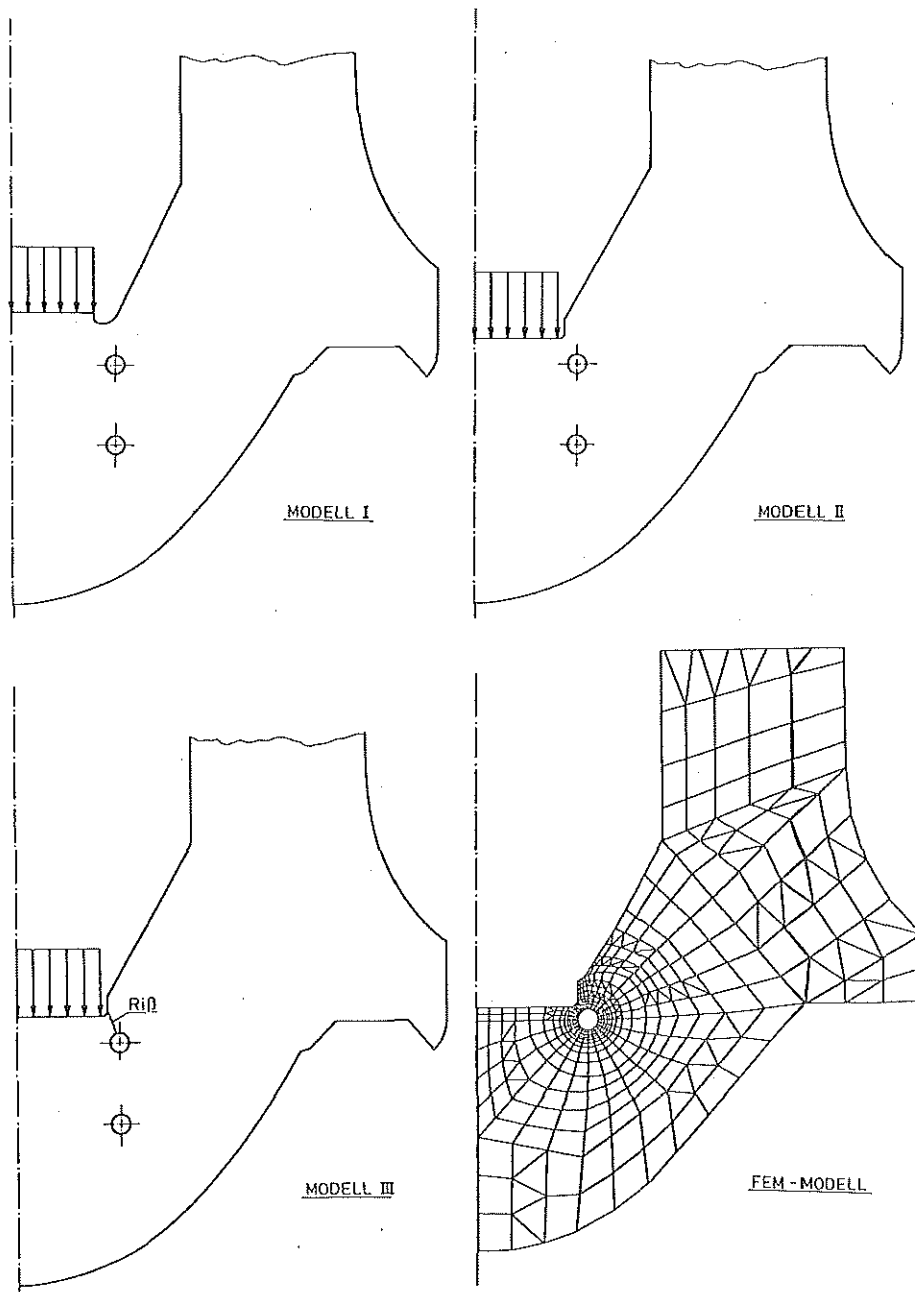
wurde im Netz nur ein halber Ständer nachgebildet. Folgende Punkte wurden bei der Berechnung berücksichtigt:

- das Eigengewicht der Struktur
- das Gewicht der Einbauelemente, die auf der Stützfläche aufliegen
- die Walzkraft, die ebenfalls auf die Stützfläche wirkt. Die Last F wurde als gleichmäßig auf die Stützfläche verteilt angenommen, wobei $F = 4000 \text{ Mp}$ beträgt.

Es wurden vier verschiedene Geometrien untersucht:

- Modell I (Ursprungsform)
- Modell II (mit Ausnehmung)
- Modell III (mit Ausnehmung und Rissen)
- Modell IV (mit Ausnehmung, ohne Risse, aber mit vergrößertem Kerbradius)

Neben den schon für die spannungsoptischen Versuche betrachteten Modellen I bis III wurde noch eine optimierte Geometrie rechnerisch untersucht.



