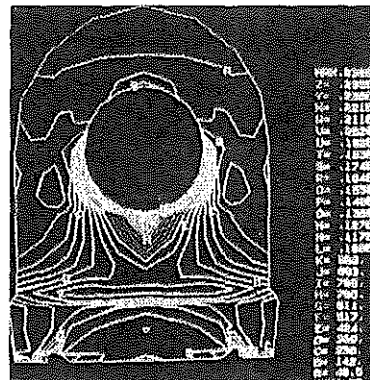
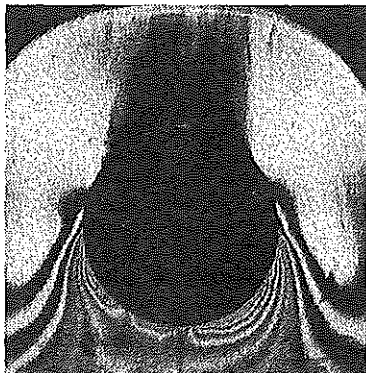
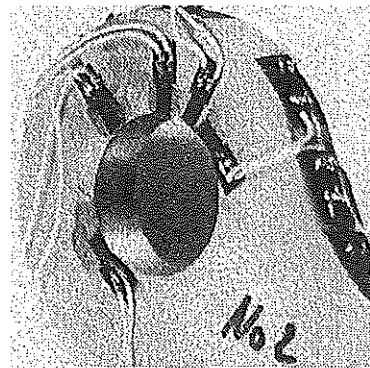
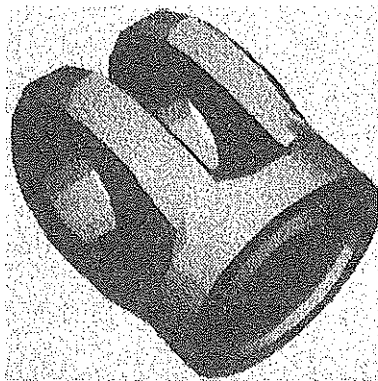
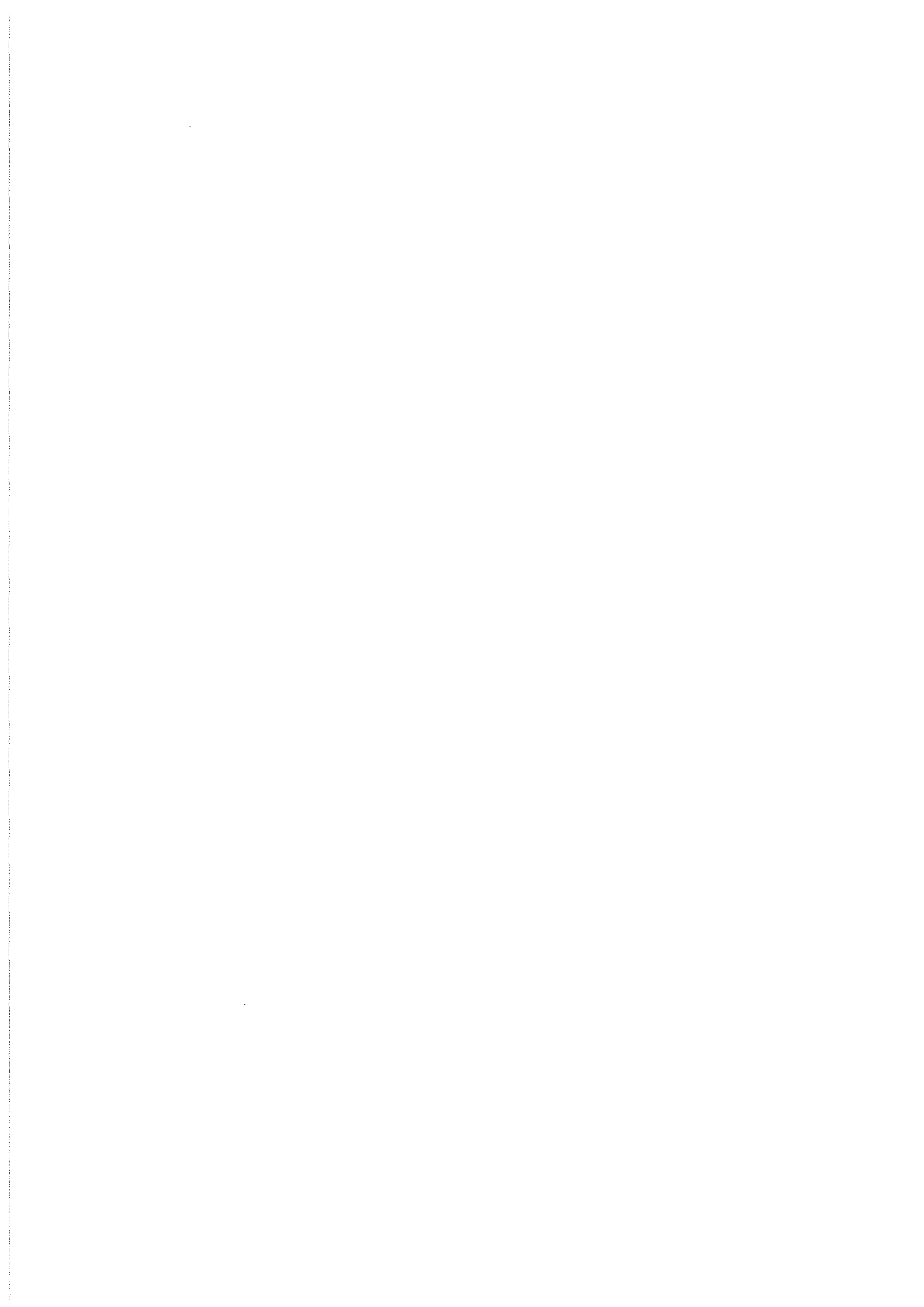


Institut für Maschinenwesen

Prof. Dr.-Ing. Peter Dietz

Mitteilung Nr. 16 (1991)





**Mitteilungen aus dem
Institut für Maschinenwesen
der
Technischen Universität Clausthal
Nr. 16
(November 1991)**

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. Peter Dietz

Redaktion und Layout: Klemens Wesolowski

Anschrift: Institut für Maschinenwesen
Technische Universität Clausthal
Robert-Koch-Str. 32
D-3392 Clausthal-Zellerfeld
Tel: (05323) 72 2270
Fax: (05323) 72 3501
Telex: tuclz d 953828

Titelbild: Hybride Festigkeitsermittlung am Beispiel einer Bolzen/Laschenverbindung mittels spannungsoptischer Untersuchungen (elasto-plastisch), mit der Methode der Finiten Elemente und durch praktische Untersuchungen an der Zugprüfmaschine (Spannungsermittlung durch Dehnungsmeßstreifen).

Inhaltsverzeichnis	Seite
Vorwort	3
P. Dietz Lehre und Forschung am Institut für Maschinenwesen	5
A. Siemieniec und S. Wolny: Dynamische Probleme beim Betrieb der Förderanlagen im Bergbau	19
U. Bock Finite-Elemente-Untersuchungen der Beanspruchung einer Treibscheibe	25
F. Rothe Untersuchungen von Kontaktproblemen mit Hilfe der Finiten-Elemente-Methode	33
R. Jakel Untersuchung des in einer Verzinkungswanne auftretenden Spannungszustands mittels der Methode der Finiten Elemente	39
R. Rübbelke Eine User-Subroutine zur Unterstützung des Post-Processings für das Finite- Elemente-System MARC	47
G. Schäfer Konstruktion einer Belastungseinrichtung für den Einsatz in Kernspintomografen	55
Z. Tan Vermessung einer Evolventenverzahnung mittels 3D-Koordinaten-Meßgerät	59
L. Tan Rutschbedingungen der durch außermittige Bohrungen geschwächten Welle- Nabe-Verbindung	63
D. Hartmann Entwurf einer Engineering Database für Fertigungsmittel	67
R. Bugow Unterstützung der Normteilverarbeitung im Unternehmen durch entwicklungs- begleitende Normung	71
U. Prengemann Die Integration der Fertigungssteuerung MAHO FS 2000 in das CIM-Labor	77
M. Holland Praxisnahe Analyse der NC-Datengenerierung	85
P. J. Kruse CAD in der Lehre: Aufbau und Konzept am IMW	91
U. Neumann Erstellung eines Variantenprogramms für Kreiselpumpen für die Aufstellungs- planung mit CAD	96
G. Deppermann Mahrotoren für hohe Umfangsgeschwindigkeiten in Feinprallmühlen	102
W. Kalliwoda Traglastprüfungen an formoptimierten Zuglaschen	107
K. Engel Einsatz optischer Feldmeßverfahren zur Analyse der Körperschalleitung in Bauteilen und Maschinenstrukturen	111
Forschungsaktivitäten des Instituts für Maschinenwesen	116
Laufende Forschungsprojekte	117
Weiteres Leistungsangebot	118
Konfiguration CAD/CAE	119
Netzwerkkonfiguration	120
Softwareausstattung	121
Prüfstände und Laboratorien des Instituts für Maschinenwesen	122
Lebensläufe	123

Vorwort

Vielleicht haben wir uns im Jubel über die glückliche Beendigung der Umbaumaßnahmen letztes Jahr zu früh gefreut - der Hörsaal macht nach wie vordem "historischen" Eindruck wie zu Beginn der ersten Lehrveranstaltungen 1930. Wir werden also vermutlich die Jahre 1992 und 1993 über den weiteren erfreulichen, aber schleppenden Umbau des Instituts an dieser Stelle zu berichten haben: Durch mehrere Aktionen in Universität und Ministerium und vielleicht durch die Hilfe der Freunde der TU Clausthal sind wir hoffentlich noch 1992 in der Lage, in einem modern und mit neuem Gestühl ausgestatteten Hörsaal modernste Lehre mit modernsten Informationstechniken zu vermitteln. Mittelpunkt ist dabei eine Video-Großprojektion, die auch mittels eines Anschlusses an unser Rechnernetz für die "hautnahe" Vermittlung von rechnergestützten Planungs-, Konstruktions- und Produktionstechniken eingesetzt wird.

Die rechnerunterstützte Ingenieurarbeit mit Lehrveranstaltungen bereits im ersten Semester hat sich im gesamten Fachbereich durchgesetzt und stellt nach der "Einführungsphase CAD" neue Anforderungen an das Institut. Die intensive Nutzung im Rechnerbereich führt dabei nicht nur zu Engpässen in der Arbeitsplatzbelegung (nach wie vor geht am Institut auch nachts in diesem Bereich das Licht nicht aus), die Ansammlung von 45 bis 50 Studenten in jedem CAD-Raum hat auch im Staatshochbauamt die Einsicht wachsen lassen, daß man in diesen Räumen für Lüftung sorgen muß. Zwar werden die Engpässe durch die Erweiterung des Gerätepools vermindert, dafür bringt uns die Beliebtheit der TU Clausthal immer mehr Studenten, die außer dem CAD-Kurs auch ihre Maschinenelementeübungen, Studien- und Diplomarbeiten, Praktika und anderes mehr in unseren Übungsräumen abwickeln.

Nach einer Einführungsphase wurde im November auch das CIM-Labor offiziell und unter Beteiligung des Vertreters der Stiftung Volkswagenwerk, Herrn Penschuk, eingeweiht und damit in den allgemeinen Lehrbetrieb überführt. Mit diesem Labor können wir anhand praktischer Beispiele den gesamten Bereich der rechnergestützten Konstruktion und Pro-

duktion (die Besonderheit liegt bei dem koordinativen "und") darstellen, wie ich dies an keiner anderen Technischen Universität kenne. Ein Artikel dieses Heftes befaßt sich mit dem Aufbau der Lehrveranstaltungen in diesem Bereich. Lehrinhalte und modernste Technik machen das CIM-Labor bei den Studenten sehr beliebt, und wir kommen dabei schon wieder in Kapazitätsprobleme bei der Betreuung der Studentengruppen.

Im Bereich der europäischen Zusammenarbeit konnten wir unsere Kontakte zur Universidad Zaragoza durch Austausch von Studierenden und durch gegenseitige Kompaktseminare auf den Gebieten der Konstruktionslehre (Dietz in Spanien) und des Konstruierens mit Polymeren (Castani in Clausthal) weiter vertiefen, mit Krakau besteht auch im Bereich der Forschungsarbeit eine enge Zusammenarbeit - Herr Kollege Siemieniec stellt auch in diesen Mitteilungen einen Beitrag. Im Rahmen der internationalen Kontakte gab es in diesen Jahre einen Austausch mit Tiflis/Georgien auf dem Gebiet der elasto-plastischen Spannungsoptik. Trotz der immer schwieriger werdenden Förderung einer Zusammenarbeit mit unseren chinesischen Partnerhochschulen konnte in diesem Jahre wesentliche Impulse für eine Einführung der Konstruktionslehre in Fuxin und Changsha gegeben werden, mit Shanghai erstellten wir einen gemeinsamen Forschungsantrag auf dem Gebiet der Lärminderung an Maschinen.

Zu den wichtigsten Schwerpunkten der Forschung an diesem Institut, dem Sonderforschungsbereich "Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen", der Zahnwellenforschung und der Schnittstellenentwicklung im CIM-Umfeld, ist aus den Ergebnissen der vergangenen Jahre ein Forschungsfeld entstanden, das sich mit der Simulation von Körperschall mit Hilfe dynamischer spannungsoptischer Methoden befaßt und so zur gezielten Gestaltung lärmarmer Maschinen führt. Unsere Mitarbeit in internationalen Normungsgremien wird diesen Bereich noch verstärken.

Nach wie vor ist unser Arbeitsfeld die Gestaltung von Maschinenteilen und Baugruppen höchster Leistungsdichte unter besonderen Beanspruchungen und konstruktiven Restriktionen. Aus den Arbeiten zur Berechnung von Bolzen-Laschen-Verbindungen, die von der DFG unterstützt werden, haben wir das Titelbild der diesjährigen Mitteilungen ausgewählt: Es soll die unterschiedlichen Methoden der experimentellen Spannungsermittlung mittels Dehnungsmeßstreifen am Originalbauteil und im spannungsoptischen Versuch und die rechnergestützten Methoden des CAD und der Finite-Elemente-Methode zur Optimierung von Bauteilen versinnbildlichen.

In diesem Sinne enthält auch dieses Heft wieder eine "lockere" Sammlung von Beiträgen der Institutsmitglieder, die sich nicht nur auf die Hauptforschungsthemen konzentrieren sondern auch kleinere Aufgaben im Institutsgeschehen beschreiben. Ich wünsche Ihnen bei der Lektüre viel Vergnügen und würde mich freuen, wenn aus dieser Anregung heraus einige technisch-wissenschaftliche Gespräche mit Ihnen entstehen.

Clausthal, im November 1991



Lehre und Forschung am Institut für Maschinenwesen

Peter Dietz

Festvortrag am 25. 10. 1991 anlässlich der 70-jährigen Bestehens des Vereins von Freunden der Technischen Universität Clausthal

Magnifizenz, Herr Jakob, liebe Freunde der Technischen Universität Clausthal, meine sehr verehrten Damen und Herren, der Festvortrag, mit dem ich heute beauftragt bin, ist eigentlich für mich eine leichte und erfreuliche Aufgabe. Während ich sonst bei wissenschaftlichen Kolloquien über die theoretischen und experimentellen Ergebnisse unserer Forschungsarbeiten berichten muß und dabei oft in zweifelnde und kritische Gesichter schaue, brauche ich heute eigentlich nur über mein Lieblingsthema, nämlich "das schönste Institut der Welt" zu plaudern und bin sicher, daß Sie als Freunde Clausthals mir in vielen Dingen zustimmen werden.

Viele - wahrscheinlich die meisten - kennen dieses Institut viel länger als ich, Sie haben eine Zeit Ihrer Jugend darin verbracht. Für manche von Ihnen war die frühere Bekanntschaft mit diesem Hause bestimmt nicht nur Glück und Sonnenschein, besonders wenn man sich mit dem Maschinzeichnen oder den Maschinenelementeübungen nicht besonders viel Mühe gegeben hatte. Dies ist bei aller Veränderung in den Lehr- und Forschungsinhalten auch in der heutigen Zeit voll erhalten geblieben. Wie Sie aber gesehen haben, haben die studentischen Verwünschungen, die auf dem auch heute noch oft mit "Maschinenschuppen" bezeichneten Hause lasten, diesem nicht geschadet. Es strahlt auch heute in vollem Glanz und ist bereit für die nächsten Generationen von Studenten.

Entstehung des Instituts

Lassen Sie uns zunächst einen Blick zurückwerfen zu den Anfängen und zu der Entwicklung dieses Institutes. Für den Studierenden der Preußischen Bergakademie zu Clausthal in allen drei vertretenen Fachrichtungen Bergbau, Eisenhüttenkunde und Metallhüttenkunde war bei der Diplomhauptprüfung das Prüfungsfach Maschinenkunde und Elektro-

technik schon immer obligatorisch. Der dafür zuständige Lehrstuhl war im Hauptgebäude unserer Hochschule untergebracht und Prof. Fritz Söchting, der die Fächer Maschinenkunde und Elektrotechnik zu vertreten hatte, fand bei seinem Amtsantritt 1912 lediglich ein leeres Zimmer, eine Holzkiste mit einer Dampfmaschine und einen bereits geplünderten Etat vor, mit dem er ein Laboratorium einrichten sollte.

Es ist also das große Verdienst Fritz Söchtings, daß er diese Gegebenheiten nicht hinnahm, sondern seine Auffassung von einer praktischen Ausbildung im akademischen Studienplan durchsetzen konnte. Ihm ist es zu verdanken, daß aus diesen bescheidenen Anfängen ein ganzes Institut geschaffen wurde, das in würdiger Weise die maschinen- und elektrotechnischen Belange des Bergbaus und Hüttenwesens vertreten konnte. Der von ihm vertretene Wahlspruch, daß "eine Ingenieurausbildung ohne Laboratoriumsübungen genauso unmöglich wie die Ausbildung von Studenten der Medizin ohne Sezieraal und Klinik" sei, ließ ihn in einem mühsamen Weg ein Labor aufbauen, das die praktische Ausbildung der Studierenden wesentlich verstärkte.

Hinzu kam in dieser Zeit nach dem ersten Weltkrieg, daß die Studentenzahlen erheblich stiegen und das Lehrgebiet erweitert werden mußte. Damit waren die zur Verfügung stehenden Räume nicht mehr ausreichend und es ergab sich der Bedarf nach einer Vergrößerung des Institutes. Söchting forderte daher energisch den Bau eines neuen Institutsgebäudes und stieß auch damit auch prompt auf Widerstand bei dem Ministerium. Da gab es z.B. die Tendenz, die Bergakademie zu schließen oder aus Clausthal zu verlegen. Aber auch nach der offiziellen Genehmigung stellte das Handelsministerium, dem die Bergakademie damals unterstand, die Geldernicht zur Verfügung. Erst als Fritz Söchting einen Ruf nach Berlin erhielt und er in einer Bleibeverhandlung die Freigabe der Mittel erzwingen konnte, wurde der Neubau des Institutes geplant und ausgeführt. Die Baugenehmigung erfolgte am 06.08.1927.

Im Frühjahr 1928 konnte endlich mit dem Neubau des Institutes begonnen werden, für den Baukosten in Höhe von 855.000 Reichsmark vorgesehen waren. Im zweiten Halbjahr 1929 konnte dann das Institut fertiggestellt und bezogen werden. Am 28.11.1931 wurde es endgültig vom preußischen Neu-Bauamt Clausthal an die preußische Bergakademie Clausthal übergeben.

Der Bau des Institutes für Maschinenkunde und Elektrotechnik war von einer für diese Zeit erstaunlich klaren und sachlichen architektonischen Ausbildung geprägt. Auch hier zeigten sich die klaren Vorstellungen Fritz Süchtings, der eindeutige, auf den Erfordernissen der Lehre beruhende Anforderungen stellte und sie auch durchsetzte. Das Gebäude wurde auf den Spittelwiesen und im gleichen Stil wie die unweit gelegene Aula und das chemische Institut gebaut. In **Bild 1** erkennt man in einer Übersichtsaufnahme die neuen Gebäude der Bergakademie einschließlich des Professorenhauses und der neuen Schwimmhalle.

Welch genaue Vorstellungen Fritz Süchting von der Ausgestaltung der Laborräume und der Durch-

führung der Versuche hatte, zeigt in **Bild 2** die Maschinenhalle, in der auf vorbereiteten Betonfundamenten die studentischen Versuche aufgebaut waren. Dies galt für die maschinenbaulichen Versuche in gleicher Weise wie für die elektrotechnischen Praktika, von denen wir in **Bild 3** ein Beispiel sehen. Auch die Vorlesungen wurden unterstützt mit praktischen Beispielen, ausgetüftelte Demonstrationsmodelle, die zum Teil noch heute im Institut zu sehen sind, wurden zur didaktischen Verstärkung der Lehrveranstaltungen angefertigt.

Weitere Entwicklung

Professor Süchting leitete das Institut 26 Jahre. Unter seiner Leitung entstanden eine Reihe wichtiger Lehrveranstaltungen, die **Tab. 1** in einer Übersicht zeigt und die damals von Fritz Süchting selbst und den Herren Dr. Vierling und Dr. Pelzer gehalten wurden. Zu den hier beschriebenen Veranstaltungen kamen in den Jahren 1937 und 1938 Weiterbildungsveranstaltungen auf Veranlassung des Reichswirtschaftsminister für höhere Beamte der Bergbehörde und bereits in der Praxis stehende

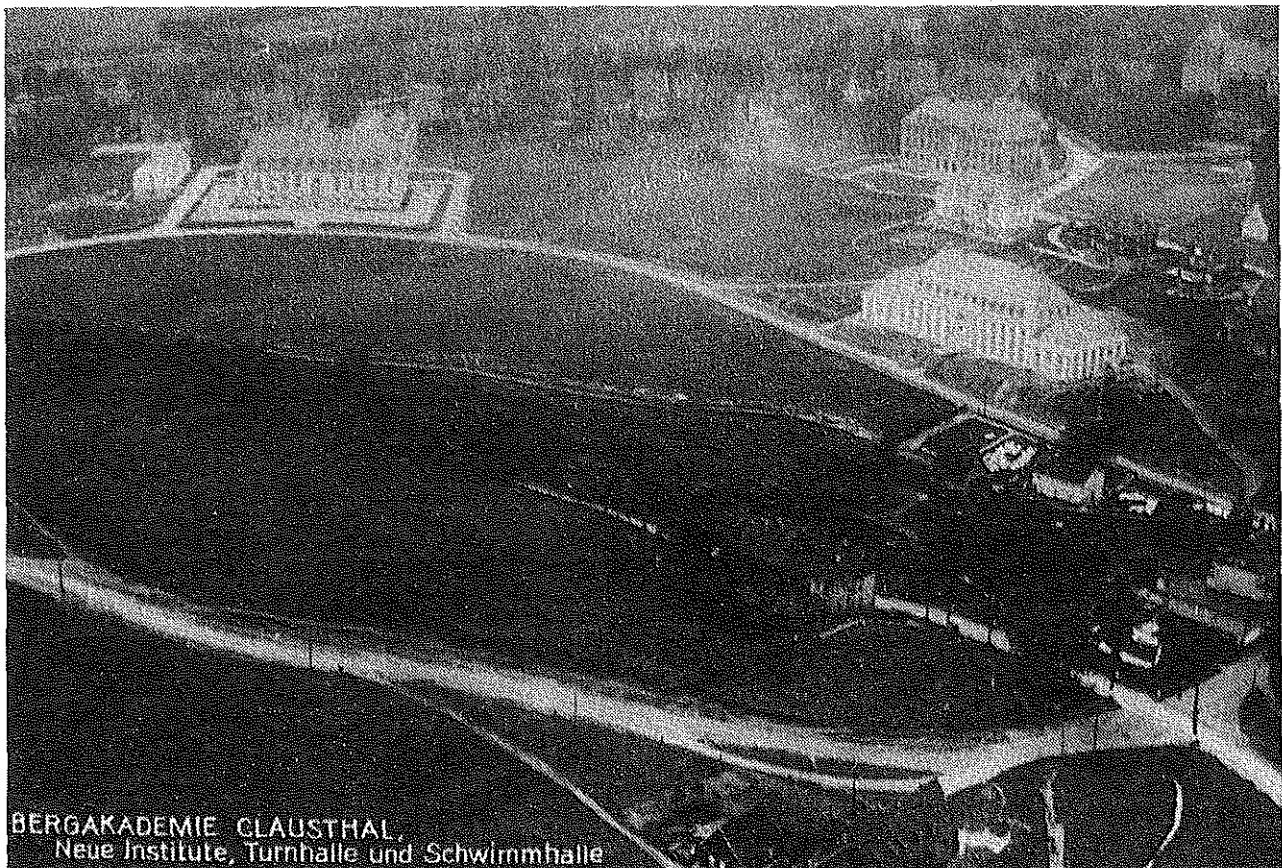


Bild 1: Übersicht über die auf den Spittelwiesen erbauten Institute und die Aula. Archivaufnahme 1930.



Bild 2: Laborhalle des Instituts für Maschinenkunde und Elektrotechnik. Archivaufnahme 1930

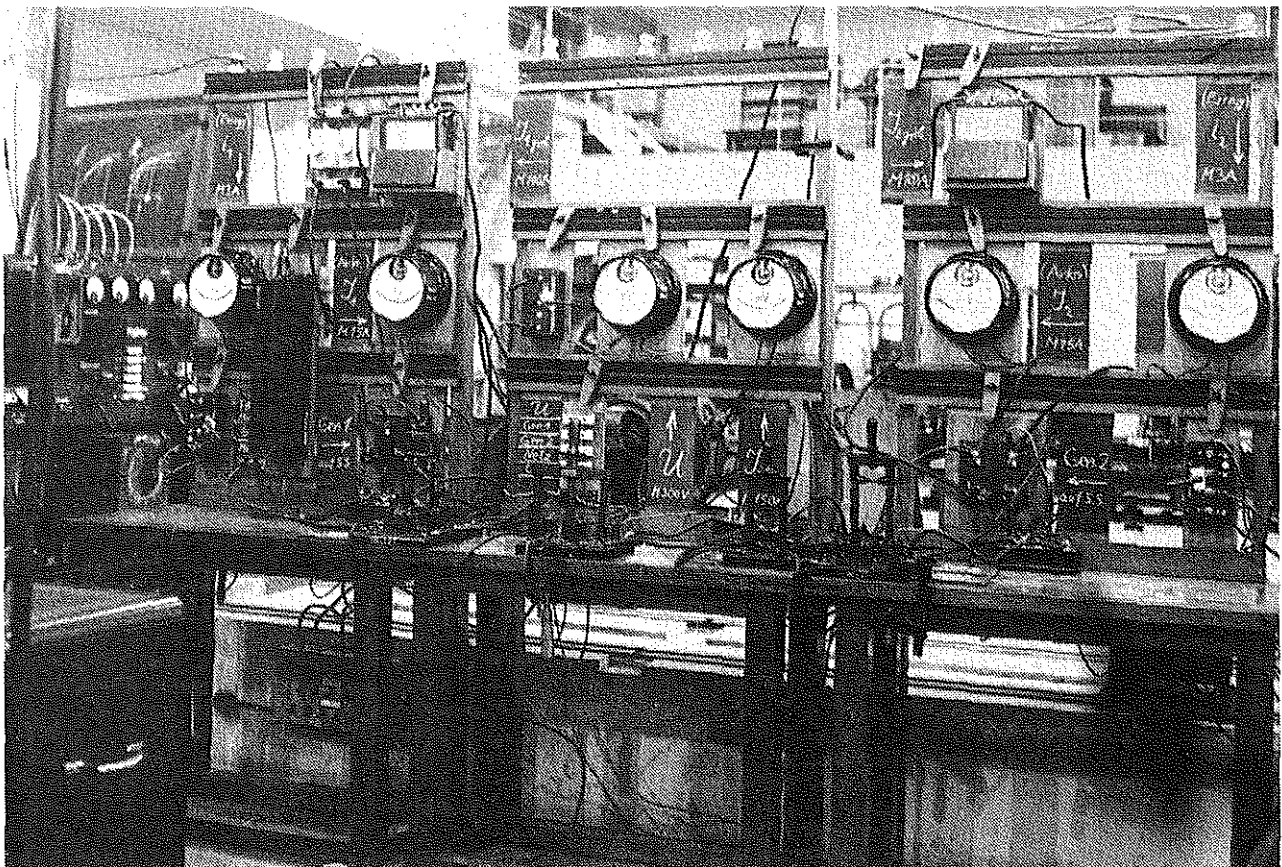


Bild 3: Elektrotechnischer Versuchsaufbau. Archivaufnahme 1930

Lehrveranstaltungen ab Studienjahr 1925/26

- Grundzüge der Maschinenkunde I und II
- Maschinenkunde I und II
- Elektrotechnik I und II
- Übungen in Maschinenzichnen
- Praktische Übungen im maschinentechnischen und elektrotechnischen Labor

Ab Studienjahr 1929/30 kamen hinzu

- Seminar zu Grundzüge der Maschinenkunde I und II
- Seminar zu Maschinenkunde und Elektrotechnik
- Bergwerksmaschinen I und II
- Hütten- und Gießereimaschinen I und II

Ab Studienjahr 1930/31

- Kraft- und Wärmewirtschaft im Bergwesen

Ab Studienjahr 1931/32

- Messungen an Bergwerksmaschinen im Laboratorium und Anlagen

Tab. 1: Erste Lehrveranstaltungen am Fritz Süchting Institut

Berg-, Hütten-, Bau- und Betriebsingenieure, hinzu die von Prof. Süchting persönlich abgehalten wurden. Als am 22. November 1938 Fritz Süchting von den amtlichen Verpflichtungen im preußischen Landesdienst entbunden wurde, setzte der damalige Rektor der Bergakademie seiner Arbeit und seinen Verdiensten ein bleibendes Denkmal, indem das von ihm mit so viel Liebe gebaute und geleitete Institut den Namen **Fritz-Süchting-Institut für Maschinenkunde und Elektrotechnik** erhielt.

Im **Tab. 2** ist eine Übersicht über den weiteren historischen Werdegang dieses Institutes dargestellt. 1938 übernahm der damalige Dozent am Institut, Dr. Bechtold, die Leitung des Institutes und wurde 1939 zum Professor ernannt. Der aktiven Arbeit von Prof. Bechtold und den engen Beziehungen zur damaligen Industrie ist es zu verdanken, daß aus dem von Prof. Süchting rein für Lehrzwecke gebauten Institut ein anerkanntes Forschungsinstitut wurde, das sich besonders im Bereich der Aufbereitung und der Gewinnung zahlrei-

1912 - 38	Prof. Dr. Ing. Fritz Süchting
1938 - 44	Prof. Dr. Ing. Bechtold
1944 - 45	Prof. Dr. Ing. Birkenbach (vertretungsweise geschäftsführender Institutsdirektor)
	Dipl.-Ing. Oden (stellvertretender Institutsleiter)
1946 SS	Dr. Ing. Kienast (kommissarischer Institutsdirektor)

Teilung der Lehraufträge Elektrotechnik und Maschinenkunde

Juni 1947	Übernahme des Lehrauftrags für Elektrotechnik durch Dr. Ing. Reinhardt (1947 - 59)
20.04.48	Neubesetzung des Lehrstuhls und Übernahme des Instituts durch Dr. Ing. Engel
1948 - 64/65	Prof. Dr. Ing. L. Engel
1967 - 80	Prof. Dr. Ing. A. Kuske
seit 1980	Prof. Dr. Ing. P. Dietz

Tab. 2: Geschichte der Institutsleitung*Konstruktive Entwicklung, Experimentelle und theoretische Untersuchungen sowie Normungsarbeit auf den Gebieten*

- Verfahrensentwicklung Magnetscheider-Aufbereitungsanlagen
- Elektromagnetische Bohrhämmer
- Strebausbau und Grubenstempel
- Kettenförderer
- Schwingförderrinnen

Tab. 3: Forschungsschwerpunkte 1943, Prof. Bechtold

che Verdienste erwarb (**Tab. 3**).

1944 kam Prof. Bechtold bei einem Tieffliegerangriff im Ruhrgebiet anlässlich einer Dienstreise ums Leben. Das Institut war verwaist und wurde dann vertretungsweise von den Ingenieuren und Oberingenieuren Oden, Kienast und Glöckner geleitet, Prof. Birckenbach übernahm damals nach dem Tode Bechtolds vertretungsweise die Geschäfte

des Institutsdirektors. Lassen Sie mich mit einem Foto aus der Gründungszeit des Institutes diesen Teil meines Berichtes abschließen. **Bild 4** zeigt die Mannschaft des Institutes anlässlich eines Seminars. Auf der linken Seite erkennen Sie den Gründer des Institutes, Prof. Süchting. Eine weitere Person möchte ich hier herausgreifen, nämlich den damaligen Dipl.-Ing. Oden, der zum Kriegsende hin die Leitung des Instituts wahrnahm. Herr Oden lebt hier noch in Clausthal und hat anlässlich seines 90. Geburtstages am 27. Juni dieses Jahres das Institut noch einmal besucht.

Von den Kriegereignissen blieb das Institut zum Glück relativ gut verschont. Außer einer zwischenzeitlichen Nutzung des Hörsaals als Hilfslazarett und der Einquartierung von Clausthaler Bürgern hat das Gebäude den Krieg gut überstanden. Die Bergakademie war allerdings nach dem Zusammenbruch 1945 bis zum April 1946 geschlossen. Den langsamen Beginn und die ersten Aktivitäten in der Lehre zeigt **Tab. 4**. Es wurden zunächst wieder die Grundlagenfächer Maschinzeichnen, Maschinenelemente, Elektrotechnik und Maschinenkunde aufgenommen, denen die Praktika an-

Ab Sommersemester 1946:

- Maschinzeichnen I und II
- Maschinenelemente I und II
- Maschinenkunde I und II
- Praktikum für Maschinenkunde und Elektrotechnik
- Seminar Maschinenkunde und Elektrotechnik

Ab Sommersemester 1948:

- Elektrotechnik im Bergbau
- Maschinenkunde III

Ab Wintersemester 1949/50:

- Elektrotechnik im Hüttenwesen

Am 1.5.1947 wurde die Lizenz als Forschungsinstitut von der Militärregierung erteilt

Tab. 4: Aufnahme der Lehrveranstaltungen nach dem Krieg

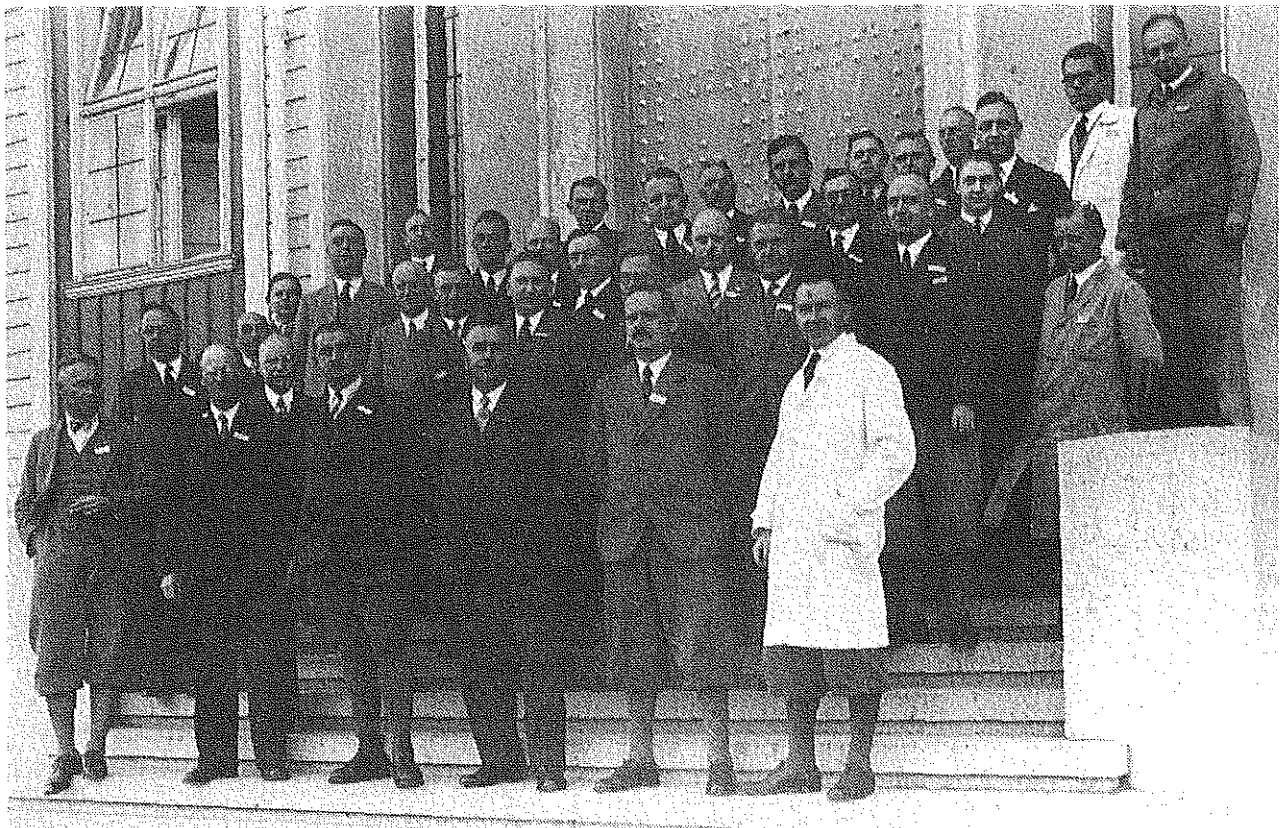


Bild 4: Teilnehmer an einem Seminar. Archivaufnahme um 1932

geschlossen waren. Hinzu kamen dann in den Jahren 1948 und 1949 spezielle Vorlesungen im Bereich des Bergbaus und des Hüttenwesens. Ab Mai 1947 durfte das Institut wieder aktiv an der Forschung teilnehmen und nach der Zeit der kommissarischen Leitung durch Mitarbeiter des Institutes wurde im April 1948 Prof. Dr.-Ing. Ludolf Engel berufen. Kurz vorher war mit einem eigenen Auftrag für Elektrotechnik das Aufgabengebiet des Institutes neu geordnet. Den elektrischen Teil übernahm Herr Dr. Reinhardt mit einem Lehrauftrag.

Ab dem Jahre 1949 trat mit dem Schub von Studenten nach dem zweiten Weltkrieg für das Institut eine neue Zeit hoher Belastung in der Lehre und ein Aufbau der Forschung mit den Aktivitäten von Herrn Prof. Engel ein, der in einer engen Zusammenarbeit mit der Stiftergemeinschaft für Grundlagenforschung Druckluftwerkzeuge eine Reihe auf die Praxis bezogener Forschungen durchführte.

1960 erfolgte mit der Gründung des Institutes für Elektrotechnik auch die organisatorische Trennung von Maschinenwesen und Elektrotechnik. Mit der Aufnahme des Studienbetriebes in der neu geschaffenen Studienrichtung Maschinenbau wuchsen die Lehraufgaben so, daß eine weitere Aufgabenteilung erforderlich wurde. So übernahm 1967 Prof. Kuske nach dem Ausscheiden von Prof. Engel die Leitung des Fritz-Süchting-Institutes für Maschinenwesen, Prof. Griese die des neu geschaffenen Institutes für Hüttenmaschinen.

Mit der Berufung von Prof. Kuske ergab sich auch eine Verschiebung der Forschungsschwerpunkte. Während Prof. Engels Forschungsinteressen der maschinellen Anlagentechnik und besonders intensiv dem Gebiet des Gesteinsbohrens galt, widmete sich Prof. Kuske schwerpunktmäßig dem Gebiet der experimentellen und numerischen Festigkeitsermittlung und -beurteilung. Durch die Arbeiten von Kuske wurde es erstmals möglich, dreidimensionale Spannungszustände im Inneren von Bauteilen durch modellstatische Versuche quantitativ auszuwerten. Das führte nicht nur zu einer Revolution in der praktischen Anwendung der Elastizitätslehre, hier wurde auch eine Methode der experimentellen Spannungsanalyse begründet, die in ihrer Genauigkeit, in der Sicherheit ihrer Aussagen

und in der Einfachheit ihrer Durchführung bis heute nur schlecht zu übertreffen ist.

Nach der Emeritierung von Prof. Kuske wurde 1980 mit mir ein neuer Leiter des Institutes berufen, der weder dem Bergbau besonders verhaftet war noch sich vorher intensiv mit Spannungsoptik befaßt hatte. Zu den organisatorischen Veränderungen seit dieser Zeit kann ich folgendes berichten:

1. Nach einer gewissen Übergangszeit ist dieses Institut nun ein reines Institut für Maschinenwesen und nicht noch Außenstelle weiterer anderer Institute. Das gibt uns die Möglichkeit, auch für die studentische Ausbildung und in der Erweiterung unserer Forschungsarbeiten großzügig zu planen.
2. Mit Unterstützung durch die Hochschulleitung und die Landesregierung ist es gelungen, den Umbau des Institutes auf den heutigen Stand und die Renovierung mit einem Aufwand, der insgesamt ca. 2,3 Millionen DM sein wird, voran zu treiben.

Lehre und Forschung, Übersicht

Natürlich hat sich mit der Berufung eines Institutsleiters aus dem allgemeinen Maschinenbau mit dem Schwerpunkt der Konstruktionstechnik und der Werkzeugmaschinenkonstruktion auch die wissenschaftliche Struktur des Institutes etwas geändert. Unser Angebot in der Lehre sieht heute wie folgt aus (Tab. 5):

Traditionsgemäß werden vor dem Vorexamen das Technische Zeichnen und die Maschinenelemente gelehrt, wobei wir den Studierenden in Maschinenbau und Verfahrenstechnik eine andere - aufwendigere - Vorlesung zugedeihen lassen als den Studierenden für Bergbau und Hüttenwesen. Nach dem Vorexamen wird die Konstruktionslehre und die Konstruktion von Werkzeugmaschinen von mir gelesen, Herr Barth als wissenschaftlicher Oberrat und Professor dieses Institutes führt die Tradition der pneumatischen Antriebstechnik und Schaltungstechnik weiter. Eine Reihe weiterer Veranstaltungen wird durch Lehrbeauftragte geboten. So konnten wir den Direktor des DIN, Herrn Prof. Reihlen, für die Vorlesung Technische Normen gewin-

Hochschullehrer des Instituts:

- Technisches Zeichnen (Dietz, MA)
- Maschinenelemente I, II und III für Studierende Maschinenbau und Verfahrenstechnik (Dietz)
- Entwürfe Maschinenelemente für Studierende Maschinenbau und Verfahrenstechnik (Dietz, MA)
- Maschinenelemente I und II für Studierende Bergbau, Werkstoffwissenschaften und Chemieingenieurwesen (Barth)
- Konstruktionslehre I und II (Dietz)
- Konstruktion von Werkzeugmaschinen (Dietz)
- Pneumatische Antriebstechnik (Barth)
- Fluidische Schaltungstechnik (Barth)
- Seminar Maschinenwesen (Dietz, Barth)

Lehrbeauftragte:

- Technische Normung (Reihlen)
- Experimentelle Festigkeitsermittlung (Hirchenhain)
- Praktikum Spannungsoptik (Dietz, MA)
- CIM im Maschinenbau (Müller)
- Praktikum CIM (Dietz und MA)
- Zerkeleinerungs- und Klassiermaschinen (Höffl)

Tab. 5: Lehrveranstaltungen WS 1990/91 und SS1991

nen, Herr Prof. Hirchenhain liest die Experimentelle Festigkeitsermittlung, dem Bereich der Rechneranwendung im Fertigungsbereich widmet sich Herr Dr. Müller und schließlich haben wir in Zusammenarbeit mit der Bergakademie Freiberg eine Vorlesung von Prof. Höffl über Zerkleinerungs- und Klassiermaschinen. Damit haben wir ein Lehrangebot, daß sich an die Studenten des Maschinenbaus und der Verfahrenstechnik richtet, wobei die traditionellen Gebiete dieses Institutes zumindest in Spezial-Lehrveranstaltungen erhalten bleiben.

Ähnlich hat sich die Forschungsarbeit des Institutes entwickelt. Die jetzigen Forschungsschwerpunkte befassen sich mit klassischen Maschinenelementen, vorwiegend im Bereich der Verbindungstechnik, mit dem rechnergestützten Konstruieren und Fertigen, wobei der interessante Bereich für uns genau auf der Schnittstelle zwischen Konstruktion und Fertigung liegt. Die Spannungsoptik von Prof. Kuske wird in einigen sehr interessanten Forschungsvorhaben zur Beurteilung stoßbelasteter Bauteile und im elasto-plastischen Bereich wei-

tergetrieben. Als neues Gebiet hinzugekommen ist die Maschinenakustik, die gerade im Bereich der pneumatischen Antriebstechnik einige interessante Forschungsthemen liefert. Besonders zu erwähnen ist ein Sonderforschungsbereich, für den dieses Institut das Sprecherinstitut ist und das sich mit der Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen befaßt. **Tab. 6** gibt einen Überblick über die zur Zeit bearbeiteten Forschungsvorhaben und ihre Förderung.

Generell kann man sagen, daß das Institut, auch aus der Tradition von Prof. Kuske heraus, sich der Konstruktion und Gestaltung von Maschinen und Maschinenteilen unter hohen, vorwiegend mechanischen Beanspruchungen widmet. Neben den beiden Professoren Dietz und Barth sind zur Zeit 18 wissenschaftliche Mitarbeiter beschäftigt, von denen nur 3 aus regulären Landesmitteln bezahlt sind. Eine aktive Werkstatt mit 6 Mitarbeitern sorgt für den Aufbau und den Betrieb der Prüfstände und für die Ausbildung von zur Zeit 4 Lehrlingen. Für das Institut sorgt schließlich unser Hausmeister, Olaf Schubert, der gerade die historischen Teile unserer Ausrüstung mit besonderer Liebe pflegt. Lassen Sie mich nun an einigen Beispielen aus der Forschungsarbeit des Institutes berichten.

Darstellungen aus der Forschung des IMW

1. Maschinenelemente

Das erste Beispiel sind Zahn- und Keilwellenverbindungen, ein Element, das bei jedem Kraftfahrzeug und nahezu in jedem Antrieb vorhanden ist und das seit seiner Erfindung immer wieder Sorgen macht, weil es unter statischen und dynamischen Lasten Brüche oder Verschleiß zeigt, der durch Abnagen der einzelnen Zähne die Verbindung allmählich zum Durchrutschen bringt. **Bild 5** zeigt eine praktisch total verschlissene Zahnwelle. Zur weiteren Entwicklung dieses Maschinenelementes haben wir uns in theoretischen und experimentellen Arbeiten mit der Lastverteilung auf die einzelnen Zahnpaare und die Lastverteilung über der Länge der Verbindung konzentriert und unter anderem herausgefunden, daß für die Beanspruchungen die Anordnung der äußeren Lasten von außerordentlicher Bedeutung ist.

Maschinenelemente:

- Betriebs- und Verschleißverhalten von Zahn- und Keilwellenverbindungen (FVA)
- Dauerfestigkeit von Zahn- und Keilwellenverbindungen (DFG)
- Zentrierverhalten von Zahnwellen und Zahnkupplungen (VW)
- Beanspruchungen von Bolzen-Laschenverbindungen bei Ausnutzung teilplastischer Verformung (DFG)

Spannungsoptik und Akustik:

- Die Untersuchungen von Textur-Erscheinungen mittels spannungsoptischer Effekte am Modellwerkstoff Silberchlorid (DFG)
- Entwicklung hybrider Meßverfahren mit Spannungsoptik und Moiré (DFG)
- Dynamische Effekte bei der Zerkleinerung (DFG)
- Die Simulation von Körperschall mittels spannungsoptischer Methoden (DFG)
- Entwicklung von Impedanz-Elementen zur Körperschalldämpfung (FVA)

Sonderforschungsbereich 180: "Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen" mit den Teilprojekten (DFG):

- Entwicklung eines rechnergestützten Konstruktionsarbeitsplatzes zur Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen
- Entwicklung von Höchstgeschwindigkeitsmühlen und -sichtern
- Entwicklung von Reaktionsmühlen
- Entwicklung von Heißgasventilatoren
- Entwicklung von Baukasten-Baureihensystemen chemischer Reaktoren

Rechnergestütztes Konstruieren und Fertigen (CIM) (BMFT):

- Entwicklung von Schnittstellen für die Einbindung von Normteilen in die Konstruktion
- Schnittstellen in der CAD-NC-Verfahrenskette
- Toleranzmodelle in der CAD-Konstruktion

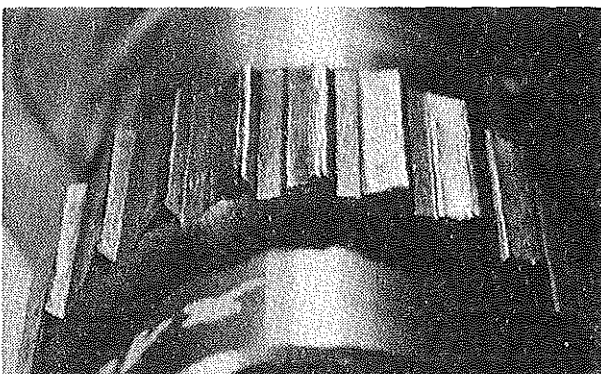
Tab. 6: Forschungsprojekte am Institut für Maschinenwesen 1991Bild 5: Zahnwelle nach Verschleißbeanspruchung

Bild 6 zeigt die an unseren insgesamt drei Ver-spannungs-Prüfständen aufgenommenen typischen Verschleißkurven, wobei die Zunahme des Spiels über der Zeit aufgetragen ist. Die Verbindungen mit einem steilen Anstieg zeichnen sich dadurch aus, daß eine starke Querkraft wirkt, während die Verbindungen mit sehr wenig Verschleiß überwiegend durch das Drehmoment beansprucht werden. Dieses Verhalten kann beispielsweise mit Fettschmierung kaum beeinflusst werden - nur die Spülung mit Öl bewirkt eine Verbesserung. Mit dem Ende dieses Jahres werden wir zu einem Berechnungsverfahren kommen, das in eine Berechnungsnorm einfließt.

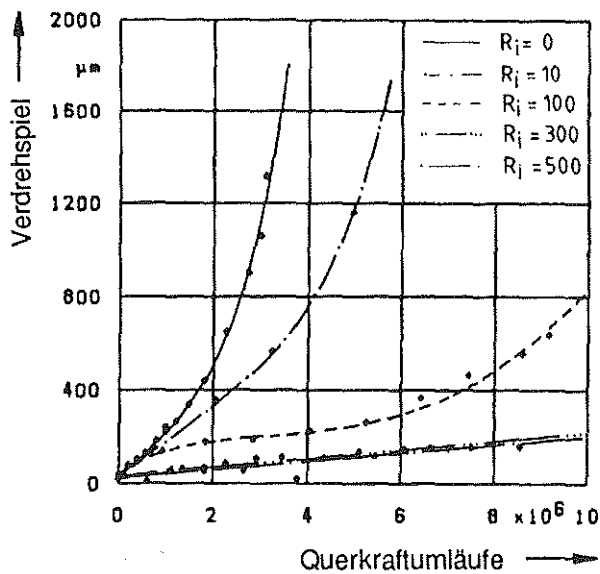


Bild 6: Verschleißfortschritt an Zahnwellenverbindungen

2. Konstruktionslehre und rechnergestützte Ingenieurarbeit (CIM)

Im Bereich der rechnergestützten Konstruktionsarbeit beschäftigen wir uns einerseits mit der Auslegung von Maschinenelementen unter hohen Beanspruchungen unter Zuhilfenahme von Berechnungsmethoden der Finiten Elemente, zum anderen arbeiten wir an der Erstellung eines sogenannten Produktmodells (Bild 7), das in einem rechner-

gestützten Informationssystem die Daten über das Produkt enthält und damit die jetzige Zeichnung ablöst. Eines der größten Probleme bei dieser Betrachtungsweise ist, daß die erstellten Daten, die schließlich für alle Abteilungen des Unternehmens gedacht sind, auch von allen Rechnern und allen Anwendern richtig behandelt und gebraucht werden. Hier kommt ein Schnittstellenproblem auf uns zu, daß uns für die nächsten Jahre noch einige Forschungsvorhaben bescheren wird. Diese Forschungsvorhaben werden im Verbund mit den großen Fertigungsinstituten Deutschlands in Aachen, Berlin und Stuttgart durchgeführt.

Diese äußerst interessanten Problemstellungen in der Forschung wie in der Lehre werden durch die Errichtung eines CIM-Labors erheblich unterstützt, einer kleinen rechnergeführten Fabrik in unserem Hause, die wir einer großzügigen Spende der Stiftung Volkswagenwerk verdanken. An einer Reihe von numerisch gesteuerten Maschinen können wir den Ablauf der Fertigung und seine Steuerung durch Rechner an praktischen Beispielen erproben und haben somit ein Experimentierfeld für unsere Forschungen. Bild 8 zeigt einige der in der Halle des Instituts aufgestellten Maschinen, Bild 9 gibt einen Überblick über die Konfiguration.

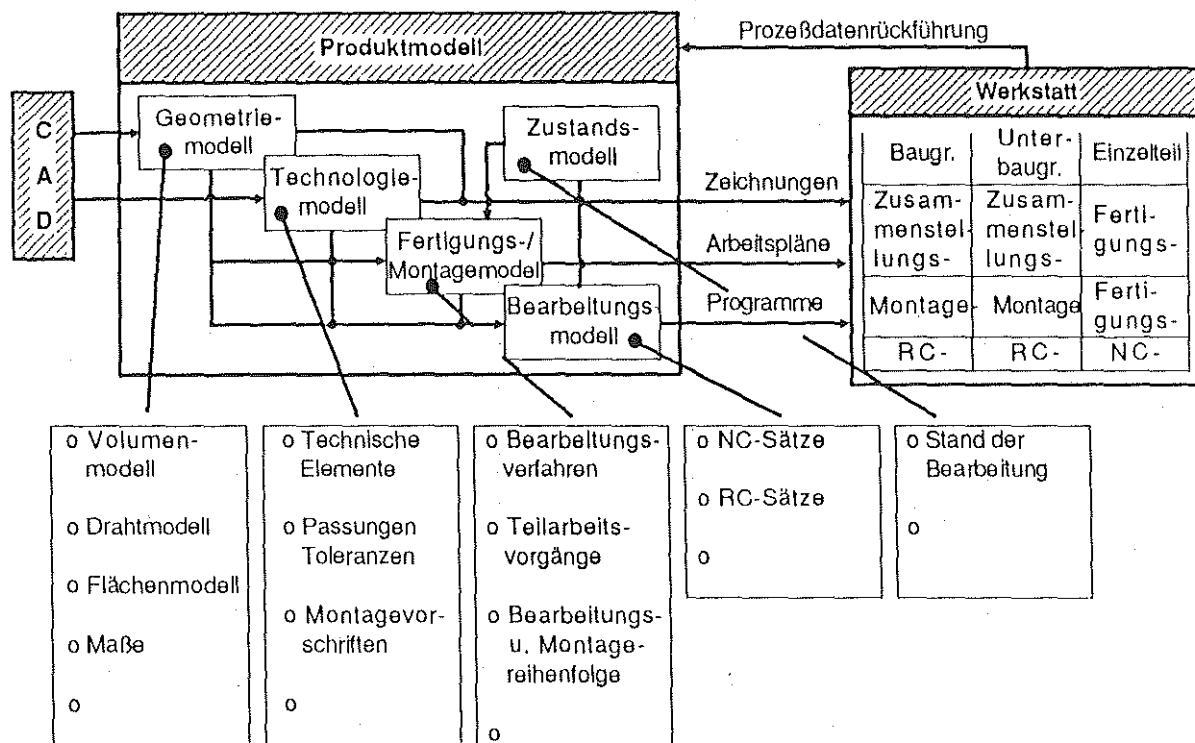


Bild 7: Aufbau des Produktmodells für die rechnerintegrierte Fertigung (Quelle: DIN-Fachbericht 20, Beuth-Verlag)

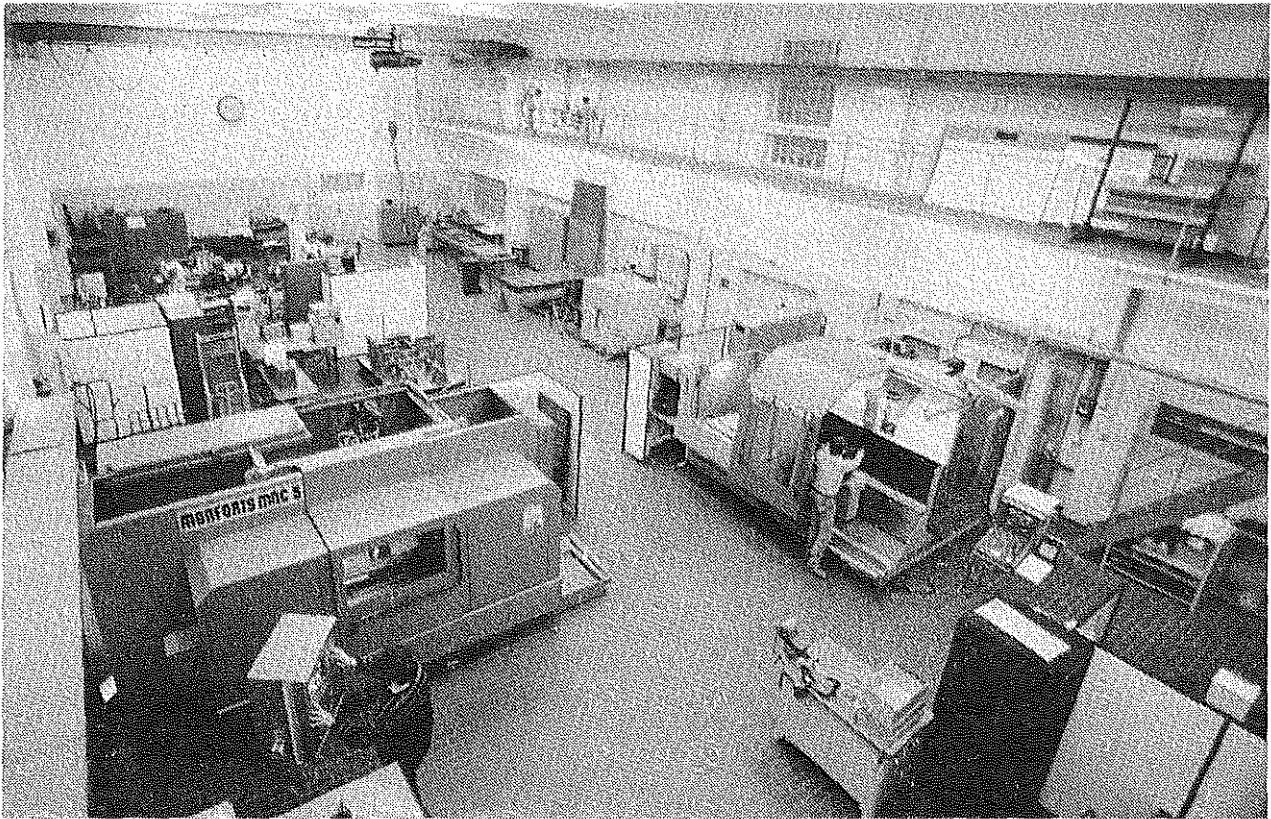


Bild 8: CIM-Labor, Teilansicht

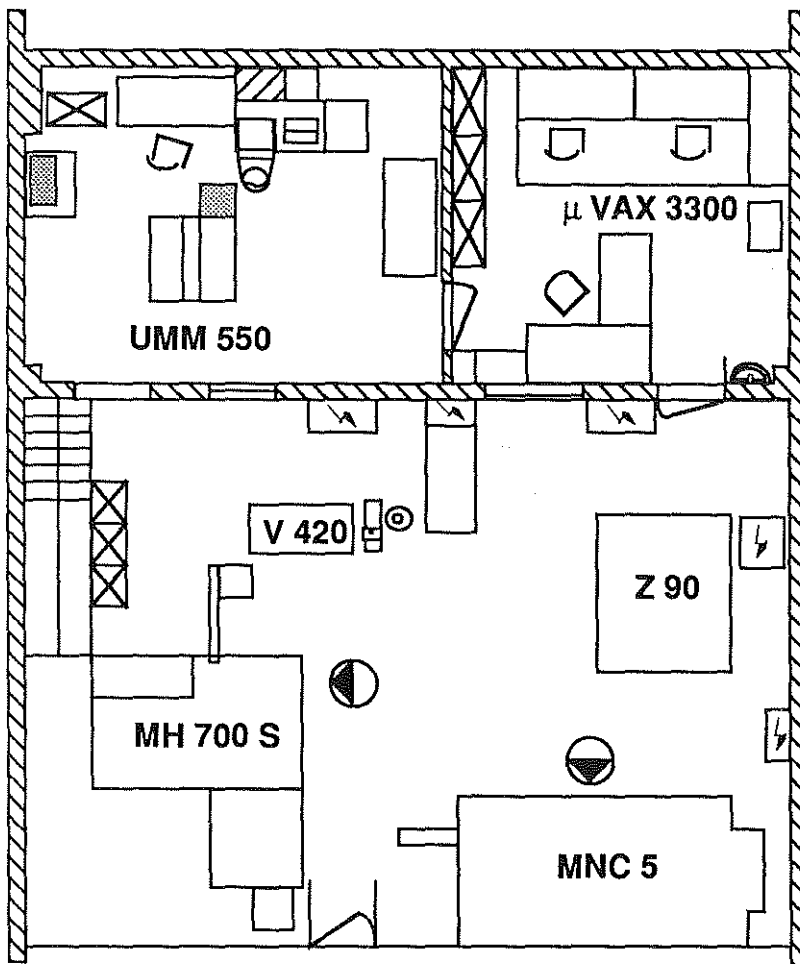


Bild 9: CIM-Labor, Konfiguration

Diese Einrichtung in rechnergestütztem Konstruieren und Fertigen hat natürlich ihre Auswirkungen auf die Lehre. Als praktisch einzige Hochschule in Deutschland bieten wir den Studenten bereits im ersten Semester eine Ausbildung in CAD, dem rechnergestützten Konstruieren. In Vorlesungen, Übungs- und Praktikumsveranstaltungen können wir den ganzen Bereich der rechnergestützten Ingenieurarbeit in unserem CIM-Labor den Studierenden an praktischen Beispielen nahebringen und sie so zu einer integrierten und übergreifenden Arbeitsweise ausbilden. Dank dieser modernsten Techniken ist unser CIM-Labor bei den Studierenden außerordentlich beliebt und bringt uns bereits Kapazitätsprobleme in der Betreuung.