3. Ergebnisse der Untersuchungen

3.1 Spannungsoptik

Die Ergebnisse können den Isochromaten, Linien gleicher Hauptnormalspannungsdifferenzen, entnommen werden nach der Beziehung:

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \frac{n \cdot S}{d}$$

Hierin bedeuten:

- $\sigma_1 - \sigma_2$ - Hauptnormalspannungsdifferenz (N/mm^2)
n - Isochromatenordnung (i)
S - spannungsoptische Konstante (N/mm^2)
d - Dicke des Modells (mm)

Nach den Ähnlichkeitsgesetzen gilt für die Spannungen der Hauptausführung folgende Gleichung:

$$\sigma_H = \sigma_M \cdot \frac{F_H}{F_M} \cdot \frac{l_M}{l_H} \cdot \frac{d_M}{d_H} \quad \begin{array}{l} \text{(Index M: Modell} \\ \text{Index H: Hauptausführung)} \end{array}$$

Nach Einsetzen der Abmessungen und Lasten erhält man:

$$\frac{\sigma_H}{\sigma_M} = 6,64$$

Aus den maximalen Isochromatenordnungen im Kerbgrund bzw. am Lochrand der Querbohrungen ergaben sich folgende Modellspannungen:

Modell I	: σ_{M1}	= 4,95 N/mm^2	(Kerbe)
	σ_{M2}	= 4,95 N/mm^2	(Loch)
Modell II	: σ_{M1}	= 3,85 N/mm^2	(Kerbe)
	σ_{M2}	= 4,4 N/mm^2	(Loch)
Modell III	: σ_{M2}	= 7,7 N/mm^2	(Loch)

Für die Untersuchung mit Distanzstück wurden folgende Modellspannungen ermittelt:

Modell I	: σ_{M1}	= 4,95 N/mm^2	(Kerbe)
	σ_{M2}	= 3,85 N/mm^2	(Loch)
Modell II	: σ_{M1}	= 6,6 N/mm^2	(Kerbe)
	σ_{M2}	= 3,96 N/mm^2	(Loch)
Modell III	: σ_{M2}	= 7,7 N/mm^2	(Loch)

3.2 F E M

Die Methode der finiten Elemente kann als Handwerkszeug des Ingenieurs angesehen werden, so daß in diesem Zusammenhang nur die Ergebnisse betrachtet werden. Für eine Erläuterung der Methode sei auf die einschlägige Literatur (2,3) verwiesen.

Die Berechnung liefert uns folgende Ergebnisse:

- Normalspannungen und Schubspannungen in den einzelnen Elementen
- Verlauf der Linien gleicher Hauptspannungsdifferenz (Isochromaten)
- Verschiebungen des Gitters

Die Ergebnisse ermöglichen das Bestimmen der Spannungen senkrecht zur Rißrichtung, die für die Rißausbreitung verantwortlich sind.

Es ergaben sich folgende Spannungen bei einer Last von 4000 Mp:

Modell I	:	σ_{M1}^*	=	85 N/mm ²
		σ_{M2}^*	=	107 N/mm ²
Modell II	:	σ_{M1}^*	=	128 N/mm ²
		σ_{M2}^*	=	100 N/mm ²
Modell III	:	σ_{M2}^*	=	128 N/mm ²
Modell IV	:	σ_{M1}^*	=	97 N/mm ²
		σ_{M2}^*	=	112 N/mm ²

Bei dem gewählten FEM-Ansatz besteht ein linearer Zusammenhang zwischen den Last- und Spannungswerten. Deshalb kann auf einfache Weise von einer Gesamtlast $F = 4000$ Mp auf eine Last $F = 1000$ Mp umgerechnet werden, um die Ergebnisse mit denen der Spannungsoptik vergleichen zu können.

3.3 Vergleichende Ergebnistabelle

	Spannungsoptik				F E M	
	ohne		mit		Kerb- grund	Loch- rand
	Kerb- grund	Loch- rand	Kerb- grund	Loch- rand		
Modell I	32,8	32,8	32,8	25,5	21,25	26,75
Modell II	25,5	29	43,8	26,2	32	25
Modell III	/	55,5	/	51,1	/	32
Modell IV	/	/	/	/	24,25	28

Die Maximalen Spannungen gelten für eine Gesamtlast von 1000 Mp gleichmäßig auf die Stützfläche verteilt.

4. Bewertung der Ergebnisse

Sowohl die Auswertung der spannungsoptischen Versuche als auch die der FEM-Berechnungen zeigen maximale Kerbspannungen auf, die sehr viel kleiner als die Zugfestigkeit sind. Nicht einmal die Dauerfestigkeitsgrenze gemäß Smith-Diagramm wird annähernd erreicht, muß man doch bei einem Walzenständer von dynamischer Beanspruchung ausgehen. Deshalb liegt die Vermutung nahe, daß die entstandenen Risse andere Gründe haben. Möglicherweise sind Korrosion oder Mikrorisse Ursache für die Risse. Andererseits ist es auch denkbar, daß die angenommenen Lasthöhen mit 1000 Mp bzw. 4000 Mp unter dynamischer Beanspruchung zu klein gewählt wurden.