3. Experimentelle Spannungsanalyse und Maschinenakustik

Im Bereich der dynamischen Spannungsoptik beschäftigen wir uns mit der Simulation von Stoßvorgängen auf Maschinenteile, wie sie beispielsweise bei der Prallmahlung auftreten. Hierzu haben wir ein Verfahren entwickelt, das in einer Kombination mehrerer optischer Meßverfahren den kompletten Spannungs- und Verformungszustand liefert. Die Anlage besteht aus einer spannungsoptischen Bank (Bild 10), bei der durch einen halbdurchlässigen Spiegel der Lichtstrahl geteilt ist.

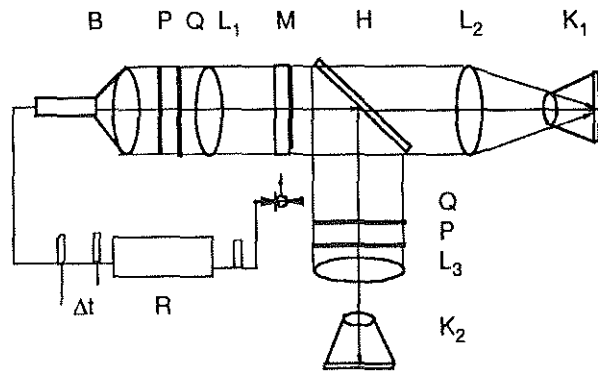


Bild 10: Spannungsoptische Bank für hybride Spannungs- und Verformungsmessungen

- B Blitzgerät
- L Linse
- P Polarisator
- Q Viertelwellenplatte
- M Modell
- H Halbdurchlässiger Spiegel
- K Kamera
- R Retarder

Auf der einen optischen Achse nehmen wir die Spannungen über Isochromaten auf, auf der anderen erhalten wir die Informationen über die Verformungen mittels Dehnungsmessung über Moiré-Technik. Dies gestattet uns Simulationsversuche beispielsweise bei der Betrachtung eines Körpers, der mit einer dynamischen Last beaufschlagt ist und bei dem wir die Spannungswellen und die entsprechenden Spannungmaxima während des Durchlaufs der Wellen bestimmen können. Die Fortführung dieser Idee brachte uns auf einen ganz neuen Zweig unserer Forschungen: Wenn man voraussetzt, daß der Durchlauf von Körperschall-

wellen durch ein Bauteil dem Durchlauf von Spannungswellen entspricht, dann kann man Körperschallvorgänge mit Hilfe der Spannungsoptik simulieren und so gezielt zu geräuscharmen Konstruktionen von Maschinenteilen kommen. Das in Bild 11 gezeigte Teil entstammt aus dieser Überlegung und in Zusammenarbeit mit dem Volkswagenwerk, es handelt sich um die schalldämmende Aufhängung des Motors in der gesamten Golfserie.

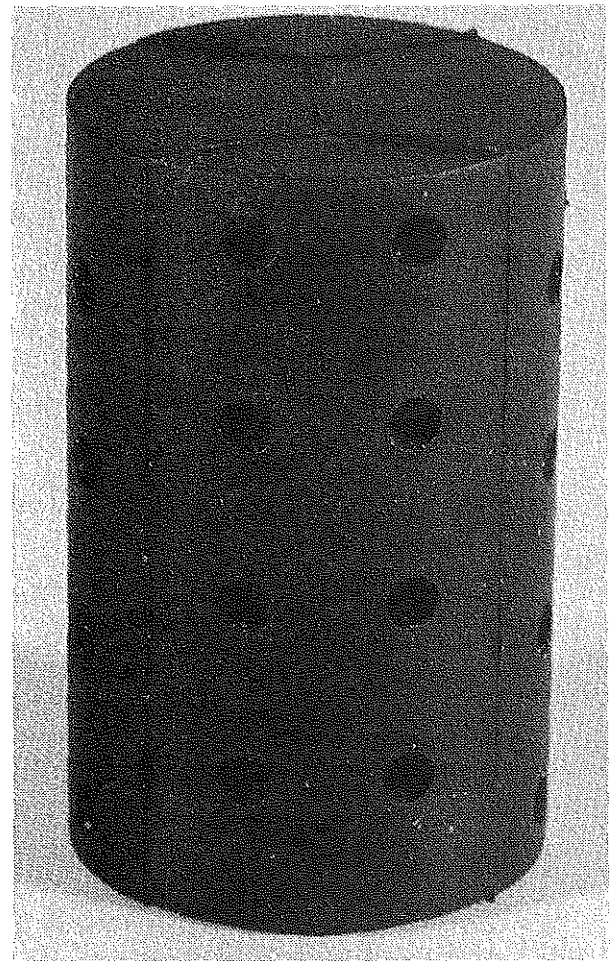


Bild 11: Motorlager mit Körperschalldämpfung

4. Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen (Sonderforschungsbereich)

Lassen Sie mich die Betrachtung unserer Forschungsaktivitäten abschließen mit dem Sonderforschungsbereich zur Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen unter besonderen mechanischen, thermischen und chemischen Belastungen. Ein solcher Sonderforschungsbereich basiert immer auf der interfakultativen Zusammenarbeit

mehrerer Hochschullehrer und ist auf einen Gesamtzeitraum von etwa 12 Jahren angelegt. Die Zusammenarbeit an diesem großen Forschungsvorhaben, an dem sich 15 Hochschullehrer dieser Hochschule beteiligen, hat eine erhebliche Auswirkung auf die Ausrichtung von Lehre und Forschung unserer TU Clausthal. Der Gedanke beruht darauf, daß die Zusammenarbeit von Forschern aus den Bereichen des Maschinenbaus, der Verfahrenstechnik, der Werkstofftechnik und der Mechanik zu grundlegend neuen Lösungen oder entscheidenden Verbesserungen in der Durchführung verfahrenstechnischer Prozesse mit Hilfe von Maschinen führt. Das Institut ist an fünf Projekten dieses Sonderforschungsbereiches beteiligt, aus drei Projekten möchte ich Ihnen im folgenden berichten.

Für die Mahlung und Sichtung hochfeiner Produkte mit Hilfe rotatorischer Maschinen verlangt die Verfahrenstechnik Wirkgeschwindigkeiten in Höhe von ca. 200 m/s, was bei Rotoren aus "normalen" Maschinenbauwerkstoffen aufgrund der hohen Fliehkräfte nicht erreicht werden kann. Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens gilt es daher nun, mit Hilfe von Methoden des Leichtbaus unter Verwendung neuer Werkstoffe und mit neuen Bauformen Mühlen und Windsichter zu bauen, die diesen Anforderungen gerecht werden. **Bild 12** zeigt heute übliche Rotoren in Prallmühlen, die aufgrund ihrer Konstruktion bei Geschwindigkeiten von ca. 140 m/s ihre Grenze haben. Die Entwicklung eines scheibenförmigen Rotors, zu dessen Gestaltung

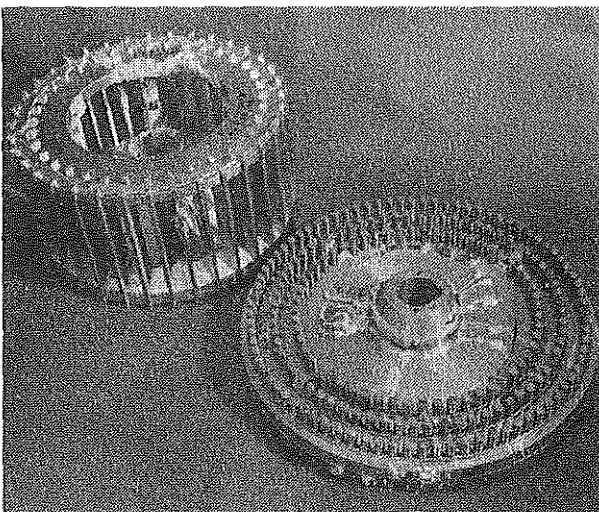


Bild 12: Rotoren von Prallmühlen heutiger Ausführung

Ergebnisse aus dem Gasturbinenbau verwendet wurden, brachte bisher schon Geschwindigkeiten über 250 m/s, die Forschungen konzentrieren sich zur Zeit auf die Verwendung von Leichtbauwerkstoffen. Im Fall der Entwicklung von Windsichtern sehen Sie in **Bild 13** die Simulation eines Rotors aus faserverstärktem Stoff mit Hilfe von Finite-Elemente-Rechnungen. Rotoren dieses Bau-typs lassen die Trennung von Partikeln unterhalb von einem Mikrometer erwarten, was für die mechanische Verfahrenstechnik einen erheblichen Schritt im Bereich der Feinstmahlung bedeutet.

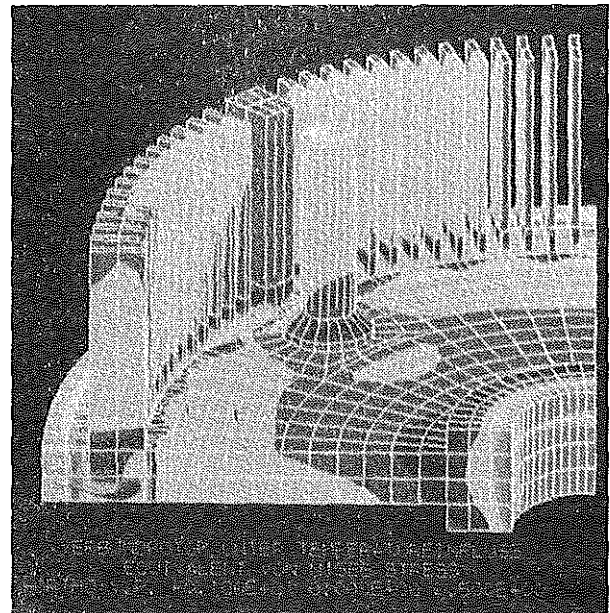


Bild 13: Rechnerische Simulation der Beanspruchungen in einem Windsichterrotor (FEM)

Bei dem anderen Beispiel handelt es sich um die Entwicklung von Gebläsen in verfahrenstechnischen Anlagen mit hohen Temperaturen. Modellfall ist ein Brennofen für Keramikteile mit Temperaturen von etwa 1300° C. Bisher gelang eine gezielte Strömungsverteilung bei diesen Temperaturen nicht, da alle metallischen Werkstoffe bei spätestens 900° C nicht mehr einsetzbar sind. Der erste Schritt der Entwicklung war ein hybrid aufgebautes Rad aus Keramikschaufeln auf der dem Gas zugewandten Seite, die in einer gekühlten Struktur aus wärmebeständigen Stahl gehalten wird. In **Bild 14** ist der Rotor im Prüfstand am Institut für Energieverfahrenstechnik, mit dem wir in diesem Forschungsvorhaben zusammenarbeiten, dargestellt.

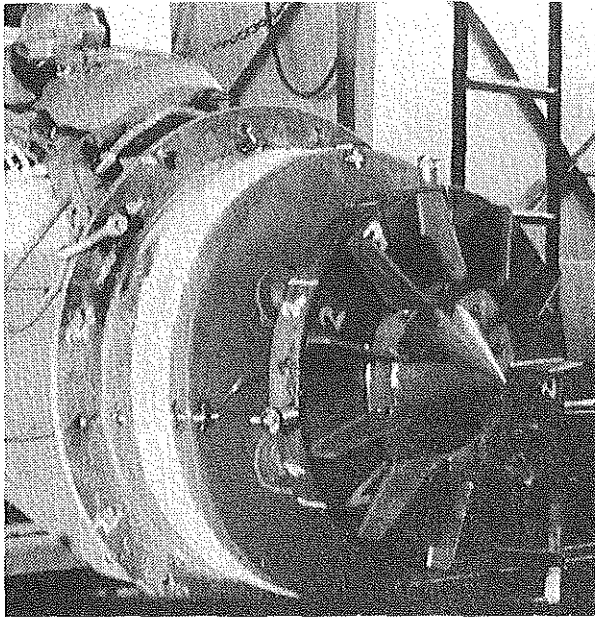


Bild 14: Heißgasgebläse für 1080°C in Keramik-Metallkonstruktion, eingebaut in einem Prüfstand

Dieser Rotor brachte zunächst ertragbare Temperaturen von 1080°C, was schon wesentlich über den bisher bekannten Möglichkeiten liegt. In einem weiteren Schritt kommen wir zu einem vollkeramischen Rotor, der durch Ringe aus faserverstärktem Kohlenstoff zusammengehalten wird (**Bild 15**). Mit diesem Rotor hoffen wir die 1300°C-Grenze zu erreichen, das Problem besteht hierbei noch in der Welle-Nabe-Verbindung des Rotors und in dem Schutz der Halteringe vor dem im Brenngas enthaltenen Sauerstoff.

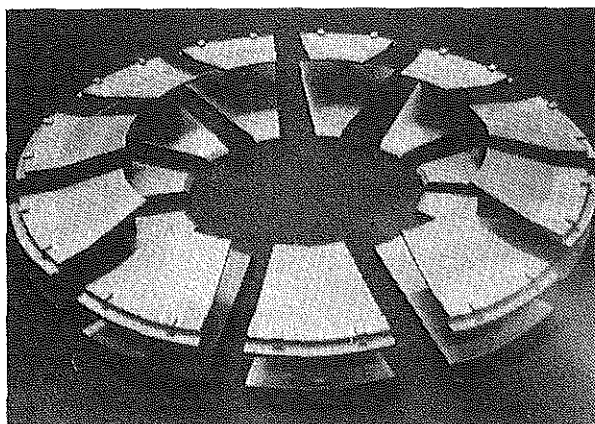


Bild 15: Heißgas-Gebläserotor für 1300°C in Keramik-Verbundkonstruktion

Ein letztes Beispiel, daß ich Ihnen vorstellen möchte, ist die Entwicklung eines völlig neuen Verfah-

rens in Zusammenarbeit mit dem Institut für Chemische Verfahrenstechnik und dem Institut für Aufbereitung. Der Gedanke beruht auf einer Kombination von chemischem Reaktor und gleichzeitiger Mahlung unter Reaktionsgas. Mit dieser Kombination ergeben sich völlig neue Möglichkeiten zur Führung des verfahrenstechnischen Prozesses, beispielsweise bei der Herstellung von Reinst-Silicium. **Bild 16** zeigt das Schema der in unserem Hause entwickelten Labormühle, die zur Zeit Beschleunigungen bis 60 g verwirklichen kann und unter Temperaturen von etwa 400°C läuft. Die Ergebnisse sind auch für die Verfahrenstechniker absolut ermutigend, wir befinden uns im Stadium der Konstruktion einer größeren Mühle, die kontinuierlich arbeitet.

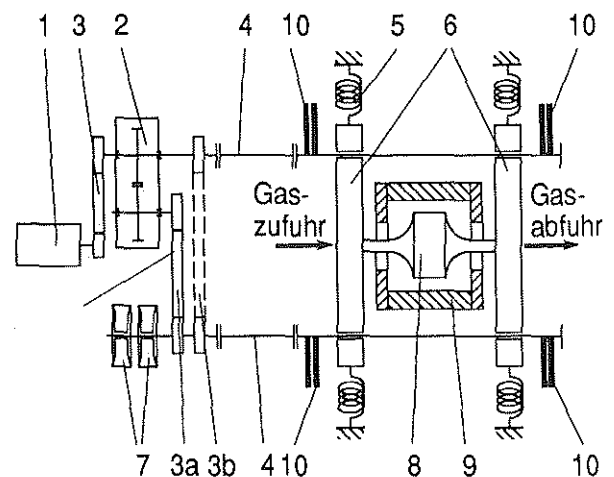


Bild 16: Prinzipskizze der Reaktionsmühle

- 1 Asynchronmotor
- 2 Stirnradgetriebe
- 3 Zahnriemen
- 4 Gleichaufgelenkwelle
- 5 Feder
- 6 Traversen
- 7 Lagerbock
- 8 Mahlbehälter
- 9 Ofen
- 10 je 2 Unwuchtscheiben

Mit diesem letzten Beispiel habe ich einen Bogen gespannt zu Aufgaben, die eine Tradition an der TU Clausthal haben und der sich der Fachbereich, der in diesen Tagen sein 25-jähriges Jubiläum feiert, nach wie vor besonders verpflichtet fühlt: Die Gewinnung und Verarbeitung von Rohstoffen. Unsere Universität hat mit diesem Forschungsbereich

ein Betätigungsfeld gefunden, in dem sie ihre großen Stärken zeigen kann und das sich bis hin zu den traditionellen Feldern des Bergbaus und Hüttenwesens erstreckt. Auch unter der neuen Ausrichtung des allgemeinen Maschinenbaus liefert gerade mit den genannten Arbeiten das Fritz Söchting Institut einen wichtigen Beitrag zu den traditionellen Arbeitsgebieten der Technischen Universität Clausthal.



Bild 17: Fritz Söchting Institut für Maschinenwesen, Winteraufnahme

Dynamische Probleme beim Betrieb der Förderanlagen im Bergbau

Adam Siemieniec
Stanislaw Wolny

1. Einleitung

Steigende Lasten und höhere Fahrgeschwindigkeiten der Fördermaschinen bergbaulicher Förderanlagen verlangen größere Bremsmomente der Manövrier- und Notbremsen. Dieses gilt auch für Bremsvorrichtungen, die auf den "freien Fahrwegen" das Fördergefäß bei Störungen stillsetzen. Folge der höheren Bremsmomente sind größere Belastungen für die Elemente der Bremsvorrichtung sowie ein Anstieg der Seilbelastungen, des Förderturms und des Gefäßes selbst. Zur Projektierung einer auf den freien Fahrwegen angeordneten Bremsvorrichtung und zur Erarbeitung der notwendigen Richtlinien wurden an der Berg- und Hüttenakademie in den letzten Jahren umfangreiche Untersuchungen [4/, /5/] durchgeführt, deren Ergebnisse im vorliegenden Bericht vorgestellt werden.

2. Notbremsung der Fördergefäße von Grubenförderanlagen

Der Förderturm muß zum einen die Gefäße über die Rasenhängebank hinaus bis zum Ent- bzw. Verladeort führen, zum anderen die Seilscheibe und in einigen Fällen die ganze Fördermaschine stützen. **Bild 1** zeigt die schematische Darstellung solcher Förderanlagen.

Die Konstruktion eines konkreten Förderturms ist abhängig von den Aufgaben der Förder- und Schachanlage sowie vom Standort. Unterschieden werden Türme mit ein oder mehreren Streben und Basteitürme. Moderne Basteitürme werden mit Mehrseilförderanlagen ausgerüstet. Die Fördermaschinen, Leitscheiben, Lüfter und Gleichrichter bzw. Umformer werden dabei im Turm eingebaut, während im Turmschaft Schachtführungen, Prellträger und Unterzüge angeordnet werden.

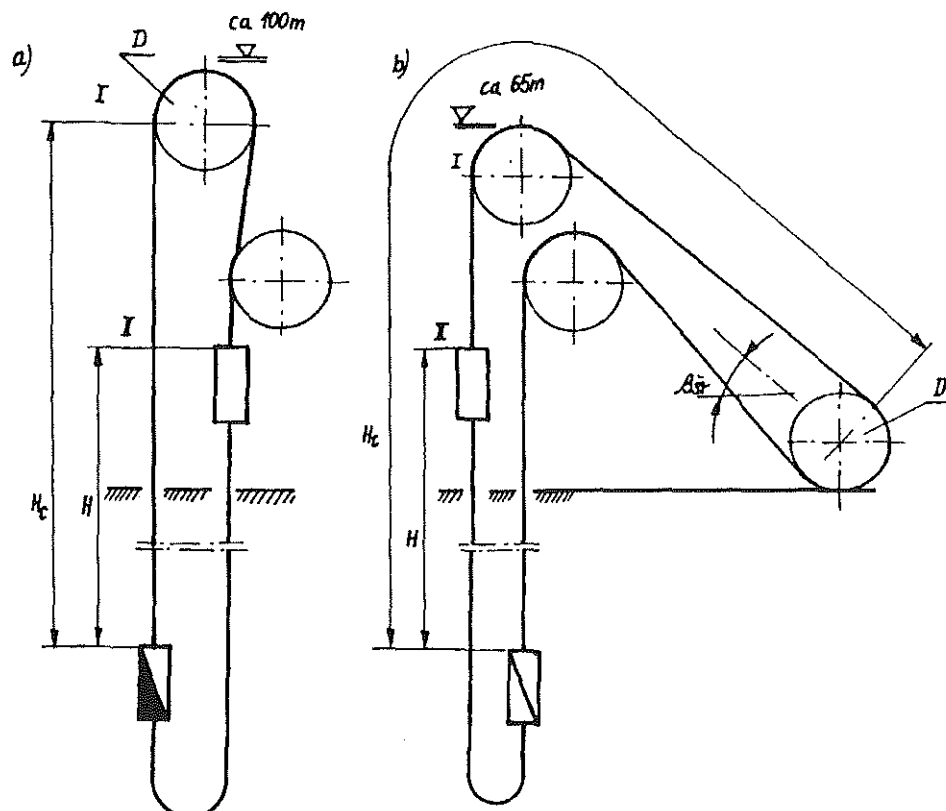


Bild 1: a) Förderanlage mit Fördermaschine im Turm
b) Förderanlage mit Fördermaschine auf der Rasenhängebank

Die weiteren Betrachtungen werden auf die den heutigen Bedingungen angepaßten Mehrseil-Turmförderanlagen mit Preßscheiben beschränkt, deren Schema in **Bild 2** dargestellt ist. Das mechanische Ersatzbild der Förderanlage enthält die Antriebsmomente zweier langsam laufender Gleichstrommotoren, deren Läufer durch kurze starre Wellen mit Treibscheiben verbunden sind. Ferner sind Fördergefäße (Skips) und Zweige von parallel verlegten Ober- und Unterseilen abgebildet.

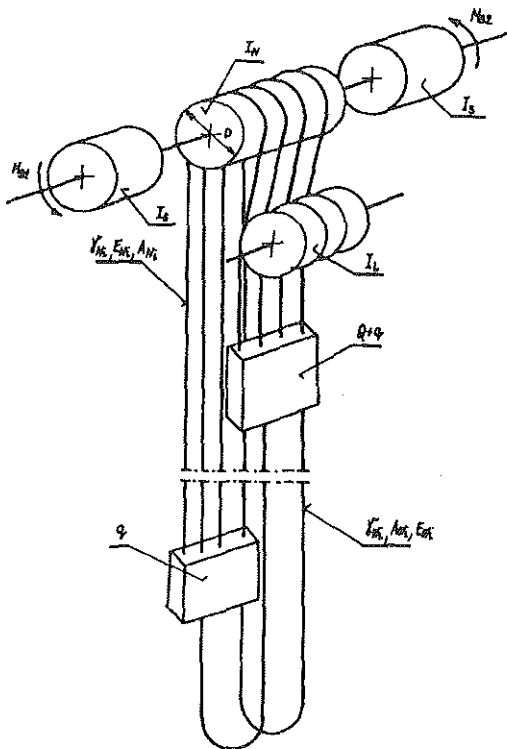


Bild 2: Schema einer Basteiturm-Mehrseilförderanlage

Der Regelbetrieb der Förderanlage kann infolge des Durchfahrens der Gefäße durch freie Fahrwege mit angebrachten Bremsvorrichtungen durch Schlägen (Stößen) an Prellträgern gestört werden. Die Kenntnis dieser Vorgänge ist bei der Projektierung des mechanischen Teils von Förderanlagen unbedingt erforderlich. Betrachtungen über den Grenzbremsvorgang können nur theoretisch an Modellen durchgeführt werden, da Experimente an realen Objekten mit dem Risiko folgenschwerer Schäden verbunden sind. Die Realitätsnähe der Modelle ist daher von großer Bedeutung.

Nach A. P. Niestierow /3/ lassen sich bei der Modell-erstellung der Förderanlage einige Vereinfachun-

gen durchführen. Durch die große Starrheit der Wellen, die die Motorläufer mit den Treibscheiben verbinden und durch vergleichbare Massen der Antriebselemente und Gefäße läßt sich das mechanische Ersatzsystem der Förderanlage in zwei mechanische Untersysteme aufteilen:

- (a) Antriebsteil und die an der Treibscheibe angreifenden Kräfte, die durch Seil-schwingungen verursacht werden.
- (b) Seile, Gefäße und Treibscheibe, in der das Antriebsteil in Form seines reduzierten Trägheitsmoments berücksichtigt wird.

Die Dynamik des Antriebsteils wird in diesem Bericht nicht behandelt. Daher wird das mechanische Untersystem (b), bestehend aus den mechanischen Elementen — Fördergefäße mit Hängezeug und Fördergut, Ober- und Unterseile, Treibscheibe mit Hauptwelle der Maschine und Seilscheibe sowie Anker des Elektromotors — im folgenden als mechanisches System bezeichnet. Charakteristisches Merkmal von Schachtförderanlagen ist, daß die Massen der mechanischen Elemente auf großen Entfernungen von der Fördermaschine bis hinab zum Schachtsumpf verteilt sind. Die Schwungmassen, die einen bedeutenden prozentualen Anteil der Gesamtmasse der Förderanlage bilden, befinden sich im Förderturm, während sich die Massen von beiden Zweigen der Ober- und Unterseile ungleichmäßig längs der Schachtteufe verteilen. Die Disproportion in der Verteilung der Massen wird noch größer, wenn sich ein volles Fördergefäß im Bereich der oberen Grenzsohle befindet.

Bei großen und mittleren Fördertiefen wird daher die Masse der Seile als verteilte (kontinuierliche) Masse und die der beiden Gefäße und rotierenden Teile als konzentrierte Masse betrachtet. Weitere Unterscheidungen werden bei den mechanischen Eigenschaften der Systemelemente gemacht: Als ideal starre Elemente können die rotierenden Massen und die Gefäße betrachtet werden, während die Ober- und Unterseile als ideal elastisch anzusehen sind.

Der Einfluß des elastischen Seilrutschens auf der Treibscheibe kann in Hinblick auf die dynamischen Kräfte in den Seilen nach H. Knop /2/ bei der Modellbildung vernachlässigt werden. Die Nachbildung

der Seile erfolgt meistens durch ein linear-elastisches Stabmodell, in dem die longitudinale Formänderung nach dem Hook'schen Gesetz bestimmt wird. Unter Annahme der Hypothese ebener Querschnitte lassen sich die Schwingungen eines solchen Stabes mit der sogenannten Wellengleichung (1) beschreiben:

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} - a^2 \cdot \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = 0 \quad (1)$$

Im mechanischen Ersatzbild (Bild 2) sind folgende Teile der Förderanlage dargestellt:

- Mehrseil-Treibscheibe mit Durchmesser D und Massenträgheitsmoment I_N
- langsam laufende Gleichstrommotoren mit den Anker-Trägheitsmomenten I_S
- Ablenkscheibensatz
- Skipgefäße der Masse q mit der Lademasse Q (oberes Gefäß ist beladen)
- Zweige der parallel angelegten Tragseile, unterteilt in Oberseile mit der Liniendichte γ_{Ni} und der Dehnungssteife A_{Ni}, E_{Ni} und Unterseile mit $\gamma_{Wi}, A_{Wi}, E_{Wi}$

Die Elemente des Systems können unterteilt werden in rotierende Teile (Läufer der Motoren, Verbindungswellen, Treibscheiben und Abschnitte der Tragseile, die momentan auf dem halben Umfang der Treibscheibe anliegen) und sich translatorisch bewegende Teile (Skipgefäße und die Zweige der Ober- und Unterseile). In Bild 3 wird das Modell einer Förderanlage gezeigt, bei der sich eines der beiden Gefäße am Füllort befindet. Dabei wurden folgende notwendigen Vereinfachungen durchgeführt:

- Treibscheibe, Seilscheibe und Anker der Elektromotoren wurden unter Beachtung von /3/ zu einer starren Masse mit dem Trägheitsmoment $I_0 = I_L + I_N + I_S$ zusammengefaßt
- beide Fördergefäße wurden als starr betrachtet
- die innere Dämpfung in den Seilen wurde wegen der kurzen Zeitdauer des Bremsvorgangs vernachlässigt
- durch die Unterseilschleife werden bei der Umkehr keine Schwingungen von einer auf die andere Seite übertragen, daher kann das ge-

schlossene System der Massen an dieser Stelle getrennt werden

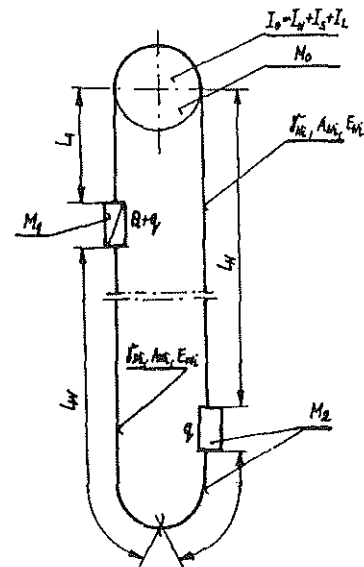


Bild 3: Mechanisches Modell der Förderanlage

Das System aus Bild 3 kann in ein eindimensionales Inertialsystem mit längs einer Geraden liegenden konzentrierten starren Massen und kontinuierlich verteilten elastischen Massen umgewandelt den (Bild 4).

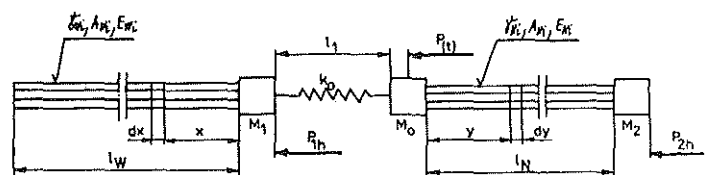


Bild 4: eindimensionales, inertiales Modell der Förderanlage

- P_{h1} = Bremskraft im Turm
- P_{h2} = Bremskraft im Schachtsumpf
- M_0 = reduzierte Rotationsmassen im Turm
- M_1 = Masse des Gefäßes und des Förderguts
- M_2 = reduzierte Massen der Förderanlage im Schachtsumpf
- $P_{(t)}$ = Kraft von der Notbremse
- l_N = Länge der Oberseile
- l_W = Länge der Unterseile
- l_1 = Länge der Oberseile zwischen dem zu bremsenden Fördergefäß im Turm und der Treibscheibe

Aufgrund der Kürze des Seilabschnitts l_{w1} von der Umkehr bis zum unteren Fördergefäß wurde in diesem Modell die Seilmasse jenes Abschnitts zur Masse des Gefäßes addiert: $M_2 = q + \gamma_w \cdot l_{w1}$

Das in dieser Weise aufgebaute Modell gilt, solange die gesamte Längskraft in einem beliebigen Seilquerschnitt größer als Null ist. Der Bremsvorgang ist ein Resultat der äußeren Bremskräfte P_{h1} und P_{h2} , die an den Skipgefäßen unmittelbar angreifen und deren Wirkung vom Antriebssystem der Förderanlage unabhängig ist. Diese äußeren Kräfte werden durch Bremssysteme realisiert, deren dynamische Charakteristik in Bild 5 nach /5/ gezeigt wird.

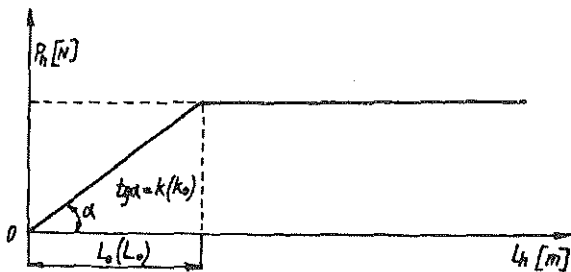


Bild 5: Dynamische Charakteristik der Bremsvorrichtungen

- $l_0(L_0)$ = Weg, auf dem die Bremskraft anwächst
- $k(k_0)$ = Zunahmefaktor der Bremskraft
- $t(T_0)$ = Zeit, in der die Bremskraft auf $l_0(L_0)$ anwächst
- P_h = Bremskraft
- l_h = Bremsweg

Die Verschiebungen und Verformungen der Querschnitte von Ober- und Unterseilen ab dem Zeitpunkt der Grenzbremung sind in /5/ behandelt. Im folgenden werden die Verschiebungen der Massen M_0 und M_1 angegeben. Die Verschiebung der Masse M_1 läßt sich mit Formel (2) berechnen:

$$u(x=0,t) = e^{-h_2 t} \left\{ \frac{v_0 k}{-a} \left[\frac{b h_2}{a} - 1 \right] \cdot \left(c_1 \frac{J_1}{3} \cdot \left[\frac{2}{3a} (at+b)^{\frac{3}{2}} \right] + c_2 \frac{Y_1}{3} \left[\frac{2}{3a} (at+b)^{\frac{3}{2}} \right] + \frac{\pi}{\sqrt{(3a)^2}} \cdot \left(\frac{Y_1}{3} \cdot \left[\frac{2}{3a} (at+b)^{\frac{3}{2}} \right] \right) \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \left(\frac{J_{2n+4}}{3} \cdot \left[\frac{2}{3a} (a \cdot t + b)^{\frac{3}{2}} \right] \right) - \frac{J_1}{3} \cdot \left[\frac{2}{3a} (a \cdot t + b)^{\frac{3}{2}} \right] \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \frac{Y_{2n+4}}{3} \cdot \left[\frac{2}{3a} (a \cdot t + b)^{\frac{3}{2}} \right] \right) - 1 + \frac{1}{\frac{b}{a} - \frac{1}{h_2^2}} \right\} \quad (2)$$

Die Verschiebung der Masse M_0 wird mit folgender Gleichung (3) bestimmt:

$$v(y=0,t) = e^{-h_1 t} \cdot \left[\frac{2}{3a} \cdot (at+d)^{\frac{3}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \cdot \left\{ c_3 \cdot \frac{J_1}{3} \cdot \left[\frac{2}{3a} \cdot (at+d)^{\frac{3}{2}} \right] + c_4 \cdot \frac{Y_1}{3} \cdot \left[\frac{2}{3 \cdot a} \cdot (at+d)^{\frac{3}{2}} \right] \right\} \quad (3)$$

Dementsprechend sind $u(x,t)$ und $v(y,t)$ lineare Verschiebungen von Seilquerschnitten im Abstand x bzw. y für $t=0$ von beweglichen Koordinatensystemen, die mit den Massen M_0 und M_1 verbunden sind. Diese Verschiebungen werden in Systemen berechnet, deren Ursprung zur Zeit $t=0$ mit den Massen M_0 bzw. M_1 zusammenfällt und sich mit der Geschwindigkeit $v_0 = \text{const.}$ bewegt. Die Geschwindigkeit v_0 entspricht der Geschwindigkeit, mit der sich alle Elemente der Förderanlage zum Anfangszeitpunkt bewegen.

Erklärung weiterer Variablen:

- k = Zunahmefaktor der Bremskraft im Förderturm
- k_0 = Zunahmefaktor der Bremskraft im Schachtsumpf
- t_0 = Zeit, in der die Bremskraft im Förderturm zunimmt
- T_0 = Zeit, in der die Bremskraft im Schachtsumpf zunimmt
- c_1, c_2, c_3, c_4 = Konstanten
- $J_1/3, Y_1/3$ = Zylinderfunktionen nach Bessel und Weber
- $a = \frac{A_N E_N}{M_1 l_1} \cdot \left(\frac{M_0 + M_1}{M_0} \right) \cdot \frac{v_0}{l_1}$ $d = \frac{A_N E_N}{M_0 l_1} \cdot \left(\frac{M_1 + M_0}{M_1} \right) \cdot h_2^2$
- $b = \frac{A_w E_w}{M_1 l_1} \cdot \left(\frac{M_0 + M_1}{M_0} \right) + \frac{k}{M_1} \cdot h_2^2$
- $h_1 = \frac{A_N E_N}{2 M_0 a_N}$ $h_2 = \frac{A_w E_w}{2 M_1 a_w}$ $E_N = \sum_{i=1}^n E_{Ni}$ $E_w = \sum_{i=1}^n E_{wi}$

Obige Abhängigkeiten gelten im Intervall $0 \leq t \leq l_N/a_N$ bei Bremsung im Förderturm und im Schachtsumpf, sowie im Intervall $0 \leq t \leq 2l_N/a_N$ bei Bremsung nur im Turm, also bis zur Zeit des Wellenrücklaufs der elastischen Longitudinal-Verformung in den Seilen. Da die Konstanten a und b große Werte annehmen, können nach /1/ die asymptotischen Annäherungen der Gleichungen (2) und (3) verwendet werden:

$$J_n(x) = \sqrt{\frac{2}{\pi x}} \cdot \left(\cos \left[x - \frac{1}{2} n \pi - \frac{1}{4} \right] \right)$$

$$Y_n(x) = \sqrt{\frac{2}{\pi x}} \cdot \left(\sin \left[x - \frac{1}{2} n \pi - \frac{1}{4} \right] \right)$$

Unter Berücksichtigung der Anfangsbedingungen und bei Vernachlässigung von Größen zweiter Ord-

nung kann mit der Gleichung (4) die Verschiebung der Masse M_1 angegeben werden. Die asymptotische Näherungslösung der Gleichung (3) ist im Intervall $0 \leq t \leq l_N/a_N$ im Vergleich zu den Werten aus (4) vernachlässigbar klein und wird daher nicht berücksichtigt.

$$u(x=0,t) = -e^{-\frac{A_w E_w}{2M_1 a_w} t} \left\{ \frac{M_0}{M_1 + M_0} \cdot l_1 \cdot \frac{k}{\frac{A_N E_N}{M_1 l_1}} \right. \\ \left. \cdot \left[\frac{1 - \frac{A_w E_w}{2M_1 a_w} \cdot \frac{b}{a}}{1 + \frac{b}{a}} + \frac{A_w E_w}{2M_1 a_w} \left[t - \frac{1}{(a \cdot b)^{\frac{1}{4}} \cdot \left(t + \frac{b}{a} \right)^{\frac{1}{4}}} \right. \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. \sin \left(\frac{2}{3} a^{\frac{1}{2}} \cdot \left[t + \frac{b}{a} \right]^{\frac{3}{2}} - \frac{2}{3a} \cdot b^{\frac{3}{2}} \right) \right] \right] \right\} \quad (4)$$

Ebenfalls vernachlässigt wird die in den Seilen durch innere Reibung hervorgerufene Dämpfung. Die größte mögliche Verschiebung der Massen M_0 und M_1 wird jedoch in Hinsicht auf die Auswahl einer geeigneten Bremsvorrichtung erfaßt. Der Kraftanteil der Notbremse taucht in diesen Beziehungen nicht auf, da nach der Vorschrift die Notbremse in etwa 0,8 Sekunden ansprechen muß, wogegen die hier beschriebenen Abhängigkeiten der Verschiebungen der Massen M_0 und M_1 je nach Realisation der Bremse bei großen Teufen in den Grenzen 0,25 bis 0,5 Sekunden liegen (Intervalle $0 \leq t \leq l_N/a_N$ bzw. $0 \leq t \leq 2l_N/a_N$).

Die Geschwindigkeit der Masse M_1 kann durch eine asymptotische Näherung mit der Gleichung (5) berechnet werden:

$$\frac{\partial u(x=0,t)}{\partial t} = e^{-\frac{A_w E_w}{2M_1 a_w} t} \left[\frac{a}{b} \frac{A_w E_w}{2M_1 a_w} - 1 \right] \cdot \frac{l_1 k}{\frac{A_N E_N}{M_1 l_1}} \cdot \frac{M_0}{M_0 + M_1} \\ \cdot \left\{ \frac{A_w E_w}{2M_1 a_w} \cdot \frac{t}{1 + \frac{b}{a}} - \frac{1}{\frac{b}{a} - \frac{1}{h_2}} \cdot \frac{\sqrt{at+b-h_2^2}}{(ab)^{\frac{1}{4}} \cdot \left(t + \frac{b}{a} \right)^{\frac{1}{4}}} \cdot \sin \left[\frac{2}{3a} (at+b)^{\frac{3}{2}} \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{2}{3a} b^{\frac{3}{2}} + \arctg \left[\frac{(at+b)^{\frac{1}{2}}}{h_2} \right] + \frac{1-h_2 t}{\frac{b}{a} - \frac{1}{h_2}} \right] \right\} \quad (5)$$

Die asymptotische Näherungsformel zur Berechnung der Beschleunigung der Masse M_1 wird in Formel (6) wiedergeben.

Als Beispiel wird in Bild 6 die Verzögerung eines gebremsten Fördergefäßes als Funktion der Bremszeit dargestellt, nach (6) berechnet.

$$\frac{\partial^2 u(x=0,t)}{\partial t^2} = e^{-h_2 t} \cdot \frac{h_2 l_1 k}{\frac{A_N E_N}{M_1 l_1}} \cdot \frac{M_0}{M_0 + M_1} \left\{ h_2^2 \cdot \frac{t + \frac{1}{h_2}}{t + \frac{b}{a}} \right. \\ \left. - \frac{at+b+h_2^2}{(ab)^{\frac{1}{4}} \cdot \left(t + \frac{b}{a} \right)^{\frac{1}{4}}} \cdot \sin \left[\frac{2}{3a} (at+b)^{\frac{3}{2}} - \frac{2}{3a} b^{\frac{3}{2}} \right. \right. \\ \left. \left. - \arctg \left[\frac{2h_2 (at+b)^{\frac{1}{2}}}{h_2^2 - (at+b)} \right] \right] - 2h_2 \right\} \quad (6)$$

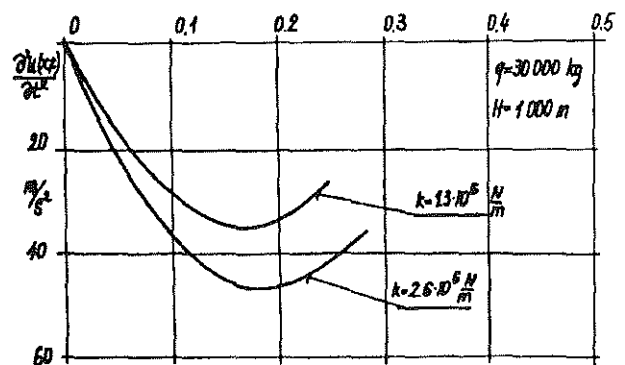


Bild 6: Verzögerung des oberen Gefäßes, Bremsung im Turm und im Schacht

Die gezeigten Kurven gelten für eine Förderanlage mit folgenden Parametern:

$$q = 30.000 \text{ kg} \quad H = 1000 \text{ m} \quad v = 16 \text{ m/s}$$

Die Bremsung wurde mit den an beiden Fördergefäßen im Förderturm und im Schachtsumpf angreifenden Bremskräften bei Zunahmefaktoren $k_0 = k = 1,3 \cdot 10^6 \text{ N/m}$ und $k_0 = k = 2,6 \cdot 10^6 \text{ N/m}$ erzwungen. Die weiteren technischen Parameter der Förderanlage werden über folgende Beziehungen bestimmt:

$$A_N = \frac{(Q+q) \cdot g}{\frac{R_m}{n} - H} \text{ cm}^2$$

$$n = 7,5 - 0,0015 \cdot (H - 400)$$

- A_N = Querschnittsfläche der Oberseile [cm²]
- Q = Masse des Förderguts [kg]
- q = Masse des Gefäßes mit Hängezeug [kg]
- R_m = Festigkeit des Seilmaterials [dN/cm²]
- n = Sicherheitsbeiwert
- g = Erdbeschleunigung [m/s²]
- H = $L_1 = L_2$ = Länge der Ober- und Unterseile [m]

Die hier berechneten Parameterwerte sind Minimalwerte und dienen in Bezug auf Auswahl- und Berechnungsweisen als Orientierungshilfe. Bei realen Förderanlagen können größere Werte von Seil- und Rotationsmassen bei gleichbleibenden Parametern der Förderanlage (Ladekapazität, Förderteufe und Fördergeschwindigkeit) das Bremsverhalten beeinflussen.

Die hier abgeleiteten Formeln charakterisieren einen Bremsvorgang bei gleichzeitiger Bremsung im Förderturm und im Schachtsumpf. Das bedeutet, daß ein Voreilen der Bremsung im Turm oder Sumpf nicht berücksichtigt wird. Voreilzeiten von etwa 0,1 Sekunden beeinflussen die Dynamik der Gefäßbremsung vor allem bei großen Förderteufen nur unwesentlich. Das Voreilen der Bremsung im Schachtsumpf hat durch die vorzeitige Einwirkung der elastischen Verformungswelle in den Seilen einen positiven Einfluß auf die Bremsbedingungen im Förderturm.

Einer genauen Analyse wurde daher unter Beachtung der Seilbelastung und der Verschiebung der Fördergefäße die gleichzeitige Bremsung im Förderturm und im Schachtsumpf als ungünstigster Fall zugrunde gelegt. Die in /5/ durchgeführte Analyse beweist eindeutig, daß die Verzögerung des Fördergefäßes bei einer Bremsung in der Zeit $t \leq I_N/a_N$ einen Extremwert annimmt. Daher kann mit der Gleichung (6) bei einem Notbremsvorgang der Extremwert der Verzögerung vom Bremsbeginn bis zum Stillstand des Fördergefäßes berechnet werden.

3. Schlußbemerkung

Bremsvorrichtungen müssen so ausgelegt werden, daß — unabhängig von der Realisation des Bremsvorgangs — der maximale Verzögerungswert $2g$ bei zu bremsenden Gefäßen mit Fördergut und $1g$ bei Mannschaftsfahrung nicht überschritten wird /6/. Die Parameter einer Notbremsvorrichtung können mit Formel (6) als Funktion der Betriebsparameter der Förderanlage gewählt werden, was Thema einer gesonderten Abhandlung sein wird.

4. Literatur

- /1/ Antoniewicz, J.: *Tablice funkcji dla inżynierów*, PWN Warszawa 1969
- /2/ Knop, H.: *Wybrane zagadnienia z dynamiki urządzeń wyciągowych*, ZN AGH. Elektryfikacja i Mechanizacja Górnictwa i Hutnictwa, Z. 67, Kraków 1975
- /3/ Niestierow, A. P.: *O priwiedienii raspriedielonnykh mass kanalow mnogokanatnoj podiomnoj ustanowki*. Woprosy Rudniczego Transporta. Wyp. 10. "Niedra" Moskwa 1967
- /4/ Siemieniec, A., Wolny, S.: *The effect of the increase of braking on the checking of a cage or skip in the hoist tower during the emergency braking of a winding gear*. The sixteenth Intern. Conf. on Dynamic of machines. Stupava 15-18.05.1989, 2. Bratislava 1989, s. 143-146
- /5/ Wolny, S.: *Teoretyczne rozwazanie nad procesem hamowania krancowego naczyn wydobywczyc wyciągów kopalniczych*. ZN AGH. Mechanika Z. 11, Kraków 1987
- /6/ *Szczegółowe przepisy - Prowadzenie ruchu i gospodarki zlozem w podziemnych zakładach górniczych wydobywajacych wegiel kamienny. i brunatny*. Katowice 1984

Verfasser des Artikels

Prof. Dr. Adam Siemieniec
 Dyrektor Instytutu Postow
 Budowy Maszyn
 Akademia Gorniczo-Hutnica
 30-059 Krakow/Polen
 Stanislaw Wolny
 Mitarbeiter am selben Institut

Finite-Elemente-Untersuchung der Beanspruchung einer Treibscheibe

U. Bock

Einleitung

Für die Beanspruchungsanalyse von Bauteilen bietet sich die Finite-Elemente-Methode (FEM) immer dann an, wenn die Bauteilstrukturen komplexe Geometrien aufweisen oder einer komplizierten Belastung unterliegen.

Einerseits kann in diesen Fällen die Körperkontur bzw. die Lasteinleitung für analytische Betrachtungen nicht mehr ohne weitgehende Vereinfachungen beschrieben werden. Auf der anderen Seite haben experimentelle Methoden den Nachteil, daß man auf die zeit- und kostenintensive Herstellung eines maßstäblichen Modells oder sogar Originalbauteils für jeden einzelnen Lastfall angewiesen ist, da diese aufgrund der zu erwartenden Vorschädigung meist nicht wiederverwendet werden können. Betriebsmessungen sind immer wünschenswert, können jedoch aus den verschiedensten Gründen oft nicht durchgeführt werden - zur Ermittlung der in einer Maschinenanlage herrschenden tatsächlichen Lastzustände sind sie aber unverzichtbar.

Für die Untersuchung einer Treibscheibe mit 5,6 m Durchmesser, durchgeführt im Auftrag der Fa. MAN Gutehoffnungshütte AG, wurde die FEM als Werkzeug zur Berechnung der in dem Bauteil entstehenden Spannungen herangezogen. Es sollte überprüft werden, ob die 32 Jahre alte Treibscheibe einer Erhöhung der Nutzlast auf 250 kN standhält.

1. Beschreibung der Konstruktion

Die Treibscheibe dient zum Antreiben der Seile in einem Förderturm. Sie ist eine Schweißkonstruktion aus Blechen (St37) mit Dicken zwischen 15 und 25 mm und besteht aus zwei mit Mannlöchern versehenen Seitenschilden, die mit einem Mantel aus 20 mm starkem Blech verbunden sind (siehe **Bild 1.1**). Auf diesem Mantel werden 36 Aluminium-Spannrahmen befestigt, die einen umlaufenden Ring bilden und zwei Nuten aufweisen, in denen die beiden Seile laufen. Der Umschlingungswinkel beträgt 184°.

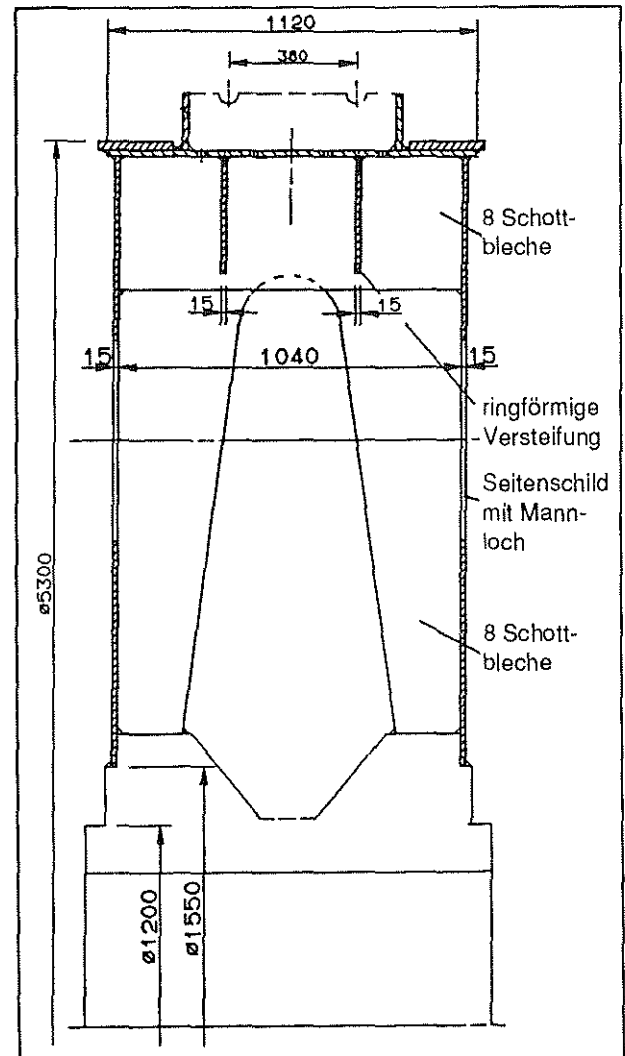


Bild 1.1: Schnitt durch die ausgeführte Konstruktion

Der Mantel der Scheibe wird durch zwei außenliegende Bremsringe verstärkt. Außerdem sind mit dem Mantel zwei innenliegende, ringförmige Bleche verschweißt, die ihrerseits über insgesamt acht Schottbleche mit den Seitenschilden verbunden sind. Acht dieser Schottbleche reichen bis an die Nabe und sind, wie die Seitenschilder auch, mit dieser verschweißt.

2. Diskretisierte Struktur

Ein Schnitt senkrecht zur Achse in der Mitte der Treibscheibe bildet eine Symmetrieebene bzgl. der

Geometrie und der durch die beiden Seile aufgebrachtten Last, so daß nur eine Hälfte des Modells nachgebildet werden mußte.

Diese Hälfte wurde jedoch aufgrund der über dem Umfang unsymmetrischen Belastung, die sich aus der Seilreibung ergibt, als 360°-Modell nachgebildet.

Eine vollständige Elementierung des Modells mit Volumenelementen mit je acht Knoten, die eine Ermittlung von Knotenpunktspannungen und deren Darstellung mit Hilfe von Linien gleicher Spannung erlaubt, konnte wegen der dann entstehenden hohen Knotenpunktzahl nicht durchgeführt werden. Stattdessen wurde nur der Aluminium-Spannrah-

men aus diesen HEXE8-Elementen aufgebaut. Der Rest des Modells, die aus Blechen hergestellte Schweißkonstruktion, besteht aus Flächenelementen (QUAD4, siehe Bild 2.1), denen rechnerintern eine dem Bauteil entsprechende Dicke zugewiesen wurde.

Die Elemente, die die Stahlbauteile repräsentieren, erhielten einen E-Modul von 210000 N/mm^2 , den Volumenelementen, die den Spannrahmen bilden, wurde ein E-Modul von 80000 N/mm^2 zugewiesen. Aus Vereinfachungsgründen wurde auf die Ausarbeitung der Mannlöcher sowie der im Mantelblech befindlichen Bohrungen, die zur Befestigung des Spannrahmens dienen, verzichtet; wie sich später

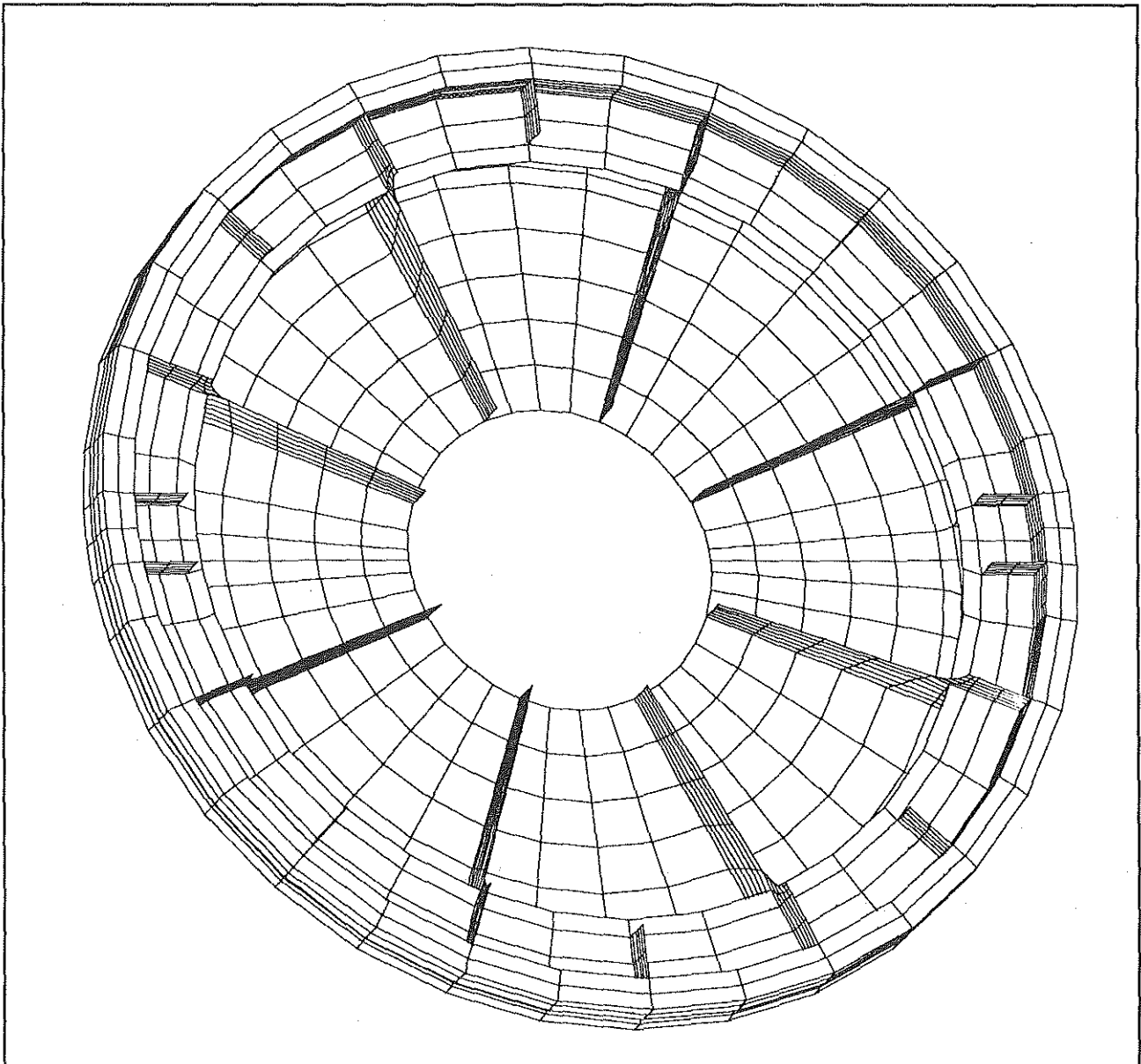


Bild 2.1: Ansicht der Struktur von der Schnittfläche her

zeigt, liegen diese in Bereichen geringer Spannungswerte, was die Vereinfachung rechtfertigt.

3. Lasteinleitung und Fesselung

3.1. Berechnung der Normal- und Reibkräfte

Die Übertragung der Umfangskraft zwischen Seil und Scheibe geschieht nach dem Prinzip der Seilreibung. Dafür gilt nach Eytelwein /1/ im Umschlingungsbogen (siehe Bild 3.1):

$$S_1 = S_2 \cdot e^{\mu\alpha}$$

$S_1 = 835 \text{ kN}$ und $S_2 = 585 \text{ kN}$ sind die Trumkräfte, μ ist der Reibkoeffizient zwischen Seil und Scheibe und α der Umschlingungswinkel im Bogenmaß.

Die Bestimmung der auf die Scheibe wirkenden Normal- und Reibkräfte geschieht durch Freischneiden des Seils und Unterteilung in Abschnitte, was hier nicht weiter ausgeführt werden soll.

Mit den o. g. Kräften ist der Betriebszustand, also ein dynamischer Beanspruchungsfall, nachgebildet.