Erstaunlich gut ist aber die Übereinstimmung in den Spannungswerten aus den beiden verschiedenartigen Untersuchungsmethoden, zumal man berücksichtigen muß, daß einige Randbedingungen und geometrische Feinheiten (Querbohrungen) nicht exakt übereinstimmen.

5. Zusammenfassung

Mehrere Modelle eines Pressenständers, der nach Änderung der Geometrie Risse zeigte, wurden sowohl spannungsoptisch als auch nach der Methode der finiten Elemente bezüglich der Kerbspannungen untersucht. Es stellte sich heraus, daß die auftretenden Spannungen nicht als Ursache für die entstandenen Risse gewertet werden können.

Dabei zeigte sich erneut, daß die ebene Spannungsoptik ein einfaches und hinreichend genaues Untersuchungsverfahren darstellt, das bei richtiger Anwendung keinen Vergleich mit komplizierten rechnerischen Methoden zu scheuen braucht.

L I T E R A T U R

- 1 Kuske, A. : Taschenbuch der Spannungsoptik,
Wissenschaftliche Verlagsgesellschaft mbH, Stuttgart (1971)
- 2 Zienkiewicz, O. C. : The Finite Element Method In Engineering
Science, McGraw-Hill, London, (1971)
- 3 Hahn, H. G. : Methode der finiten Elemente in der Festigkeits-
lehre, Akademische Verlagsgesellschaft, Frankfurt/Main (1975)

- Dietz, Peter Jahrgang 1939, studierte allg. Maschinenbau an der TH Darmstadt, wiss. Assistent am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebe der TH Darmstadt, Promotion 1971 über Berechnung von Seiltrommeln, seit 1974 Leiter der Stabsstelle Konstruktionsysteme der Pittler Maschinenfabrik AG, Langen, seit 1977 dort Leiter der Entwicklungsabteilung, seit 01.10.1980 Professor und Institutsdirektor des Institutes für Maschinenwesen.
- Barth, Hans-Jörg Jahrgang 1940, studierte Maschinenbau an der TH München und TH Darmstadt, Projektingenieur in Fa. Rodberg-Industrieanlagen GmbH Darmstadt, wiss. Mitarbeiter und später wiss. Angestellter am Institut für Maschinenwesen, Promotion 1971 über Befederung von Platten- und Kanalventilen im Verdichter, Projektingenieur in Fa. Lurgi, Frankfurt, seit 1974 wiss. Assistent und später Oberingenieur am Institut für Maschinenwesen, Habilitation 1978 für Pneumatik.
- Diekmann, Joachim Jahrgang 1944, studierte Maschinenbau an der TU Hannover, Entwicklungskonstrukteur in Fa. Siemens AG, Berlin, seit Oktober 1975 wiss. Assistent am Institut für Maschinenwesen, Promotion 1980 über spannungsoptische Analyse des Verhaltens von Rändern.
- Hirchenhain, Arnold Jahrgang 1950, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, wiss. Mitarbeiter und seit April 1978 wiss. Assistent am Institut für Maschinenwesen, Promotion 1981 über Spannungsverteilungen in Schrauben-Mutter-Verbindungen.
- Mau, Matthias Jahrgang 1957, studiert im 10. Semester allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, Studienarbeit über FEM-Berechnungen am CYCLO-Getriebe.
- Rommel, Jochen Jahrgang 1947, studierte Fertigungstechnik an der Gesamthochschule Wuppertal, Projektleiter bei den Kabelwerken Reinshagen in Wuppertal, Studium allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, Doktorand und wiss. Mitarbeiter am Institut für Maschinenwesen, Promotion 1980 über hybride Fahrzeugantriebe, seit 01.10.1981 Assistent des Technischen Leiters in Fa. Theile, Kettenfabrik, Schwerte.
- Schwarz, Ludwig Jahrgang 1943, studierte allg. Maschinenbau an der Fachhochschule des Heeres für Maschinenwesen, Darmstadt, sowie an der TH Darmstadt, Leiter der Spezialstabsabteilung Technik eines Panzerbataillons, Schwarzenbek, Inspektionschef und Lehrstabs-offizier an der Fachschule des Heeres für Technik, Aachen, wiss. Mitarbeiter und später wiss. Angestellter am Institut für Maschinenwesen, Promotion 1979 über Berechnung von Torsionsproblemen, seit 01.04.1981 Professor an der Fachhochschule Hamburg.
- Steinhoff, Hans-Joachim Jahrgang 1947, studierte Maschinenbau an der TU München, wiss. Mitarbeiter am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeuge der TU München, Konstrukteur in Fa. Knorr Bremse, München, wiss. Mitarbeiter und seit März 1977 wiss. Assistent am Institut für Maschinenwesen, Promotion 1980 über Stoßvorgänge an Kragbalkenmodellen.
- Villmer, Franz-Josef Jahrgang 1954, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.08.1980 wiss. Angestellter am Institut für Maschinenwesen.