Weiteres Auslegungskriterium ist die sogenannte "4/3-Seilbruchlast", die den Fall einer einmaligen statischen Beanspruchung darstellt. Der Fall der 4/3-Seilbruchlast stellt eine Annahme dar, die praktisch nicht eintreten kann, da die Übertragungsfähigkeit unter dieser Last nicht mehr gegeben ist. Für diesen vorgeschriebenen Fall wird im folgenden verglichen, ob ein bleibender Schaden für die Trommel entstehen kann bzw. ob dieser Fall zum sofortigen Ausfall der Trommel führt. Die angegebene Last von 7734 kN ist die Seilkraft S_1 , die Seilkraft S_2 wurde als ein Drittel dieser Last, also 2578 kN, ange-

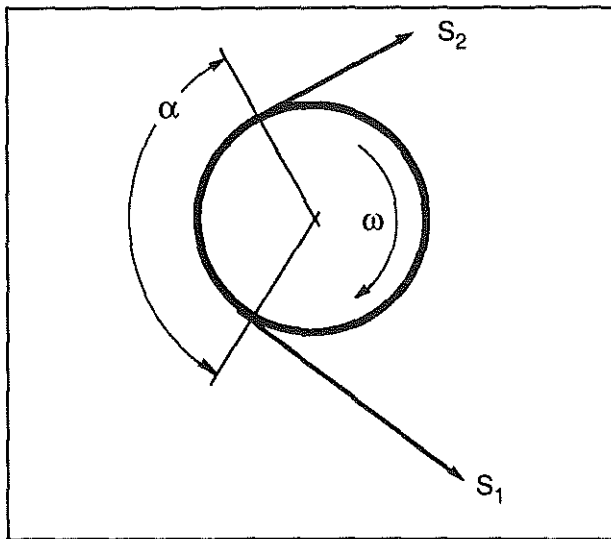


Bild 3.1: Bezeichnungen am Seiltrieb

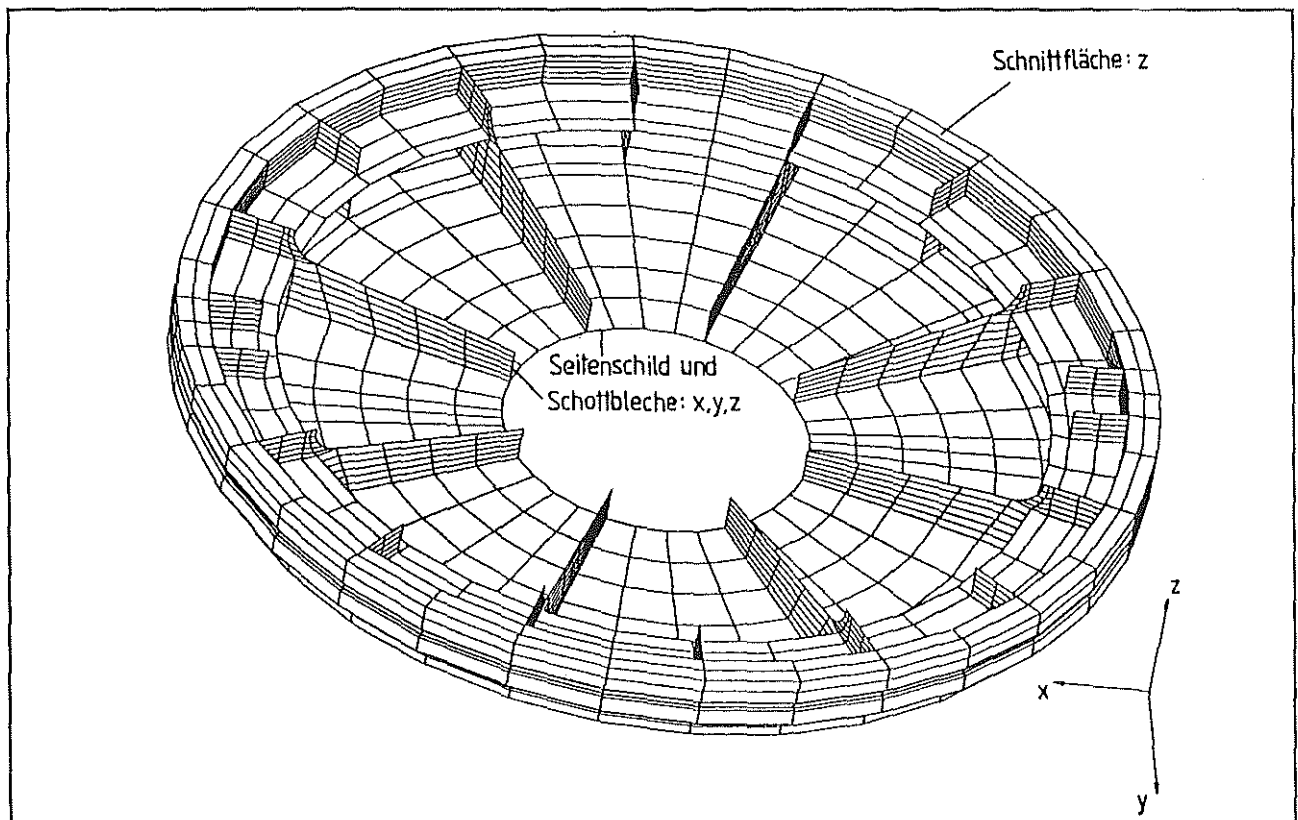


Bild 3.2: Fesselung der Struktur

nommen.

Die Kräfte werden der Struktur als Knotenpunktlasten in der nachgebildeten Nut für das Seil beaufschlagt.

Für die Seilkräfte S wurde jeweils die halbe tatsächliche Seilkraft angegeben, da nur eine Hälfte der Treibscheibe nachgebildet wurde.

3.2. Fesselung

Zu einem vollständigen FE-Modell gehört neben der diskretisierten Struktur und der Belastung auch die Fesselung, das heißt, es muß eine mechanische Festlegung des Modells erfolgen. Diese muß im vorliegenden Fall an der "Schnittfläche" des Halbmodells eine durch die Belastung der Struktur hervorgerufene Verschiebung senkrecht zum Schnitt verhindern. Die Schnittfläche wird also in axialer Richtung (Z-Richtung, siehe Bild 3.2) gefesselt.

Weiterhin ist die reale Treibscheibe mit der Stahlgußnabe verschweißt. Um diese Festlegung zu simulieren, wird die FE-Struktur an den betreffenden Stellen, also dem Innendurchmesser des Seitenschildes und den Unterkanten der großen Schottbleche, in allen drei Raumrichtungen festgelegt.

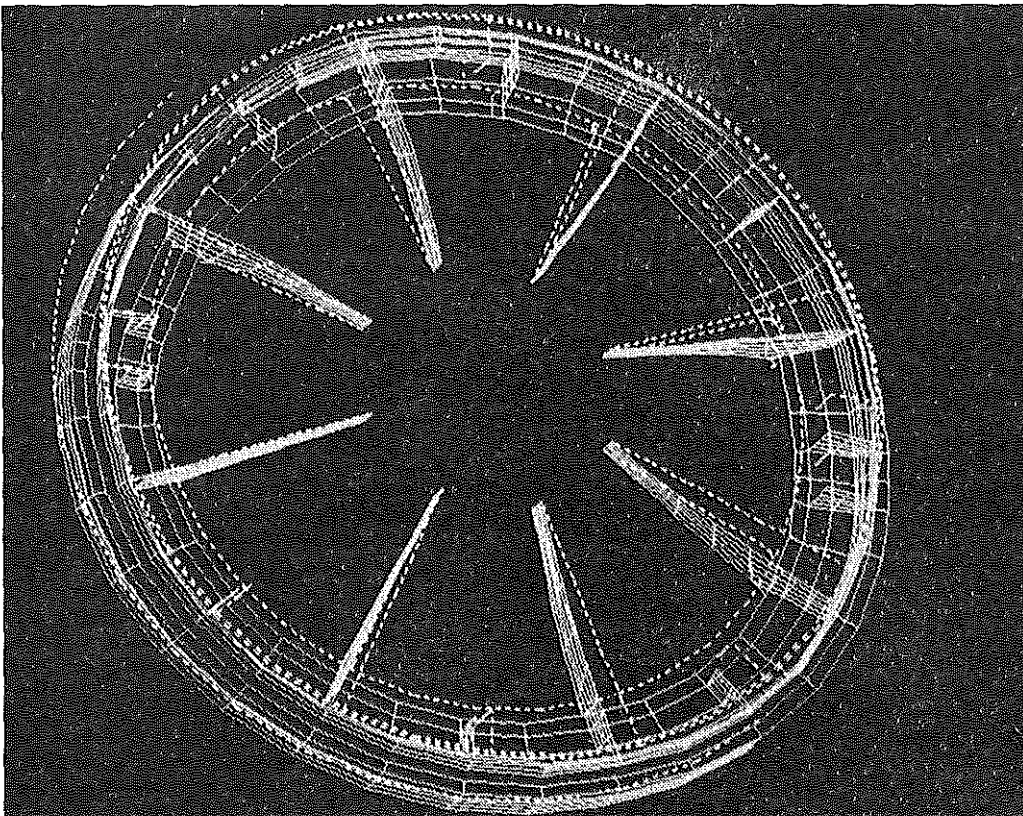
4. Auswertung

4.1. Darstellungsform der Ergebnisse

Die nachfolgenden Bilder sind Aufnahmen vom Bildschirm und zeigen die Ergebnisse der Finite-Elemente-Rechnungen. Zur Darstellungsweise sind folgende Erläuterungen erforderlich:

- Die Verformungen ("nodal displace all") der Bauteile sind mit dem Faktor 2000 bzw. 300 übertrieben dargestellt. Angegeben wird in der Legende die maximale und die minimale Verschiebung in Millimeter. Die unverformte Struktur ist mit gestrichelten, die verformte Struktur mit durchgezogenen Linien dargestellt. Gezeigt wird die Verformung des vollständigen Modells sowie der Struktur ohne das Seitenschild.
- Die Plots, die die Spannungen wiedergeben, zeigen Vergleichsspannungen nach von Mises flächenelementweise. Dabei sind die dunkelsten Bereiche am stärksten beansprucht. Maximale und minimale Werte erscheinen in der Legende.

Die Spannungen werden zum einen für das ganze Modell dargestellt, zum anderen aber auch, der besseren Übersicht wegen, für die



minimale
Verschiebung:
0 mm

maximale
Verschiebung:
0,173 mm

Bild 4.1: Verformung der Struktur, dargestellt ohne Seitenschild

Struktur ohne Seitenschild. Zur Darstellung der maximal auftretenden Spannungen sind jeweils Ausschnittvergrößerungen aufgenommen worden.

4.2. Dynamische Belastung

Die qualitative Betrachtung der mit dem Faktor 2000 vergrößert dargestellten Verschiebungen (siehe **Bild 4.1**) zeigt anschaulich die Einspannung des Modells, d. h. die nabenseitige Festlegung, die durch die Reibkräfte hervorgerufene Verdrehung der Struktur um die Drehachse sowie einen Anteil der Verschiebung in negativer Y-Richtung, erzeugt durch die Normalkräfte auf die Scheibe. Die Verformung ist unsymmetrisch, da die Kräfte in Richtung des Lasttrums größer werden.

Die ermittelten Werte der Verschiebung liegen zwischen 0 (an den Einspannstellen) und 0,173 mm. Letzterer setzt sich aus der Verformung in tangentialer und radialer Richtung zusammen. Dieser Wert ist im Vergleich zum Durchmesser der Scheibe von 5,6 m sehr gering.

Wie **Bild 4.2** zeigt, sind auch die aus der Verformung resultierenden Spannungen gering. Die Vergleichsspannung nach von Mises beträgt maximal 32,8 N/mm². Die größten Werte treten an den Schottble-

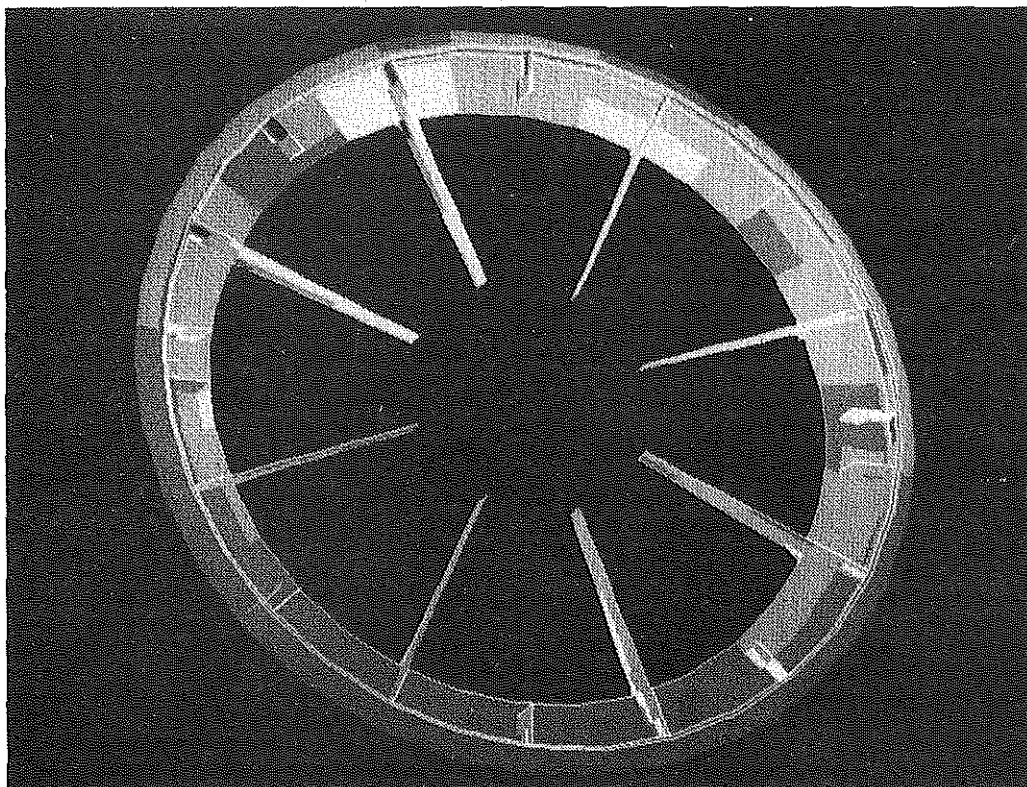
chen auf, und zwar an der Stelle der größten Verformung in Radialrichtung.

Die dargestellten Spannungen der Flächenelemente sind für einen fiktiven Knotenpunkt im Zentrum des Elements errechnet, den sogenannten Gauß'schen Integrationspunkt. Die Höhe der Spannungen gilt somit strenggenommen nur für den Mittelpunkt des Elements. Die Spannungen an den Rändern des Elements liegen zwischen den Gauß'schen Spannungen der beiden jeweils aneinanderliegenden Elemente.

Konkret bedeutet das, daß die in **Bild 4.3** mit der Maximalspannung von 32,5 N/mm² versehenen Elemente an den Rändern, also z. B. auch in den Bereichen der Schweißnähte des Realbauteils, geringere Spannungen aufweisen. Eine detailliertere Auswertung des Bereichs der größten Spannungen zeigt, daß die für das Spannungsmaximum maßgebende radiale Spannung in dem Schottblech eine Druckspannung ist, was besonders für die Schweißnahtspannungen von Vorteil ist.

Das **Bild 4.4** zeigt die im Seitenschild auftretenden Spannungen. Sie liegen maximal in einer Größenordnung von 20 N/mm² an der Einspannstelle.

Die Bereiche, in denen sich im Realbauteil die Mannlöcher befinden, sind mit Spannungen um 10



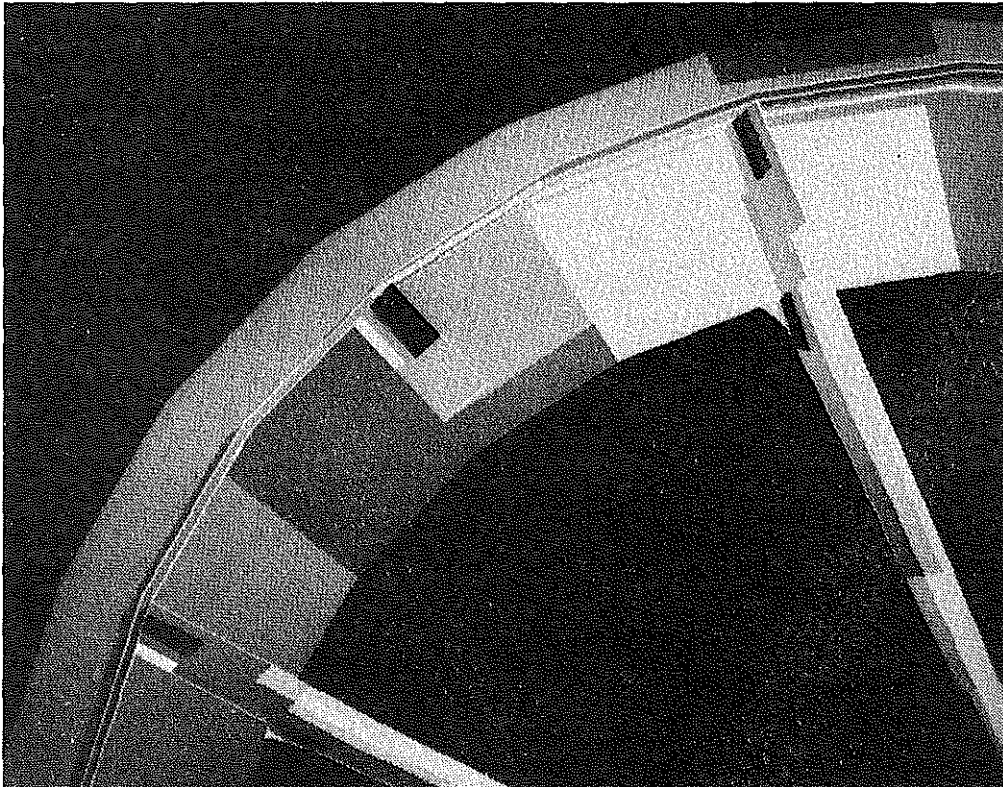
minimale
Vergleichsspannung:
0,139 N/mm²
maximale
Vergleichsspannung:
32,5 N/mm²

Bild 4.2: Vergleichsspannungen nach von Mises, dargestellt ohne Seitenschild

N/mm^2 noch geringer belastet, sodaß die Vernachlässigung der Mannlöcher bei der Generierung des Modells ihre Rechtfertigung erfährt.

4.3. Statische Belastung

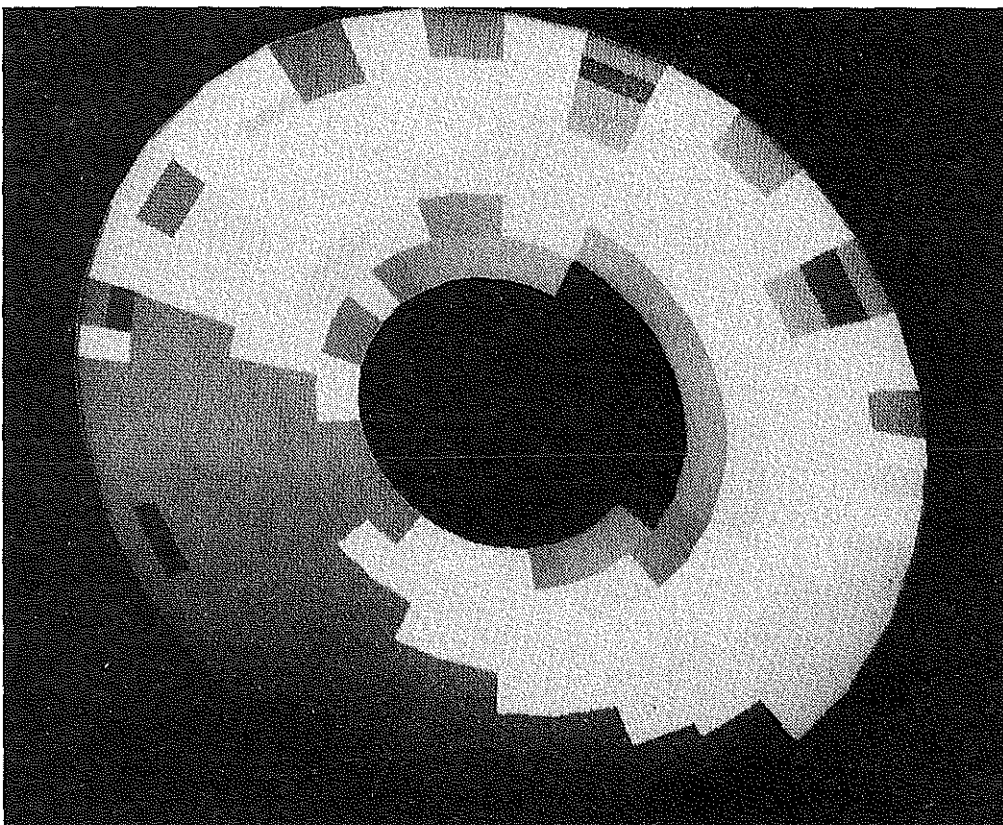
Die Überprüfung der Festigkeit der Treibscheibe mit der $4/3$ -Seilbruchlast ergibt die in Bild 4.5 mit dem Faktor 300 übertrieben dargestellte Verformung.



minimale
Vergleichspannung:
 $0,139 \text{ N/mm}^2$

maximale
Vergleichspannung:
 $32,5 \text{ N/mm}^2$

Bild 4.3: Vergleichspannungen nach von Mises, Ausschnitt



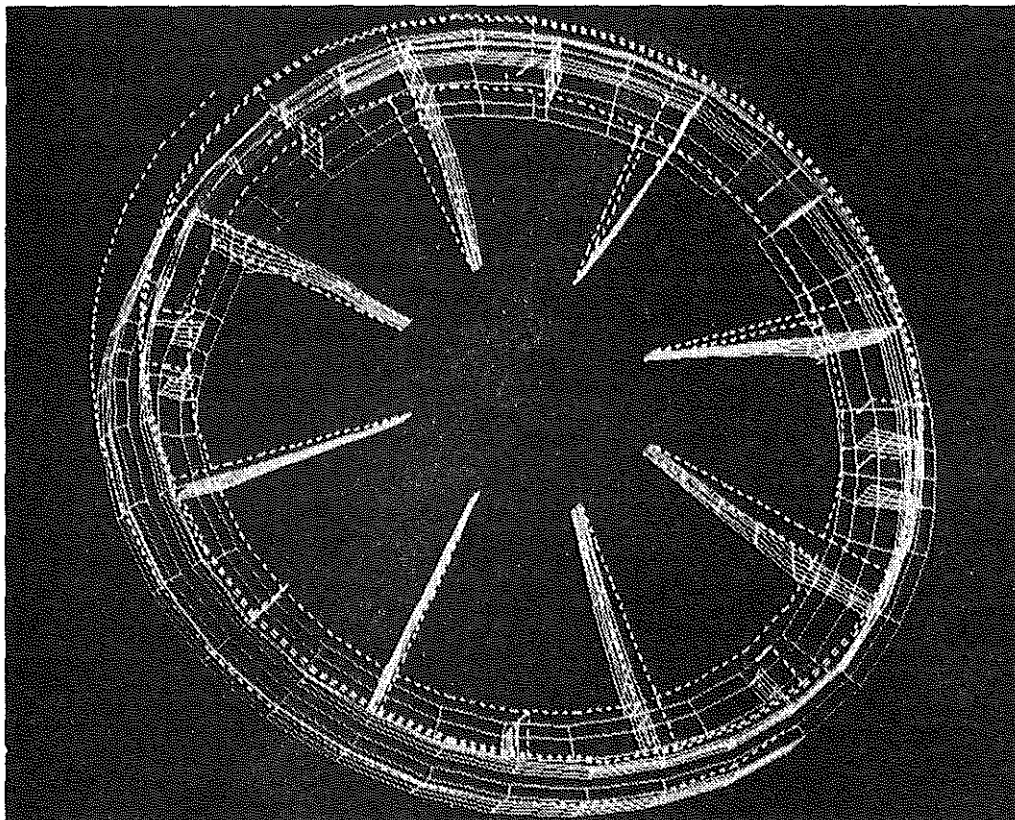
minimale
Vergleichspannung:
 $0,139 \text{ N/mm}^2$

maximale
Vergleichspannung:
 $20,2 \text{ N/mm}^2$

Bild 4.4: Vergleichspannungen nach von Mises im Seitenschild

Die Verschiebung beträgt hier maximal 1,12 mm. Aus der größeren Verformung resultiert, daß in den Bereichen, die auch bei der bereits beschriebenen

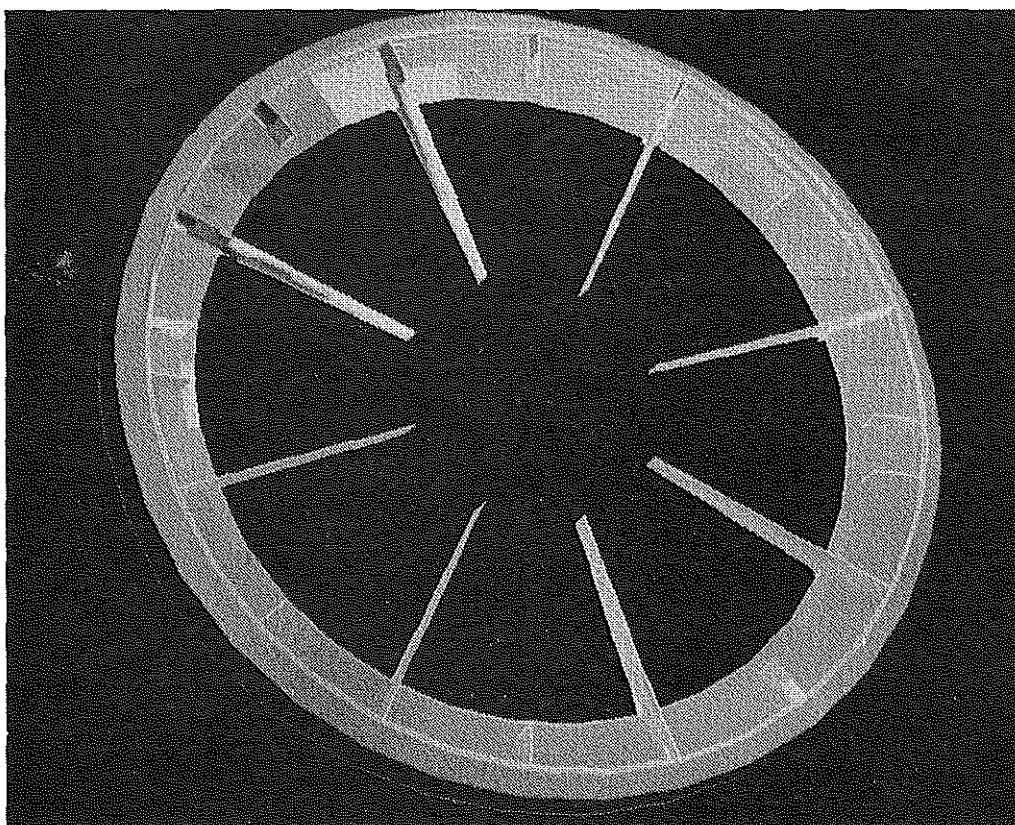
dynamischen Belastung am höchsten beansprucht werden, Spannungen auftreten, die über der Streckgrenze des Werkstoffs von $R_{eH} = 240 \text{ N/mm}^2$ liegen.



minimale
Verschiebung:
0 mm

maximale
Verschiebung:
1,21 mm

Bild 4.5: Verformung durch 4/3-Seilbruchlast (statische Belastung), dargestellt ohne Seitenschild



minimale
Vergleichspannung:
 $1,31 \text{ N/mm}^2$

maximale
Vergleichspannung:
 267 N/mm^2

Bild 4.6: Vergleichspannungen nach von Mises (statische Belastung), dargestellt ohne Seitenschild

Konkret bedeutet dies, daß in den in **Bild 4.6** sichtbaren Bereichen bei der Prüflast von $S_1 = 7734$ kN und $S_2 = 2578$ kN plastische Verformungen durch Spannungen von maximal 267 N/mm² hervorgerufen werden können.

Diese aus der rein elastischen Rechnung gewonnenen Maximalwerte stellen durch die Berechnung der Beanspruchung an dem Gauß'schen Integralpunkt eine durch numerische Effekte überzeichnete Beanspruchung dar, ferner bewirkt die Überschreitung der Streckgrenze von St 37 um 27 N/mm² nach dem Spannungs-Dehnungsschaubild eine plastische Dehnung von unter 5%, die darüberhinaus örtlich eng begrenzt ist und durch eine Druckspannung geprägt ist. Die für eine Zerstörung der Scheibe maßgebenden Beanspruchungen (Bruchfestigkeit 370 N/mm² bzw. Bruchdehnung 25%) werden bei weitem nicht erreicht, die Überlastung durch den hier berechneten 4/3-Seilbruchlast-Zustand führt zu örtlich begrenzten plastischen Verformungen, die nach außen praktisch nicht sichtbar werden. Für die Schweißnaht wurde dabei der Querschnitt des Schottbleches und die Festigkeit des Grundwerkstoffes angenommen.

4.4. Folgerungen

Die FE-Rechnungen zeigen, daß bei der angegebenen Belastung von $S_1 = 835$ kN und $S_2 = 585$ kN, auf beide Seile bezogen, mit maximalen Vergleichsspannungen nach von Mises von $32,8$ N/mm² keine Spannungen auftreten, die die Treibscheibe festigkeitsmäßig gefährden können. Die maximalen Beanspruchungen treten am Übergang der kleinen Schottbleche zum Trommelmantel auf und belasten Schottblech und Schweißnaht, die Beanspruchung im anschließenden Trommelmantel ist wesentlich geringer.

Für den Werkstoff St37 ist eine Zug-Druck-Schwellfestigkeit von 120 N/mm² garantiert. Das Kriterium der Schwellfestigkeit kann für die dynamische Belastung herangezogen werden, da die am stärksten belasteten Elemente der Treibscheibe eine Spannung nahe Null aufweisen, sobald sie sich aus dem Bereich der Seilumschlingung entfernen.

Auch unter Berücksichtigung der durch die im Man-

tel befindlichen Bohrungen bzw. der durch sie hervorgerufenen Kerbwirkung ist bei einer als maximal angenommenen Kerbwirkungszahl $\beta_K = 3$ kein Versagen unter den angegebenen Lasten zu befürchten.

Wird als Auslegungskriterium die 4/3-Seilbruchlast in der Form zur Rechnung herangezogen, daß S_1 die volle 4/3-Bruchlast, S_2 ein Drittel davon besitzt, ist die Streckgrenze von 240 N/mm² die festigkeitsbestimmende Größe.

Dieser Wert wird in den kurzen Stegblechen rechnerisch um ca. 10 % überschritten, was eine örtliche plastische Verformung zur Folge hätte. Die Spannungsspitzen würden dadurch abgebaut.

Die Verformung hätte auf die Funktion der Treibscheibe jedoch keinen Einfluß, da sie nicht zum Versagen der gesamten Konstruktion führen kann. Zudem ist die Zugrundelegung einer Seillast, die die Seilbruchlast überschreitet, zwar als überschlägiges Auslegungskriterium geeignet, läßt allerdings jedoch auch eine Interpretation der Ergebnisse, die so auf der "sicheren Seite" liegen, zu.

Die Treibscheibe ist für die vorgesehene Belastung mit hinreichender Sicherheit ausgelegt.

5. Literaturverzeichnis

- /1/ W. Beitz, K.-H. Küttner (Hrsg.): *Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau.* Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo 1987

Die Untersuchungen von Kontaktproblemen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM)

F. Rothe

Bei der Auslegung von Maschinen und Apparaten sind häufig die wechselseitigen Einflüsse (Interdependenzen) der Bauteile aufeinander problematisch. Diese lassen sich meist nicht ausreichend erfassen und beschreiben. Fehlende oder weitgehend unbekannt Randbedingungen führen jedoch auch bei einfachen Berechnung zu zweifelhaften Ergebnissen.

Im folgenden soll an einigen Beispielen demonstriert werden, welche Erkenntnisse durch Beschreibung von Kontaktproblemen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) gewonnen wurden.

1. Einführung

Für eine bestehende Wechselwirkung von einem Körper auf einen anderen ist nicht notwendigerweise eine unmittelbare Berührung notwendig. Bei der Untersuchung auf dem Gebiet der Akustik oder Elektrostatik liegen berührungsfreie Feldprobleme sogar häufig vor. Aber auch im Maschinenbau ist z. B. bei der Ermittlung von Thermospannungen die Wärmestrahlung eines konkaven Körpers auf sich selber oder eines beliebig geformten Teiles auf ein benachbartes zu berücksichtigen.

In den meisten Fällen ist jedoch der unmittelbare Kontakt zwischen zwei oder mehreren Bauteilen das Problem bei einer Untersuchung. Unbekannt sind dabei in der Regel der Ort bzw. die Länge des Kontaktes und die Lastverteilung über diesen.

Gewöhnlich bleibt dem Ingenieur nichts anderes übrig, als die in der Natur komplizierten Verhältnisse soweit zu linearisieren und zu vereinfachen, bis sie den ihm zur Verfügung stehenden Werkzeugen zugänglich sind (**Bild 1**).

Häufig betrachtet er die Bauteile als Kontinuum oder versucht das Last- und Verformungsverhalten des Bauteils in der Kontaktzone vorherzusagen und als Randbedingung bei der jeweiligen Dimensionierung der Einzelteile einzusetzen. Beide Verfahren sind ungenau und – was schlimmer ist – nicht in ihrer Fehlergröße abzuschätzen. Unterstützt wird er dabei allein durch seine Erfahrung und Versuchen an Ori-

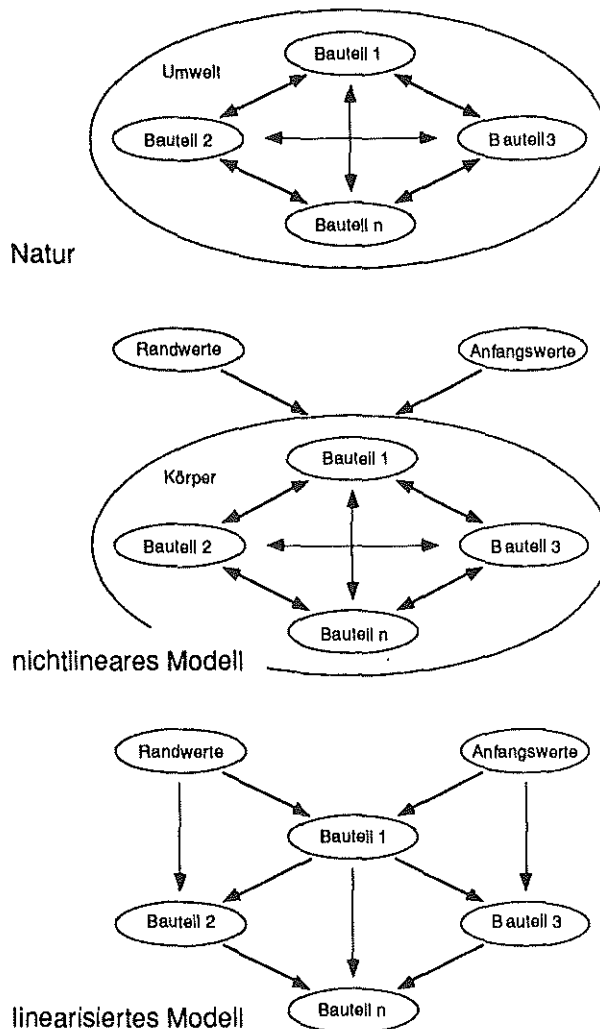


Bild 1: Modellvergleich
Das häufig in der Technik verwendete linearisierte Modell bildet die in der Natur stattfindenden Prozesse stark vereinfacht ab. Die Berücksichtigung von Kontaktproblemen als Beispiel eines nichtlinearen Modelles stellt somit eine realitätsnähere Abbildung dar.

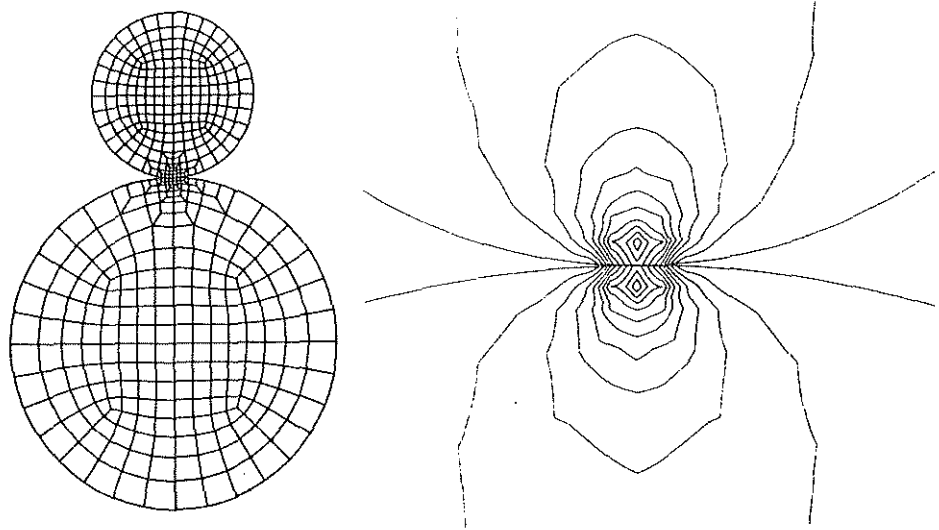
nalbauteilen. Messungen – etwa mit Hilfe von Dehnungsmeßstreifen (DMS) – sind nicht möglich, da gerade in der potentiellen Kontaktzone kein Platz für die benötigten Instrumente und Kabel vorhanden ist.

Experimentelle Methoden, die mit Modellwerkstoffen arbeiten wie z. B. die Spannungsoptik, geben nur bedingt das echte Werkstoffverhalten wieder. Teilplastifizierungen u. ä. können nicht zuverlässig nachvollzogen werden.

Bild 5: FEM-Modell aus zwei Kreisscheiben ($d_1 = 15 \text{ mm}$, $d_2 = 30 \text{ mm}$) zur Untersuchung einer Hertz'schen Pressung

links: Geometrie und Topologie (insgesamt 450 Elemente und 1500 Knoten)

rechts: Linien gleicher Vergleichsspannung nach von Mises (berechnet mit dem FEM-Programmpaket MARC und ausgewertet mit MENTAT).



Gleitreibung liegt vor, wenn zwar eine Relativbewegung stattfindet, diese aber nicht alle Spannungen im Körper abbauen kann. Es verbleiben (abhängig von den verwendeten Werkstoffen und den Oberflächengüten) Restspannungen

Da die Haftreibung gewöhnlich größer als die Gleitreibung ist, kommt es zu dynamischen Prozessen, sogenannten **Stilp-Stick-Effekten** wenn ein Körper permanent kleinen Verschiebungen bzw. Verformungen unterliegt. Durch die Haftreibung kommt es zunächst zu keiner Relativbewegung zwischen den Bauteilen, d. h. die aufgeprägte Verformung wird allein durch die Deformationsfähigkeit eines Bauteils aufgenommen. Wird die Haftreibung schließlich in der Kontaktzone überschritten, kommt es zur Gleitreibung. Dieser Zustand hält an, bis schließlich auch die Gleitreibung nicht mehr überschritten wird. Damit liegt wieder ein Zustand der Haftreibung vor. Durch den ständigen Wechsel der Betriebszustände ändern sich ständig die Spannungen in den Bauteilen.

4. Beispiele

Die folgenden Beispiele entstanden im Rahmen verschiedener Forschungsschwerpunkten während des letzten Jahres am Institut für Maschinenwesen. Alle wurden mit dem FEM-Programmpaket MARC auf einer PRIME 6150 gerechnet. Sie sollen zeigen, welchen breiten Eingang die neue Technik der Kontaktberechnung auf die Forschung hat.

4.1 Hertz'sche Pressung

Einer der wenigen Fälle, für den eine analytische Lösung für ein Kontaktproblem vorliegt ist die Hertz'sche Pressung. Sie stellt damit einen idealen Prüfstein für die Güte von FEM-Lösungen dar. Leider hat sie nur einen eingeschränkten Gültigkeitsbereich, da

1. die Abmessung der Druckflächen klein gegen die Radien der Bauteile sein müssen,
2. die Proportionalitätsgrenzen R_p der Werkstoffe nicht überschritten werden darf und
3. keine Reibungskräfte und Schubspannungen an den Oberflächen auftreten dürfen.

Berücksichtigt man diese Einschränkungen auch im FEM-Modell, so erhält man hervorragend übereinstimmende Ergebnisse. In **Bild 5** erkennt man z. B. deutlich die durch die Schubspannungen hervorgerufene Spannungsmaxima unterhalb der Kontaktflächen in beiden Körpern, die bekanntlich für die Pitting-Bildung verantwortlich sind.

4.2 Augenstäbe

Eines der am ungenauesten berechneten Maschinenelemente stellen die Zugelemente in Form von Augenstäben (**Bild 6**) dar. Schaut man in die Lehrbücher [6,7,8,9] und Nachschlagewerke [10,11,12], so findet man hier gelochte Zugstäbe und deren Kerbfaktoren α_K , die für die belasteten Bohrungen um den Faktor 2 bis 3 zu klein sind, und den Begriff

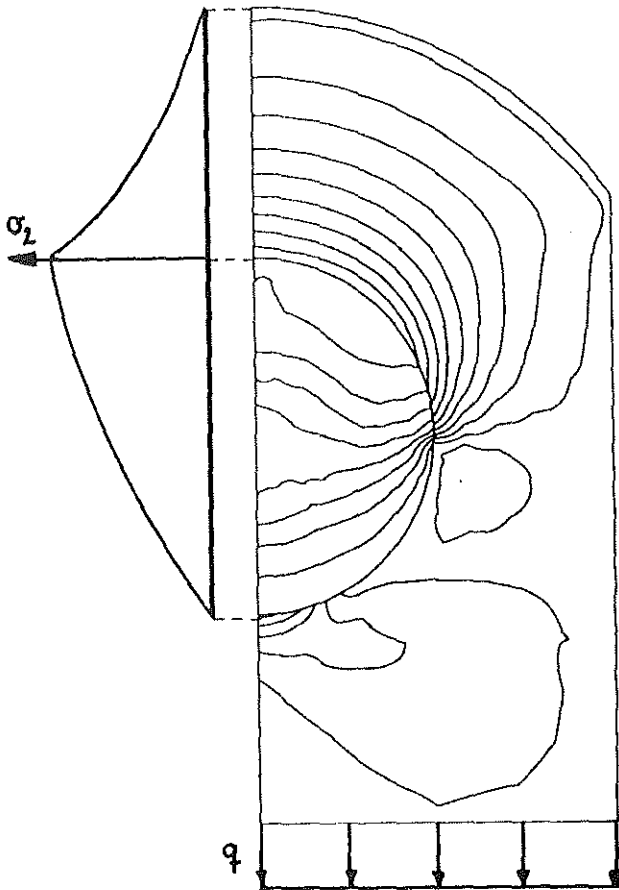


Bild 6: Druckhauptspannung in einer zugbeanspruchten Bolzen-Laschen-Verbindung.

der Lochleibung, bei der die in den Stäben wirkende Gesamtkraft auf die projizierte Querschnitt umgerechnet wird:

$$p_{zul} \geq p = \frac{F}{b \cdot d} \quad (2)$$

Das Spiel zwischen Bolzen und Lasche sowie die auftretende Spannungsüberhöhung an den Kanten der Lasche werden vernachlässigt.

Das von der DFG (Deutsche Forschungsgesellschaft) gefördertes Projekt „Verhalten symmetrischer Zugelemente unter elastischer und teilplastischer Verformung sowie nach teilplastischer Vorverformung“ am Institut für Maschinenwesen versucht die tatsächlich im Bauteil vorliegenden Beanspruchungen zu erforschen.

So wurde festgestellt, wie die Last vom Bolzen in den Augenstab in Längs- und Querschnitt übertragen wird, welche Kontaktzone sich bei Berücksichtigung des Bolzenspiels und der Last einstellt und welche Traglastreserven bei Zulassung von Teilplastifizierungen verbleiben.

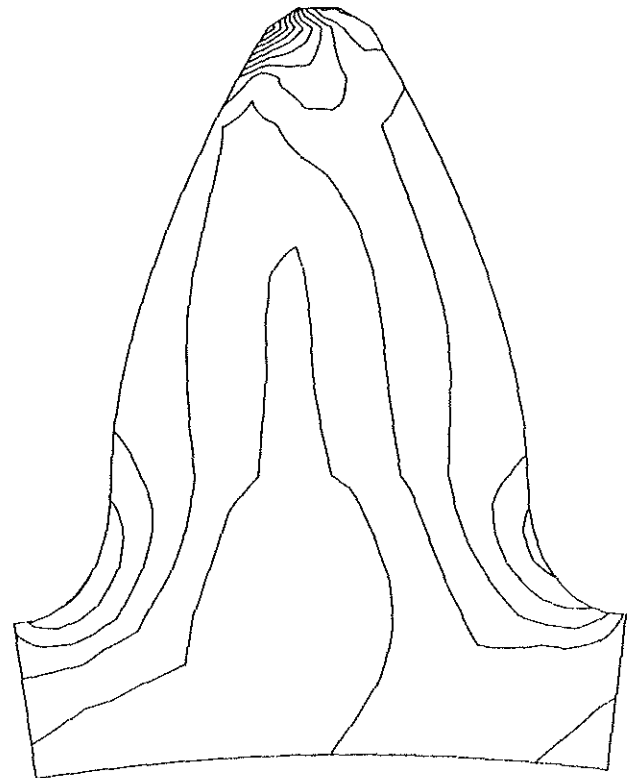


Bild 7: Spannungsverlauf nach von Mises eines Zahnes bei Kopfeingriff (ohne Gegenzahn)

4.3 Evolventenverbindungen

In Zahnrad- und Zahnwellenverbindungen liegen ähnliche Verhältnisse wie bei einer Hertz'schen Pressung vor. In einer Reihe von Untersuchungen wurde am Institut für Maschinenwesen die Lastübertragung an den Zahnflanken analysiert. In dem von der FVA (Forschungsvereinigung Antriebstechnik) finanzierten Projektes 99/I-IV „Zahn-/Keilwellenverbindungen“ zeigte sich, daß die zur Zeit genormte Zahnwellengeometrie nicht das optimale Tragverhalten besitzt. Neue Zahnproportionen (**Bild 7**) erweisen sich als elastischer, so daß Teilungsfehler leichter ausgeglichen werden und die

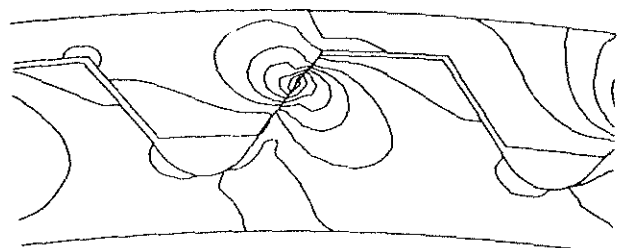


Bild 8: Spannungsverlauf nach von Mises einer Zahnwellenverbindung (Ausschnitt)

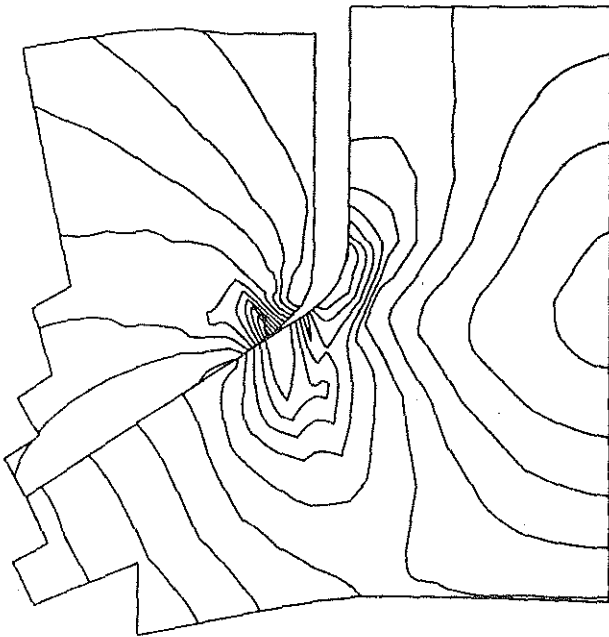


Bild 9: Spannungverlauf nach von Mises in einer Schwalbenschwanzführung (Ausschnitt)

Zähne über den Umfang gleichmäßiger tragen. Modifizierte Zahnflankenformen (**Bild 8**) haben eine größere Kontaktzone und neigen daher weniger zur Pittingbildung.

4.4 Schwalbenschwanzführung

Im Rahmen des Sonderforschungsbereiches 180 „Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen unter besonderen mechanischen, thermischen und chemischen Belastungen“ wurde von einem Mitarbeiter dieses Institutes die Fixierung von Schlagelementen in einer Sichter mühle untersucht [13]. Variiert wurden u. a. verschiedene Schwalbenschwanzwinkel und Werkstoffpaarungen unter Berücksichtigung von Kontaktverhalten, Reibung und Teilplastifizierung.

Bild 9 zeigt einen Ausschnitt aus dem FEM-Modell der Schwalbenschwanzführung. Der linke Körper gehört zum Rotor, das rechte Teil zum Schlagelement. Man erkennt man deutlich, daß es im oberen

Teil der Kontaktzone zum Kanten tragen kommt, bei der örtlich ein Vielfaches der mittleren Druckspannung vorliegt. Eine Dimensionierung, in der lediglich die tragende Länge eingeht und die Lastüberhöhung vernachlässigt wird, würde zwangsläufig zu einem vorzeitigen Versagen des Bauteils führen.

5. Literatur

- [1] Zienkiewicz: Methode der finiten Elemente Hanser, 2.Aufl., 1984
- [2] Bathe: Finite-Element-Methoden, Springer, 1986
- [3] Argyris, Mlejnek: Die Methode der finiten Elemente (Bd.1 - 3) Vieweg, , 1986
- [4] MARC Manual Rev. K4, 1990
- [5] ASKA Manual Rev.9.0, 1990
- [6] Roloff, Matek: Maschinenelemente Vieweg, 9.Aufl., 1984
- [7] Köhler, Rögnitz: Maschinenteile (Bd.1 u. 2) Teubner, 7.Aufl., 1986
- [8] Decker: Maschinenelemente Hanser, 10.Aufl., 1990
- [9] Niemann: Maschinenelemente (Bd.1 - 3) Springer
- [10] Taschenbuch Technische Mechanik Deutsch, 1990
- [11] Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau Springer, 14.Aufl., 1981
- [12] Hütte – Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften Springer, 29.Aufl., 1990
- [13] Deppermann: Konstruktive Gestaltung von Hochgeschwindigkeitsrotoren in Feinprallmühlen Dissertation , TU Clausthal, 1991

Untersuchung des in einer Verzinkungswanne auftretenden Spannungszustandes mittels der Methode der Finiten Elemente

R. Jakel

0. Einleitung

Der vorliegende Artikel behandelt die Berechnung des in einer Verzinkungswanne auftretenden Spannungszustandes mittels der Methode der Finiten Elemente (FEM). Die Wanne wird gefertigt von der Firma Schmitz + Apelt LOI Industrieofenanlagen GmbH, Wuppertal.

Eine schematische Darstellung der etwa 9 m langen und 3 Meter hohen Wanne zeigt **Bild 1**. Die Wanne liegt auf dem Boden auf und wird an der Längsseite unterhalb des Flansches von sog. Kesselwandhalterungen gehalten. Die Gegenkraft an der Wandfläche erzeugen mehrere federnde Kesselwandhalterungen.

Diese Wanne unterliegt zum einen der Beanspru-

chung durch den hydrostatischen Druck des flüssigen Zinks, zum anderen treten in der Kesselwand Wärmespannungen durch ein inhomogenes Temperaturfeld auf. Ein besonderes Problem bei der Berechnung stellen die erwähnten Kesselwandhalterungen und -flanschabstützungen dar, die z.T. erheblich nichtlineare Kennlinien aufweisen.

1. Vorbereitungen für die Rechnung

1.1 Modellgenerierung

Die Modellgenerierung und Rechnungsauswertung erfolgte mit dem am IMW implementierten Pre- und Postprocessor MENTAT, die FE-Rechnung mit dem

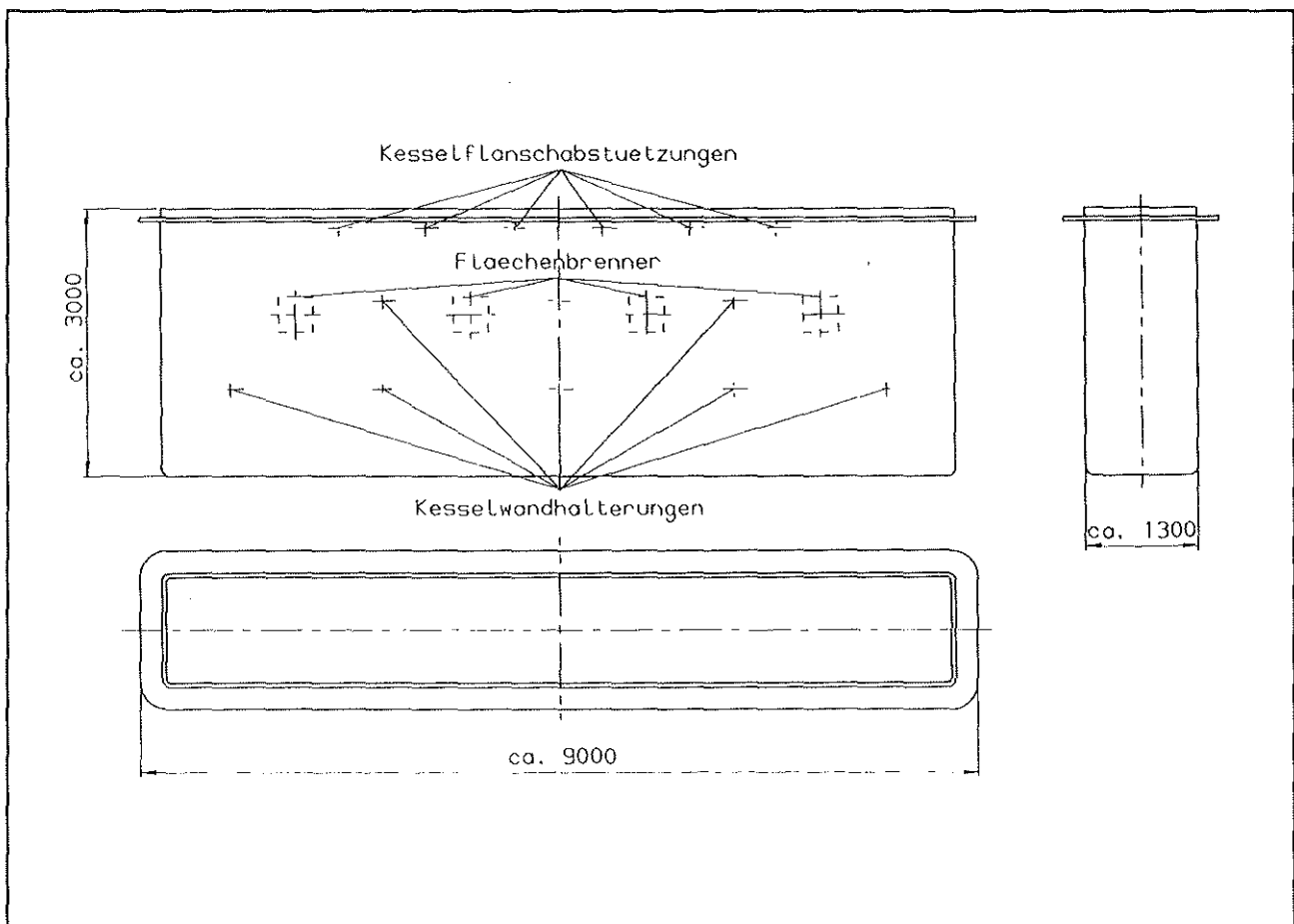


Bild 1: Skizze der Verzinkungswanne

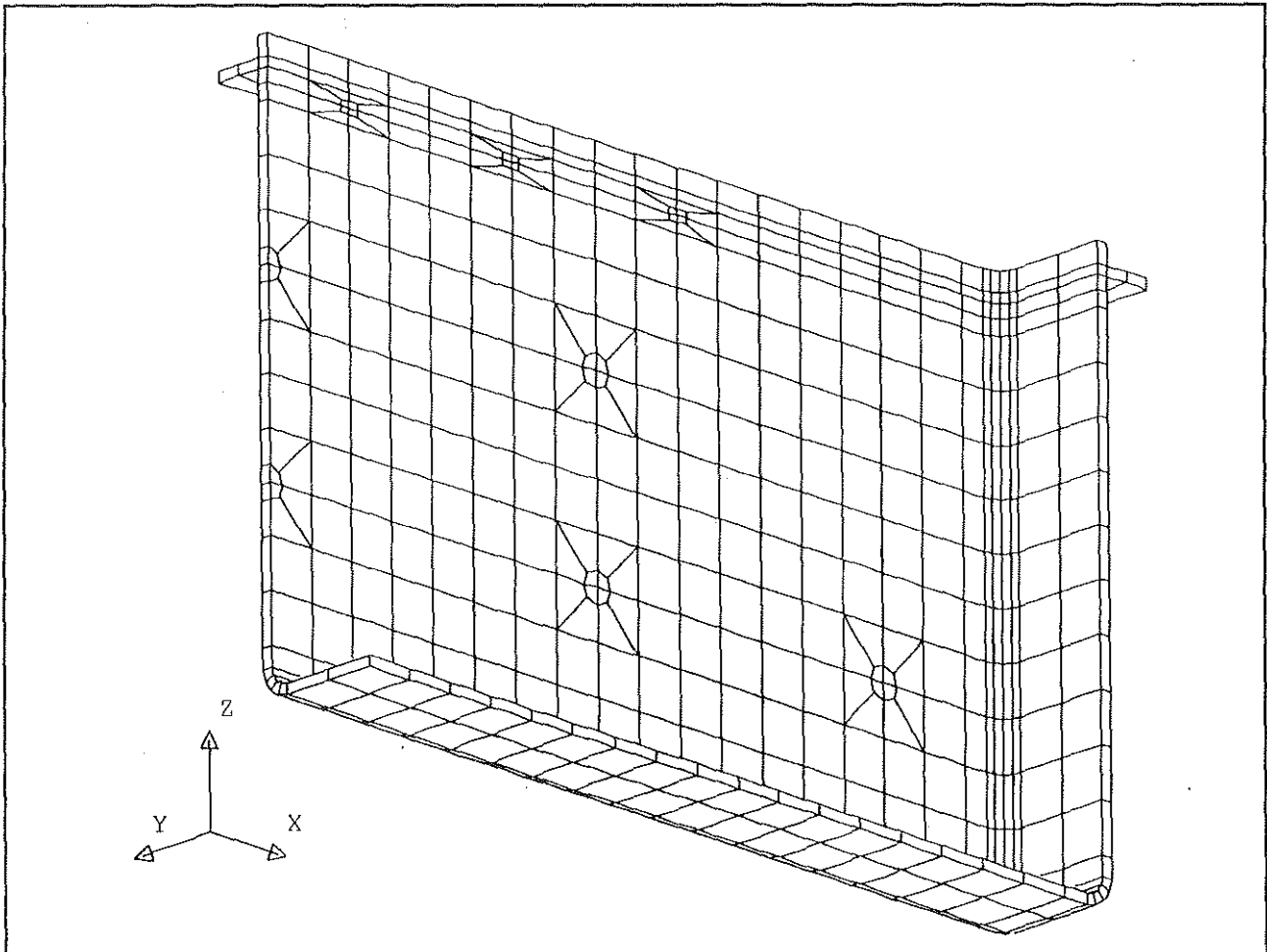


Bild 2: Aus Volumenelementen mit quadratischem Ansatz generiertes FE-Netz

Softwarepaket MARC. Die Verzinkungswanne wurde wegen des symmetrischen Beanspruchungszustandes als Viertelmodell in Volumenelementen vom Typ 21 generiert (**Bild 2**). Das Netz wurde im Bereich der Kesselwandhalterungen und der Kesselflanschabstützungen verfeinert, um die Größe der Druckflächen von Abstützungen und Halterungen gut modellieren und dort evt. auftretende höhere Spannungsgradienten gut berechnen zu können. Das verwendete Solid-Element hat einen quadratischen Ansatz, besitzt 20 Knoten- und 27 Integrationspunkte. Die Auswahl dieses Elementes war notwendig, weil Rechnungen mit dem MARC-Element Nr. 7 mit linearem Ansatz (8 Knoten-, 8 Integrationspunkte) deutliche Fehler im Spannungs- und Verformungsfeld ergaben. In Kauf genommen werden mußte damit aber ein erheblicher Anstieg der Rechenzeit. Das jetzt verwendete Element eignet sich wegen des hochwertigen Rechenansatzes zur Lösung von Schalenproblemen mit nur einem Ele-

ment über der Schalendicke. Zur Kontrolle der Verformungen wurde ein weiteres Netz in Schalenelementen vom Typ 75 generiert und eine Rechnung bei konstanter Temperatur durchgeführt.

1.2 Werkstoffkennwerte

Die Werkstoffkennwerte für den Kesselstahl wurden unter Berücksichtigung der hohen Einsatztemperatur festgelegt und idealelastisches Werkstoffverhalten angenommen.

1.3 Randbedingungen (Ist - Zustand)

Die Kesselflanschabstützungen haben bei kaltem Kessel ein gewisses Einbauspiel; nach dem Anlegen des Kesselflansches kommt dann ein als sehr harte Druckfeder verwendetes Hohlprofil zum tra-

gen. Die Kesselflanschabstützungen müssen also als nichtlineare Feder nachgebildet werden, wodurch es erforderlich wird, die Last in Inkrementen aufzugeben und einige Iterationen vorzunehmen, um realistisches Spannungs- und Verformungsverhalten zu simulieren.

Auch die Kesselwandhalterungen haben nichtlineare Kennlinien. Sie wurden in drei Stufen linearisiert und wie die Flanschabstützungen mit Hilfe der MARC-Usersubroutine USPRNG nachgebildet. Bei den Kesselwandhalterungen mußte jedoch zusätzlich noch eine Federvorspannung aufgebracht werden. Der Kesselboden wurde als auf einer sehr steifen Druckfeder aufliegend betrachtet.

1.4 Druckbeanspruchung durch flüssiges Zink

Der hydrostatische Druck durch das flüssige Zink bzw. die Bleischicht auf dem Kesselboden kann **Bild 3** entnommen werden. Er ergibt sich bei Annahme einer Dichte von $6,7 \text{ g/cm}^3$ für Zink und von $10,9 \text{ g/cm}^3$ für Blei.

1.5 Temperaturfeld

Da die wirkliche Temperaturverteilung nicht genau bekannt ist, müssen die Temperaturen an der In-

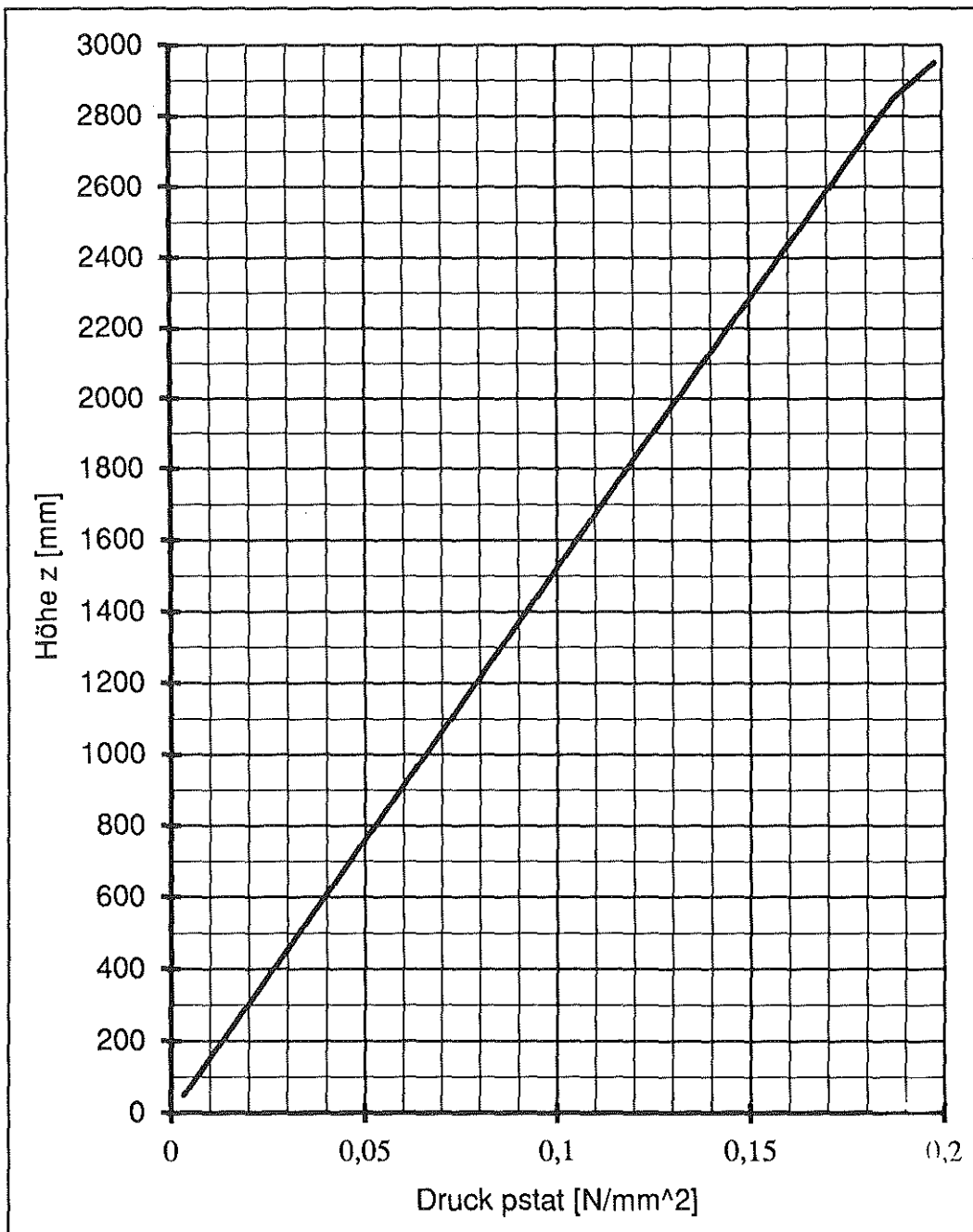


Bild 3:
Druckbeanspruchung der Wanne durch das flüssige Zink

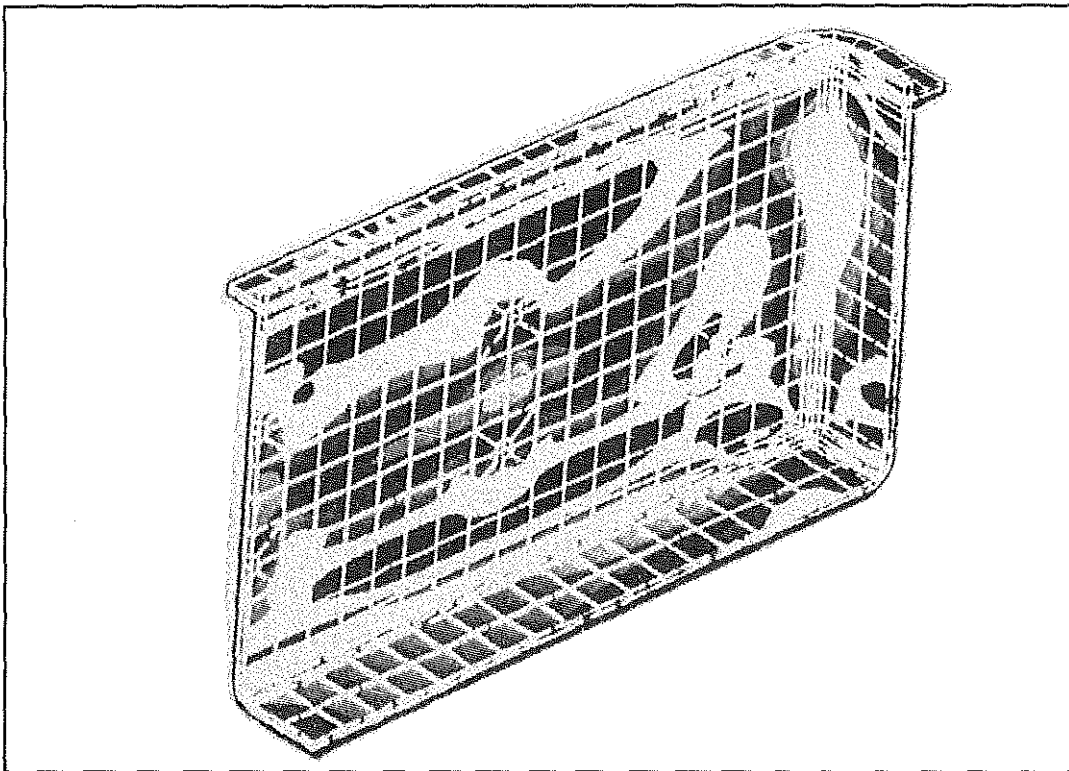


Bild 4:
Vergleichsspannung nach von Mises für den Ist-Zustand der Verzinkungswanne. Innenseite – Ansicht von oben.

nen- und Außenseite der Wanne geschätzt werden. Es wird davon ausgegangen, daß sich die Temperatur über der Wanddicke linear ändert.

Um den Einfluß des Temperaturfeldes besser beurteilen zu können, wurden zwei weitere Rechnungen vorgenommen. Hierbei ist einmal die Wanneninnentemperatur mit konstant 470 °C und die Wannenaußentemperatur mit konstant 500 °C festgelegt worden; bei einer weiteren Rechnung wurde die Temperatur überall mit 485 °C angenommen. Die Ergebnisse dieser Rechnungen werden in den Abschnitten 2.1.1 und 2.1.2 behandelt.

2. Berechnungsergebnisse

2.1 Ergebnisse Ist-Zustand

Unter Ist-Zustand werden die Ergebnisse verstanden, die mit sämtlichen in Kapitel 1 aufgeführten Randbedingungen ermittelt wurden. Die Rechenergebnisse des Ist-Zustandes werden exemplarisch durch die **Bilder 4 bis 6** dargestellt.

Die Vergleichsspannung nach von Mises zeigen die **Bilder 4 und 5**. Als besonders kritische Stellen haben sich der Radius am Wannenboden in Längsrichtung und die senkrecht stehende vordere Kante

erwiesen. Hier treten an der Innen- wie an der Außenseite sehr hohe Vergleichsspannungen auf. Anders verhält es sich bei der dem Brenner zugewandten Stelle: Hier ist nur die Außenseite kritisch. Hierfür ist im wesentlichen die z-Biegespannung verantwortlich; alle anderen Spannungskomponenten sind hier vergleichsweise gering.

Bei der weiteren Betrachtung der Normalspannungskomponenten fällt auf, daß in x-Richtung auf den Rändern der Wandaußenseite Druckspannungen bzw. zwischen den Kesselwandhalterungen Spannungen um den Nullpunkt vorliegen, auf der Innenseite hingegen genau vorzeichenvertauschtes Verhalten auftritt. Die Normalspannungen in z-Richtung dagegen werden – wie bereits erwähnt – auf der Außenseite zwischen den Kesselwandhalterungen sogar stark positiv, auf der Innenseite in gleicher Größenordnung negativ. Um dieses Verhalten erklären zu können, wurden zwei weitere Rechnungen bei geänderter Temperaturverteilung vorgenommen, die in den beiden folgenden Kapiteln erläutert werden.

Betrachtet werden sollen nun noch die Verformungen. Verformtes und unverformtes Netz werden in **Bild 6** anschaulich dargestellt.

Bei der Verformung in x-Richtung zeigt sich, daß sich die Stirnseite der Kesselwand etwas nach in-

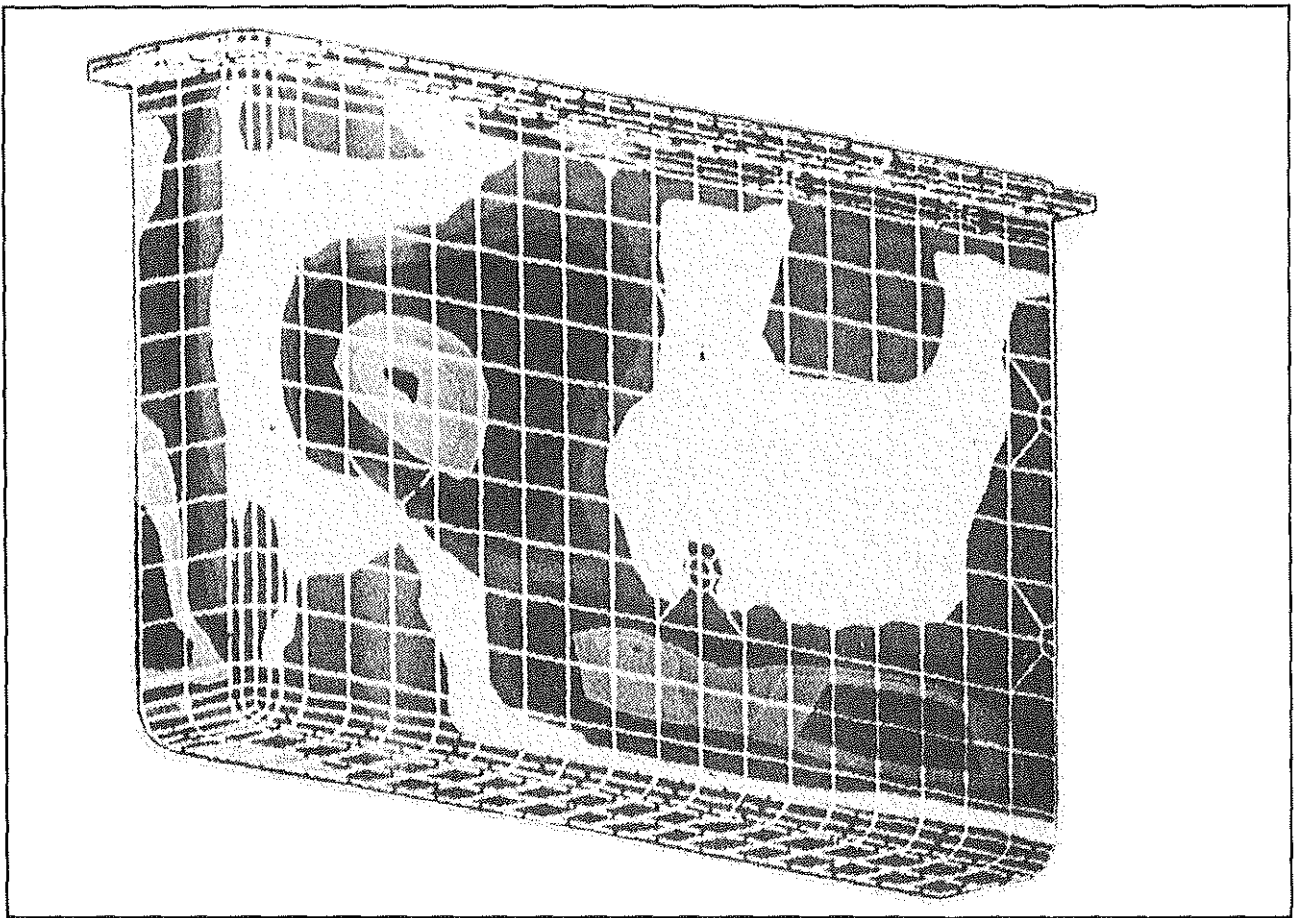


Bild 5: Vergleichsspannung nach von Mises für den Ist-Zustand der Verzinkungswanne.
Außenseite - Ansicht von unten

nen einbeult – ein Effekt, der durch das Ausbeulen der Wandlängsseiten hervorgerufen wird.

In y-Richtung ergibt sich qualitativ wie quantitativ das in der Realität beobachtete Verformungsbild. Die Wanne baucht sich im Bereich der Kesselwandhalterungen stark aus, während die Verformung an den Kesselflanschabstützungen nur geringfügig über dem Einbauspiel liegt. Dies war zu erwarten, da dann eine sehr harte Feder zum Tragen kommt.

Die Verformung in z-Richtung zeigt nichts außergewöhnliches, auffällig ist hier nur, daß sich die Kreppe durch die Ausbeulung der Längswand deutlich nach oben biegt.

2.1.1 Ergebnisse bei konstantem Temperaturgradienten

Gegenüber dem Ist-Zustand ist hier die Wandin-

nentemperatur gleichmäßig mit 470 °C, die Wandaußentemperatur mit 500 °C angenommen.

Der Einfluß auf die Verformung in y-Richtung ist gegenüber dem Ist-Zustand sehr gering, viel größer ist hingegen der Einfluß auf das Spannungsfeld. Zwar bewegt sich die von Mises'sche Vergleichsspannung etwa in dergleichen Größenordnung, jedoch sind wesentlich größere Flächen derart hoch beansprucht. Geringer beansprucht ist lediglich die Außenfläche im Bereich der Kesselwandhalterungen. Dies könnte man damit erklären, daß sich Wärmespannungen in der Kessellängswand jetzt nur noch durch den Temperaturgradienten über der Wanddicke, nicht aber über der Wandhöhe bilden können.

Die Radien werden jetzt natürlich durch den im Gegensatz zum Ist-Zustand höheren Temperaturgradienten stärker beansprucht.

Augenfälligster Unterschied ist, daß beim Ist-Zustand die Kreppe und der Wannenboden einer

Zugbeanspruchung unterliegen, während sie jetzt druckbeansprucht sind. Dies ist sehr einfach durch die deutlich geringere Temperatur dieser Bereiche bei der Ist-Zustandsrechnung zu erklären, sie müssen sich bedingt durch die wesentlich wärmere Längswand ausdehnen. Dies erklärt auch, wieso bei der Rechnung mit konstantem Temperaturgradienten auf der Längswandinnenseite deutlich höhere Zugspannungen auftreten.

2.1.2 Ergebnisse bei konstanter Temperatur

Um den Einfluß des Temperaturgradienten besser beurteilen zu können, ist das komplizierte Temperaturfeld durch eine mittlere Temperatur von 485°C ersetzt worden.

Es zeigt sich ein erheblicher Einfluß im Spannungsfeld und sogar im Verformungsfeld. Bedingt durch die fehlenden Wärmespannungen (keine Dehnungsdifferenzen in der Wand) beträgt die maximale Verformung in y-Richtung nur noch etwa 65% des ursprünglichen Wertes. Das gleiche Ergebnis erhält man auch, wenn man mit dem MARC-Schalenelement Nr. 75 rechnet. Bei absolut identischen Randbedingungen liegt hier die Verformung in der gleichen Größenordnung, ein Hinweis auf die richtige Wahl der eingesetzten Elementtypen.

Was das Spannungsfeld betrifft, so läßt sich die Aussage treffen, daß zwar wiederum das Maximum der Vergleichsspannung nahezu unbeeinflusst bleibt, die Verteilung sich jedoch erheblich geändert hat. Stirnseite und Ecke sind deutlich geringer beansprucht.

Vergleicht man noch einmal die Spannungen in x-

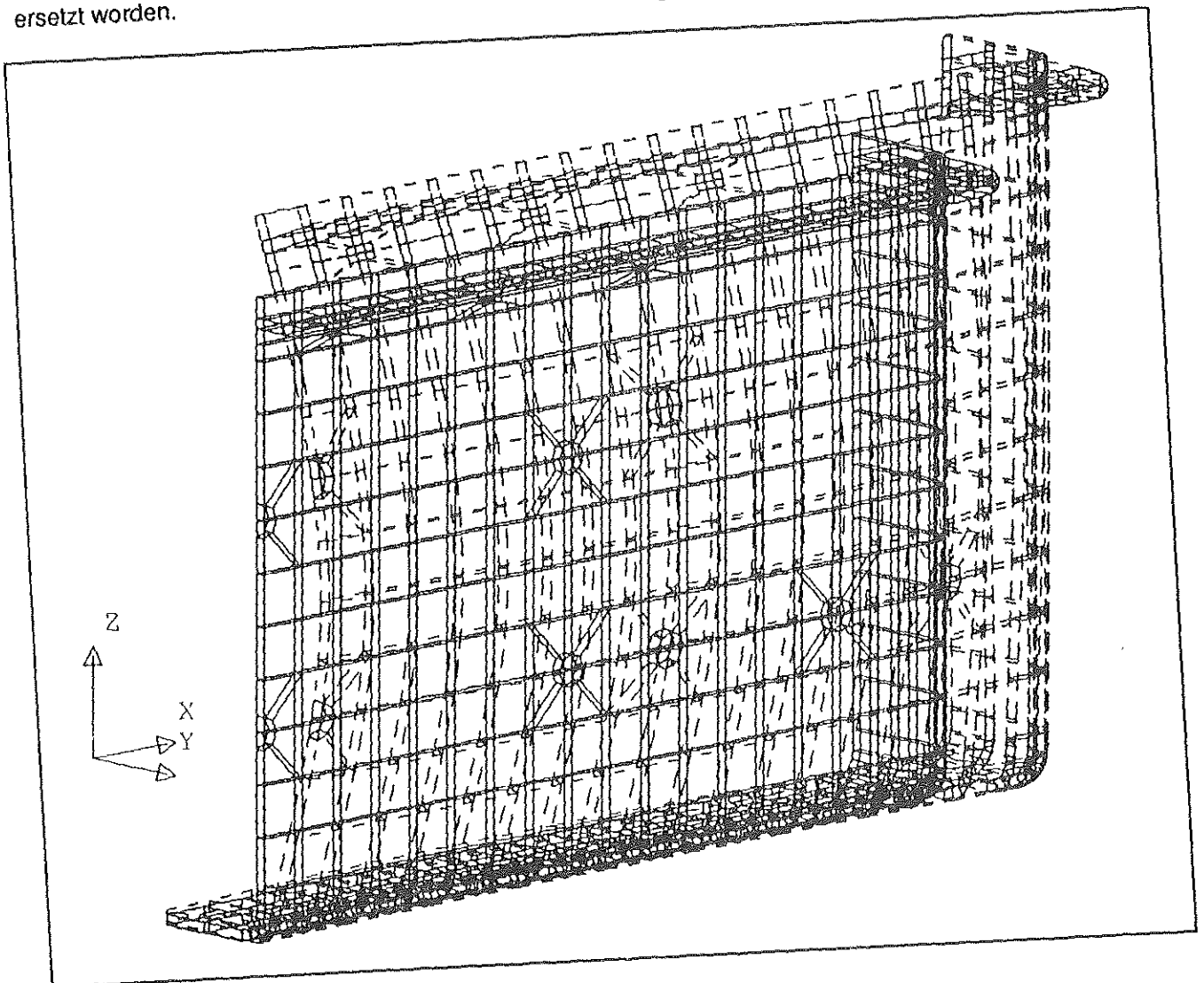


Bild 6: Verformtes und unverformtes Netz für den Ist-Zustand der Verzinkungswanne

Richtung, so stellt man fest, daß jetzt auf der Aussenseite sogar recht erhebliche Zugspannungen und im Innenbereich überwiegend Druckspannungen auftreten. Dies ist unmittelbar einleuchtend, da jetzt nur Biegung ohne überlagerte Wärmespannungen auftritt. Die seitens des Temperaturgradienten hervorgerufenen Spannungen (Kesselwandhalterungen, Krempe und Wannensboden behindern die Dehnung) haben also einen ganz erheblichen Einfluß.

2.2 Ergebnisse bei Reduzierung der Anzahl an Kesselwandhalterungen

Aus wirtschaftlicher Hinsicht wäre es wünschenswert, die Anzahl an Kesselwandhalterungen reduzieren zu können, um Kosten einzusparen. Daher werden im folgenden zwei Rechnungen vorgestellt, die die Halterungsanzahl von 16 im Ist-Zustand auf 12 bzw. 6 reduzieren. Es wurde dabei mit dem Temperaturfeld des Ist-Zustandes gerechnet, auch die Federvorspannungen blieben unverändert.

2.2.1 Verwendung von insgesamt 12 Halterungen

Bei dieser Rechnung wurde das gleiche Netz wie für den Ist-Zustand verwendet, es wurde lediglich die äußere Kesselwandhalterung nicht mehr benutzt. Die Federkennlinie der übrigen Halterungen blieb gegenüber dem Ist-Zustand unverändert. Die Auswirkung auf das Spannungsfeld ist vernachlässigbar klein, Höhe und Verteilung der von Misesschen Vergleichsspannung unterscheiden sich praktisch nicht vom Ist-Zustand. Lediglich die Verformung in y-Richtung wächst etwas an. Da die äußere Kesselwandhalterung der Verformung nicht mehr entgegenwirken kann, beult sich die Wanne im Bereich der äußeren Halterungen etwas stärker aus. In Anbetracht der nicht steigenden Vergleichsspannung könnte diese zusätzliche geringfügige Verformung jedoch bedenkenlos in Kauf genommen werden.

2.2.2 Verwendung von insgesamt 6 Halterungen

Ermutigt durch den erfolgreichen Versuch, die äußeren Kesselwandhalterungen wegzulassen, wurde in einer weiteren Rechnung die Zahl der Halterungen halbiert, pro Wannenseite also nur noch drei Halterungen vorgesehen. Um dennoch eine ausreichend große Gegenkraft sicherzustellen, ist die Federsteifigkeit der Kesselwandhalterungen vergrößert worden.

Die von Misessche Vergleichsspannung ist immer noch nicht ungünstiger als im Ist-Zustand, die Beanspruchung der Kessellängswand sogar etwas geringer.

Große Unterschiede zeigen sich jedoch im Verformungsverhalten: Bedingt durch die höhere Federsteifigkeit und die mittige Anordnung wird die maximale Verformung in y-Richtung etwas geringer, ebenso verschiebt sich der "Verformungsbauch" in den Bereich der äußeren Wandhalterung.

2.3 Ergebnisse bei geänderten Federkennlinien

Als eine andere Methode der Optimierung bietet sich die Auswahl günstigerer Federsteifigkeiten von Kesselflanschabstützungen und Kesselwandhalterungen an. Hierdurch sind zwar unmittelbar keine finanziellen Vorteile zu erwarten, jedoch erhofft man sich gegebenenfalls geringere Beanspruchungen des Kessels. Auch diese Rechnungen sind mit dem Temperaturfeld des Ist-Zustandes durchgeführt worden.

2.3.1 Erhöhung der Federsteifigkeit der Kesselwandhalterungen

Gegenüber dem Ist-Zustand wurde bei dieser Rechnung für die Kesselwandhalterung statt einer degressiven eine progressive Federkennlinie benutzt. Bis zu einem definiertem Punkt ist die Federsteife unverändert geblieben, danach verdoppelt worden; die Federvorspannung blieb gleich.

ren sondern er kann durch die Anbindung eigener Subroutinen an das Hauptprogramm weitere Berechnungen und Ausgaben erzeugen. Zur Berechnung einer Postvariablen bietet MARC die Subroutine PLOTV an. Diese Subroutine ermöglicht es dem Anwender auf die in MARC an den Integrationspunkten berechneten Spannungen zuzugreifen, eigene Umrechnungen durchzuführen und diese neu ermittelten Werte auf eine zu definierende Postvariable im Postfile abzulegen. Diese dann vom Anwender erstellte Routine wird bei der Ausführung des Rechenlaufes zu dem Hauptprogramm gebunden und im Berechnungsablauf mit ausgeführt.

2.1 Festlegungen und Annahmen in der Subroutine PLOTV

Da die Ermittlung des gewünschten Spannungstensors über eine Transformation seiner jeweiligen Komponenten im vereinbarten Koordinatensystem vollzogen wird, und um eine allgemeingültige und breite Anwendung der hier vorgestellten Subroutine für eine Vielzahl von Fragestellungen zu ermöglichen, bedarf es einiger Annahmen und Festlegungen die bei dem Gebrauch beachtet werden müssen.

- Es werden nur Berechnungen vorgenommen, sofern der gewählte Elementtyp die Spannungen und Verzerrungen in globalen Koordinaten liefert.
- Die Bestimmung der Radial- und Tangentialkomponenten der Spannungen und Verzerrungen ist erst mit dem 1. Inkrement durchführbar.
- Die Ergebnisse die an Knotenpunkten erhalten werden, bei denen eine Koordinatentransformation mit der Option TRANSFORMATION durchgeführt wurde, sind nicht korrekt.
- Der Koordinatenursprung wird bei der Bestimmung der Radial- und Tangentialkomponenten der Spannungen und Verzerrungen als Bezugspunkt angenommen. Die globale Z-Richtung ist auch die Ausgangsrichtung für die Zylinderkoordinaten.

Die Berechnung der gewünschten Spannungs- und

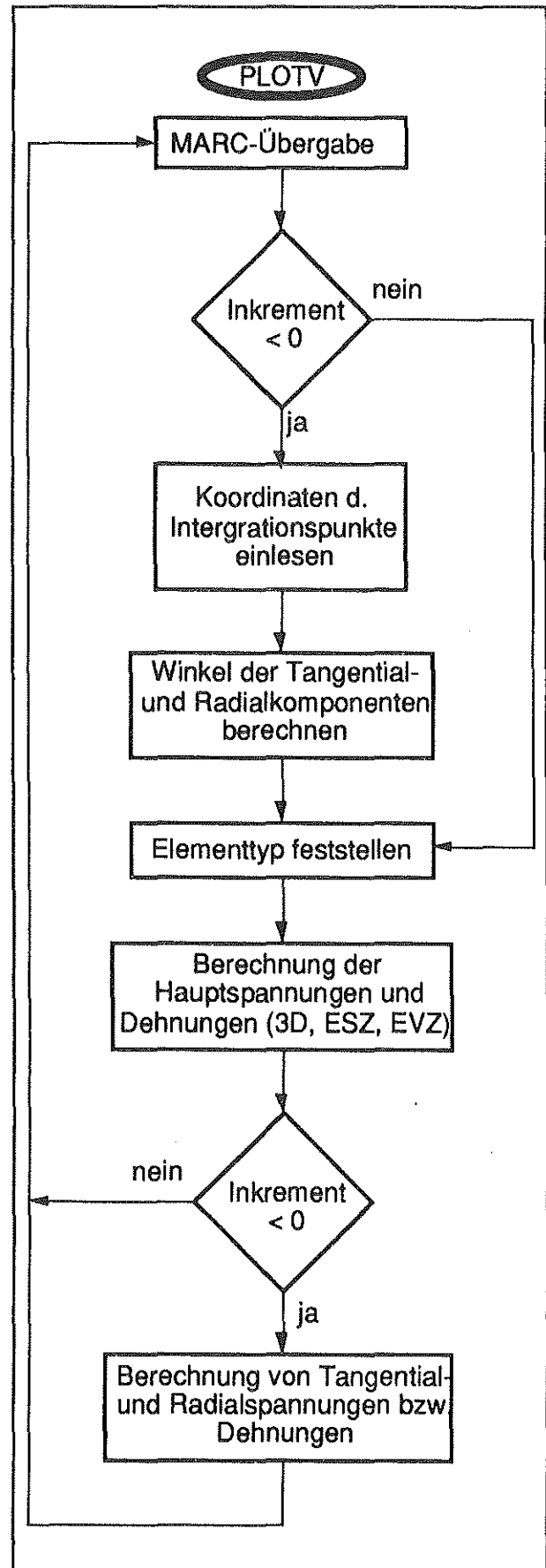


Bild 2: Flußdiagramm der Routine PLOTV

Verzerrungskomponenten wird durch den gewählten Elementtyp festgelegt. Es lassen sich folgende Unterteilungen und damit Berechnungsgänge festlegen:

- Dreidimensionaler Spannungszustand
- Ebener Verformungszustand
- Ebener Spannungszustand

Diese Unterteilung und die zuvor getroffenen Festlegungen ermöglicht die Berechnung der gewünschten Spannungs- und Verzerrungskomponenten bei 24 verschiedenen Elementtypen in MARC.

Bild 2 stellt das Flußdiagramm der Subroutine PLOTV grob dar.

Die Subroutine PLOTV stellt damit 18 weitere Postvariablen zur grafischen Aufbereitung zur Verfügung. Zum Erhalt der Postvariablen sind unter der Option POST die gewünschten Postvariablen anzugeben. Die folgende Liste zeigt die mittels PLOTV zur Verfügung stehenden Postvariablen und ihren jeweiligen Postcode.

- -101 : erste maximale Hauptdehnung ϵ_1
- -102 : zweite maximale Hauptdehnung ϵ_2
- -103 : dritte maximale Hauptdehnung ϵ_3
- -104 : erste Hauptverdrehung γ_1
- -105 : zweite Hauptverdrehung γ_2
- -106 : dritte Hauptverdrehung γ_3
- -107 : radiale Dehnung ϵ_r
- -108 : tangentielle Dehnung ϵ_t
- -109 : Verdrehung in Zylinderkoordinaten ϵ_{rt}
- -111 : erste maximale Hauptspannung σ_1
- -112 : zweite maximale Hauptspannung σ_2
- -113 : dritte maximale Hauptspannung σ_3
- -114 : erste Hauptschubspannung τ_1
- -115 : zweite Hauptschubspannung τ_2
- -116 : dritte Hauptschubspannung τ_3
- -117 : Radialspannung σ_r
- -118 : Tangentialspannung σ_t

- -119 : Schubspannung in Zylinderkoordinaten τ_{rt}

Die Postvariablen sind natürlich abhängig von dem zu berechnenden Spannungszustand.

3. Testrechnungen

3.1 Kreisringscheibe unter Fliehkraft

Für die ersten Testberechnungen wurde eine Kreisringscheibe, die unter Fliehkrafteinfluß steht, gewählt. Zur Berechnung dieser Kreisringscheibe kann die Symmetrie ausgenutzt werden, sodaß nur ein Viertelquerschnitt als Finite-Element-Netz generiert werden muß. Um die Radial und Tangentialkomponenten der Spannungen und Verzerrungen zu erhalten werden zwei Inkremente berechnet. Bei einer reinen linear-elastischen Berechnung ist nur ein Inkrement nötig; alle Spannungen und Verschiebungen werden im 0. Inkrement berechnet. Da jedoch zur Berechnung der Tangential- und Radialkomponenten der Spannungen und Verzerrungen die Koordinaten der Integrationspunkte benötigt werden, diese aber erst nach dem 0. Inkrement zur Verfügung stehen, kann eine Berechnung erst im 1. Inkrement durchgeführt werden. Hierzu wird im 0. Inkrement eine Nulllast auf das Bauteil aufgegeben. Im 1. Inkrement wird dann die gewünschte Belastung aufaddiert.

Es wurden drei Kreisringscheiben zum Test der Subroutine PLOTV berechnet.

- Kreisringscheibe mit Elementtyp 3; für den Ebenen Spannungszustand
- Kreisringscheibe mit Elementtyp 11; für den Ebenen Verformungszustand
- Kreisringscheibe mit Elementtyp 7; für den Dreidimensionalen Spannungszustand

Diese drei Elementtypen reichen für erste Testberechnungen aus, da sie alle in der Subroutine PLOTV auftretenden Berechnungsfälle abdecken. Testberechnungen zur Überprüfung der weiteren von PLOTV unterstützten Elementtypen werden zur Zeit noch durchgeführt.

Bild 3 stellt exemplarisch die Eingabedatei für MARC mit dem Elementtyp 3 dar.

Um die durch die Subroutine PLOTV angebotenen Postvariablen im Postfile zu erhalten sind unter der

```
TITLE,TEST PLOTV.F77 MIT ESZ
SIZING 100000 36 50
ELEMENTS 3
CENT
END
CONNECTIVITY
 36 0 0
 1 3 1 2 7 6
....
 36 3 44 45 50 49
COORDINATES
 2 50 0 0
 1 50.00000 0.00000
....
 50 0.75498-5 100.00000
GEOMETRY

10.00000,0.00000,0.00000,0.00000, 0.00000,0.00000
 1 TO 36
ISOTROPIC
 1
210000.0, 0.33,0.785-5,0.0,350.0,0.0
 1 TO 36
DIST LOADS
 100 0.00000
 1 TO 36
ROTATION AXIS
0.0,0.0,1.0,0.0, 0.0,0.0
FIXED DISP
 0.0
 1
 46 TO 50
 0.0
 2
 1 TO 5
CONTROL
3,5,
0.1,
POST
7,,1,1,,0,,0,3
17,,SIGMAV (MISES)
-111,,SIGMA1
-112,,SIGMA2
-114,,TAU1
-117,,SIGMAR
-118,,SIGMAT
-119,,TAURT
END OPTION
DIST LOADS
100,4000.00
1 TO 36
AUTO LOAD
1,
CONTINUE
```

Bild 3: Beispieleingabedatei für die Kreisringscheibe mit Elementtyp 3

Steuerkarte POST die entsprechenden Postvariablen zu deklarieren. Da zum Erhalt der Tangential- und Radialspannungen das nullte und das erste Inkrement berechnet werden muß, jedoch bei rein linear-elastischen Berechnungen nur das nullte Inkrement berechnet wird, wird das Programm MARC durch die Angabe der Steuerkarten CONTROL, AUTOLOAD und DIST LOAD angewiesen ein weiteres Inkrement zu berechnen.

Um die aus den Berechnungen erhaltenen Ergebnisse auf ihre Richtigkeit überprüfen zu können, werden sie mit der theoretischen Lösung einer Kreisringscheibe nach Stodola /1/ verglichen. Für eine Scheibe gleicher Dicke unter Fliehkrafteinwirkung ergibt sich:

$$\sigma_r = A_1 + \frac{A_2}{r^2} - \alpha \omega^2 r^2,$$

$$\sigma_t = A_1 - \frac{A_2}{r^2} - \beta \omega^2 r^2,$$

$$\text{mit } r = r_a \Rightarrow \sigma = \sigma_a$$

$$\text{und } r = r_0 \Rightarrow \sigma = \sigma_0$$

$$A_1 = \frac{\sigma_a r_a^2 - \sigma_0 r_0^2}{r_a^2 - r_0^2} + \alpha \omega^2 (r_a^2 + r_0^2)$$

$$A_2 = -(\sigma_a - \sigma_0) \frac{r_a^2 r_0^2}{r_a^2 - r_0^2} - \alpha \omega^2 r_a^2 r_0^2$$

$$\alpha = \frac{3m+1}{8m} \rho \quad ; \quad \beta = \frac{m+3}{8m} \rho$$

Die Vergleichsspannung ergibt sich bei der Anwendung der Gestaltsänderungshypothese zu:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2} - \sigma_r \sigma_t$$

Die korrekte Berechnung der Spannungen über den Radius läßt sich nur durch den Vergleich der erhaltenen Spannungen mit den theoretisch ermittelten Ergebnissen erzielen. Stellt man die aus den Finite-Elemente-Berechnungen gewonnenen Ergebnisse für die Elementtypen 3, 11 und 7 mit den analytisch gewonnenen Ergebnissen gegenüber, so ergibt sich folgender in **Bild 4** dargestellter Spannungsverlauf in der Kreisringscheibe.

Wie in **Bild 4** ersichtlich, decken sich die Ergebnisse gut. Die Abweichungen bei Elementtyp 11 liegen im mechanischen Ansatz (EVZ) und damit der Berechnung der Vergleichsspannung begründet. Der Ver-

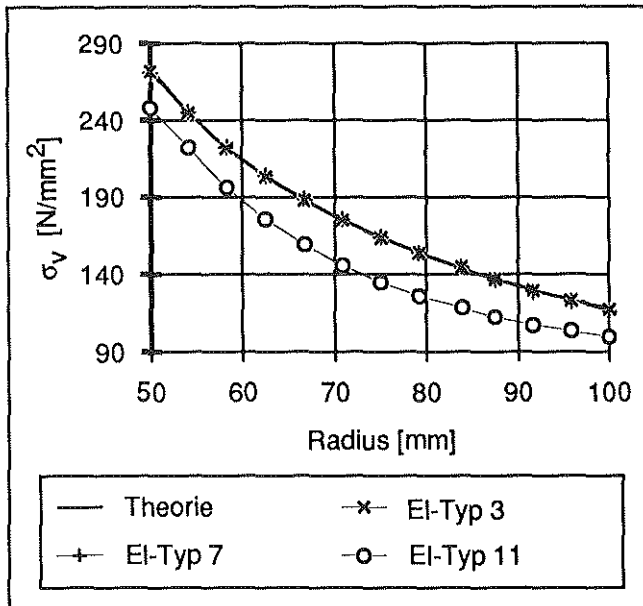


Bild 4: Vergleichsspannungen nach Mises in der Kreisringscheibe aus analytisch und numerisch gewonnenen Berechnungen.

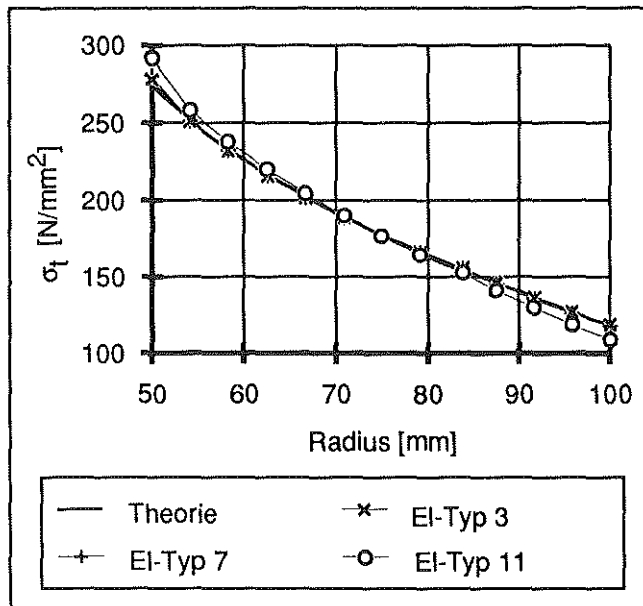


Bild 5: Tangentialspannungsverläufe in der Kreisringscheibe aus analytisch und numerisch gewonnenen Berechnungen.

gleich der Tangentialspannungen liefert ebenfalls gute Ergebnisse, siehe **Bild 5**. Hier sind nur maximale Abweichungen von 1% feststellbar.

Der Vergleich der Radialspannungen, siehe **Bild 6**, zeigt bei den Berechnungen sehr gute Übereinstimmungen mit der Theorie im Bereich der Scheibe. Lediglich im Randbereich der Scheibe sind Abweichungen von der Theorie feststellbar. Die Erklärung für dieses Phänomen läßt sich einerseits in der Ansatzfunktion für die verwendeten Elemente und deswei-

teren in der Wirkrichtung (Normal auf den Elementrand) finden. Aufgrund des linearen Verschiebungsansatzes werden die in den Gaußpunkten der Randelemente ermittelten Spannungen zum Rand hin linear extrapoliert und können somit am Radius $r = 50$ mm nicht den Nullwert erreichen. Dieser Fehler kann jedoch durch die Wahl eines Elementes mit einem quadratischen Verschiebungsansatz ggfs. verringert werden.

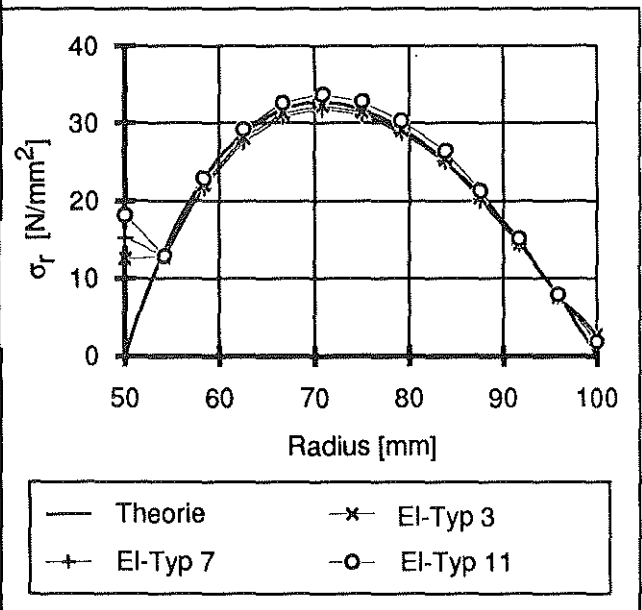


Bild 6: Radialspannungsverläufe in der Kreisringscheibe aus analytisch und numerisch gewonnenen Berechnungen.

3.2 Gelochter Zugstab

Bisher wurden die aus der Subroutine PLOTV erhaltenen Radial- und Tangentialspannungen mit der analytischen Lösung für eine Kreisringscheibe unter Fliehkraft verglichen. Im nächsten Schritt sollen die mit PLOTV ermittelten Hauptspannungen mit einer theoretischen Lösung verglichen werden. Als Beispiel zur Analyse bietet sich das Problem einer unendlich ausgedehnten Scheibe mit Bohrung unter Zugbelastung an.

Die Berechnungen wurden hier mit folgenden Elementtypen, die auf dem quadratischen Verschiebungsansatz basieren, durchgeführt:

- Elementtyp 21; für den Dreidimensionalen Spannungszustand
- Elementtyp 26; für den Ebenen Spannungszustand

- Elementtyp 27; für den Ebenen Verformungs-
zustand

Da nur Hauptspannungen und -verzerrungen berechnet werden, reicht es nur das nullte Inkrement zu berechnen. Die Koordinaten für die Integrationspunkte werden nur zur Bestimmung der Radial- und Tangentialkomponenten benötigt, die erst ab dem nullten Inkrement zur Verfügung stehen.

Für die unendlich ausgedehnte Scheibe können folgende Ansätze /2/ für die Hauptspannungen am Ligament angegeben werden:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_0}{2} \left(2 + \frac{r_0^2}{x^2} + \frac{3 r_0^4}{x^4} \right)$$

$$\sigma_2 = \frac{3 \sigma_0}{2} \left(\frac{r_0^2}{x^2} - \frac{3 r_0^4}{x^4} \right)$$

Die Vergleichsspannung nach Mises ergibt sich zu:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} - \sigma_1 \sigma_2$$

Die Analyse der aus der Theorie und der numerischen Berechnung gewonnene Vergleichsspannung nach Mises ist in **Bild 7** dargestellt. Obwohl ein recht grobes Netz verwendet wurde, decken sich die Ergebnisse recht gut mit der Theorie. Nur am Kerbrand liegen die numerischen Ergebnisse 3% unter den theoretisch ermittelten Werten. Die Abweichungen bei Elementtyp 27 für die Vergleichsspannung liegt ebenso wie bei Elementtyp 11 im vorhergehenden Beispiel im mechanischen Ansatz (EVZ) gegenüber der Theorie begründet. Der Vergleich der 1. Hauptspannung, siehe **Bild 8**, liefert hingegen eine bessere Übereinstimmung. Hier weichen die Werte nur 0.5% von der theoretisch ermittelten 1. Hauptspannung ab.

Die Analyse der 2. Hauptspannung, siehe **Bild 9**, liefert am Kerbrand größere Abweichungen zur theoretischen Lösung. Der Fehler am Kerbrand ist auf die Wirkrichtung der 2. Hauptspannung (Normal zum Kerbrand) und der Extrapolation der Spannungen vom Gaußpunkt zum Kerbrand (Knotenpunkt) zurückzuführen.

Die relativ starken Abweichungen bei Elementtyp 21

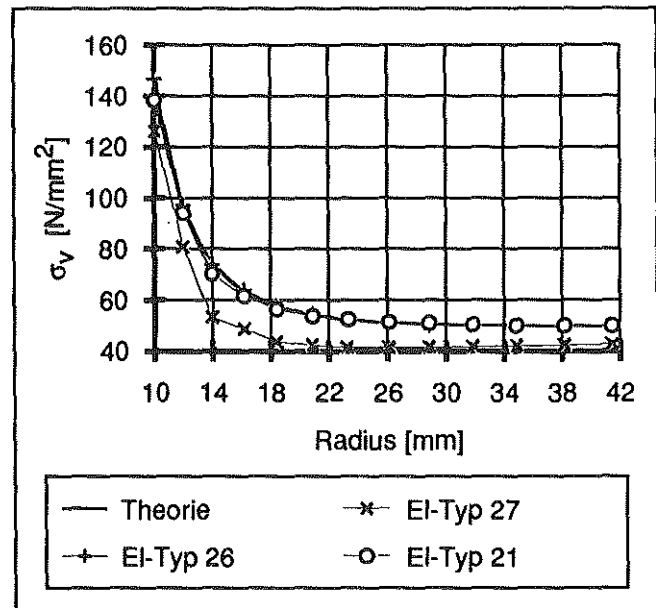


Bild 7: Verlauf der Vergleichsspannungen nach Mises aus analytisch und numerisch gewonnenen Berechnungen in einem gelochten Zugstab.

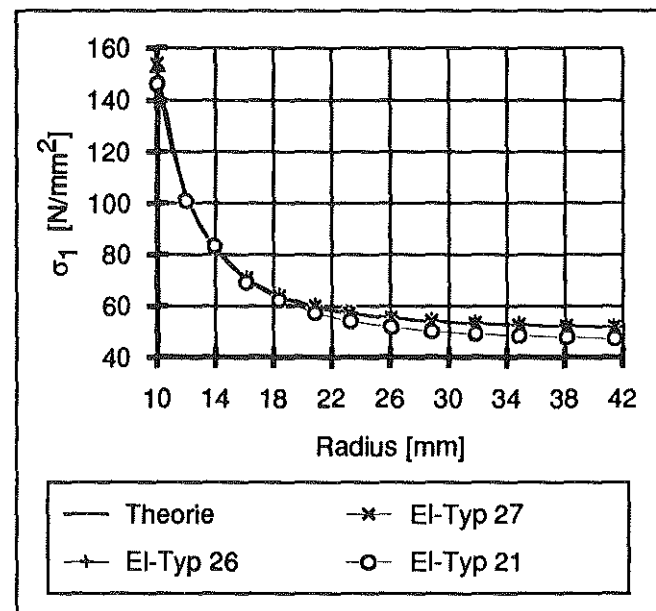


Bild 8: Verlauf der 1. Hauptspannung aus analytisch und numerisch gewonnenen Berechnungen in einem gelochten Zugstab.

sind in dem dreidimensionalen Spannungszustand begründet. D.h. der Richtungsvektor der 2. Hauptspannung weist etwas aus der X-Y-Ebene der gelochten Platte heraus und ist auf die Einspannbedingungen der Platte zurückzuführen. Weiterhin dürfte die Einspannung einen Einfluß auf das gesamte Spannungsniveau haben da die Einspannung und die interessierenden Spannungen sehr dicht beieinander liegen.

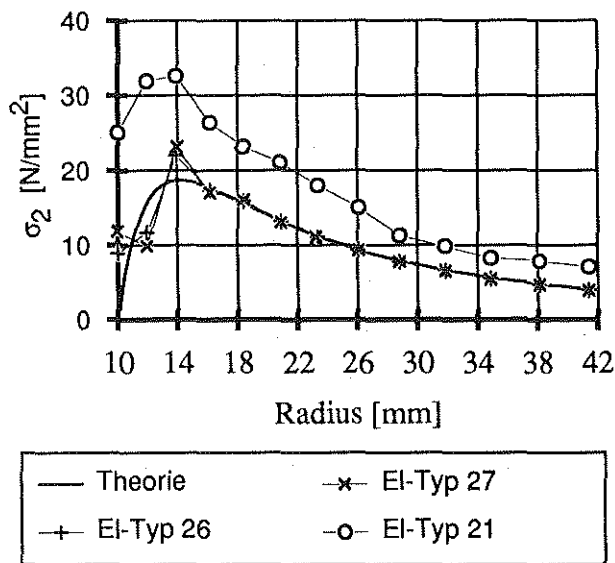


Bild 9: Verlauf der 2. Hauptspannung aus analytisch und numerisch gewonnenen Berechnungen in einem gelochten Zugstab.

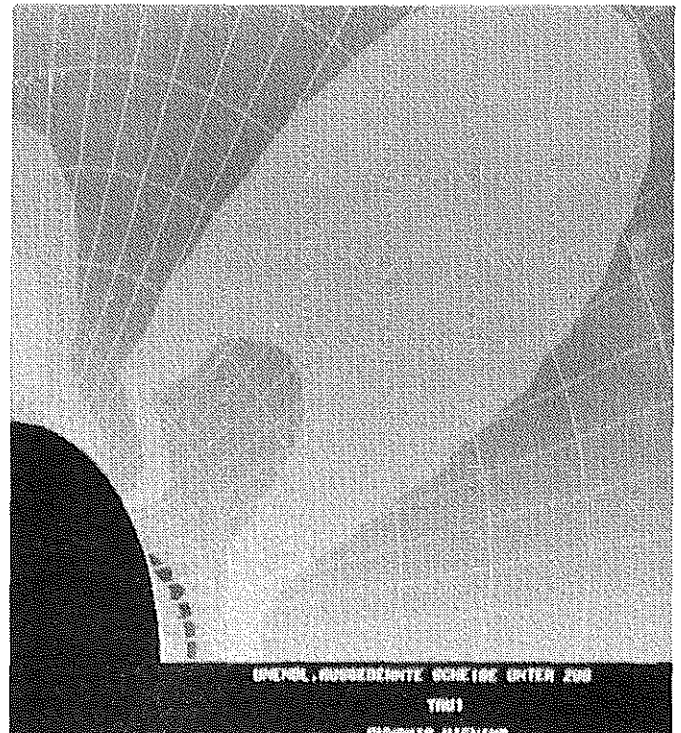


Bild 11: Verlauf der maximalen Schubspannung τ_1 in einer unendlich ausgedehnten Scheibe unter Zugbelastung

Da die maximale Schubspannung τ_1 die halbe Hauptspannungsdifferenz darstellt, ist eine direkter Vergleich mit dem Isochromatenverlauf unter Berücksichtigung des Korrekturfaktors 2 möglich. Der Vergleich der maximalen Schubspannung τ_1 im gelochtem Zugstab, **Bild 11**, mit der Isochromatenverteilung im gelochtem Zugstab, **Bild 10**, zeigt eine gute Übereinstimmung im Spannungsverlauf.

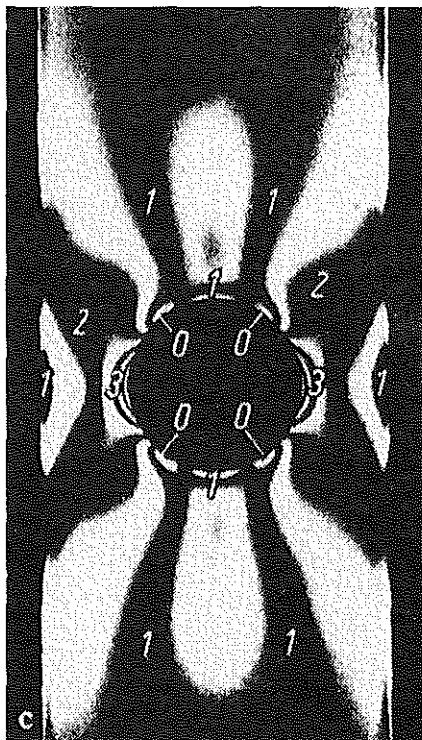


Bild 12: Isochromatenverlauf in einem gelochten Zugstab endlicher Breite

Die Darstellung der maximalen Schubspannung ermöglicht den direkten Vergleich der aus spannungsoptisch gewonnenen Ergebnisse eines gelochten Zugstabes. **Bild 10** stellt die Isochromatenverteilung des gelochten Zugstabes dar /3/.

5. Zusammenfassung

Wie die Berechnungen zeigen, kann die Subroutine PLOTV als hilfreiches Werkzeug zur Umrechnung von Spannungen und Dehnungen eingesetzt werden. Der Vergleich mit theoretisch ermittelten Spannungen liefert eine recht gute Übereinstimmung. Spannungen die Normal auf dem Bauteilrand ausgegeben werden, sind jedoch mit einiger Vorsicht zu behandeln. Hier werden unkorrekte Werte dargestellt deren Ursache aber nicht in der Subroutine zu finden sind, sondern allgemein aus der Berechnung der Randspannungen resultieren. Bei der Berechnung der Radial- und Tangentialkomponenten der Spannungen und Verzerrungen ist noch zu beachten, daß die Winkel zur Bestim-

mung der Transformationsmatrix aus den Integrationspunktskoordinaten der unverformten Struktur gebildet werden, d.h. aber auch, daß bei der Berechnung von großen Verformungen mit der Steuerkarte LARGE DISP die Radial- und Tangentialkomponenten falsche Werte annehmen können, je nachdem wie groß die Verformung wird.

Die Darstellung von Radial- und Tangentialkomponenten führt auch bei nicht rotationssymmetrischen Bauteilen zu erheblichen Vorteilen in der Auswertung. So lassen sich z.B. die Kontaktspannungen an einem Bolzen-Lasche-Problem durch geeignete Wahl des Koordinatenursprungs sehr einfach zur Bestimmung des Kerbfaktors nutzen /5/.

6. Literatur

- /1/ Stodola, A.: Dampf- und Gasturbinen, Springer Verlag Berlin 1922
- /2/ Herrmann, K.: Kontinuumsmechanik II, Vorlesungsmitschrift, GH Paderborn 1986
- /3/ Wolf, H.: Spannungsoptik, 2. Auflage, Springer Verlag Berlin Heidelberg New York 1976
- /4/ Klein, B.: Grundlagen und Anwendungen der Finite-Elemente-Methode, Vieweg Verlag 1990
- /5/ Rothe, F.: Persönliche Mitteilung, Clausthal Juni 1991

Konstruktion einer Belastungseinrichtung für den Einsatz in Kernspintomografen

G. Schäfer

In der medizinischen Diagnosetechnik haben die bildgebenden Verfahren in den letzten Jahren eine erhebliche Entwicklung und Erweiterung des Anwendungsbereiches erfahren. Speziell die Kernspintomografie war auf Ruheuntersuchungen beschränkt, da kein geeigneter Apparat zur Belastung des Patienten vorhanden war. Die beiden Hauptanforderungen an das Material eines solchen Apparates sind die Eigenschaften nicht-magnetisch und nicht-elektrisch leitend. Dafür wurde ein entsprechender Belastungsapparat konstruiert, der die kontrollierte Belastung über Beinbewegungen des Patienten erlaubt. Die Belastung ist einstellbar und der Apparat führt zu keinerlei Störungen des Magnetfeldes, womit die Bild- und Datenqualität erhalten bleibt.

1. Einleitung

Bei der Untersuchung der Corona und anderer Herzgefäße auf krankhafte Veränderungen ist die Untersuchung unter dynamischer Belastung zur Beobachtung der Herzaktivität und des Sauerstoffumsatzes notwendig. Diese Untersuchungen können auf verschiedene Weisen durchgeführt werden, wobei es sich grundsätzlich um indirekte Verfahren handelt, die sich jedoch in ihrem Informationsgehalt unterscheiden. Das Verfahren mit der weitesten Verbreitung ist das Elektrokardiogramm (EKG). Bei diesem Verfahren werden charakteristische Funktionen über Indikatoren aufgenommen und daraus Rückschlüsse auf Stoffwechsel-Veränderungen des Herzens gezogen. Die Belastung des Patienten geschieht über dessen Beinarbeit auf einem stationären Fahrrad. Die Belastung wird dabei über Reibungs- oder induktive Bremsen aufgebracht. Ein weiteres Verfahren zur Untersuchung der Herzgefäße ist die Kernspintomografie, die hochauflösende Bilder von Gewebestrukturen erzeugt. In Verbindung mit Einrichtungen, die die Belastung des Patienten durch Beinarbeit ermöglichen, läßt sich die Aussage einer solchen Untersuchung sowohl in ihrem Umfang als auch in ihrer Genauigkeit ganz entscheidend erweitern.

2. Aufgabenformullerung

Bei der Konstruktion einer solchen Belastungseinrichtung sind verschiedene Randbedingungen zu erfüllen, die einerseits durch die Umgebung und andererseits durch die Aufgabe entstehen. Zu den Umgebungsrandbedingungen gehören die geometrischen Verhältnisse des Kernspintomografen, wobei hier speziell der sehr beengte Bauraum ein Problem darstellt, **Bild 1**.

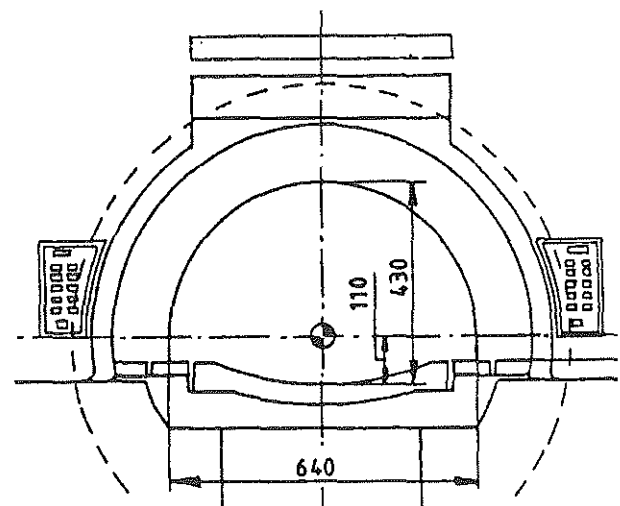


Bild 1: Bauraum im Kernspintomografen

Weitere Randbedingungen der Umgebung, die möglichst ohne Einschränkung beachtet werden müssen, sind die Forderung nach einer weitestgehend nicht-magnetischen und elektrisch nicht-leitenden Konstruktion. Diese Forderungen ergeben sich aus dem Funktionsprinzip des Kernspintomografen. Durch das sehr starke Magnetfeld (mehrere Tesla!) könnte es zu Beschädigungen an der Einrichtung kommen, zumindest würde aber das Magnetfeld in einem solchen Maße gestört, daß das erzeugte Bild nicht mehr ausgewertet werden könnte. Das Signal des elektrischen Hochfrequenzfeldes, daß zur Generierung der Bilder von Gewebestrukturen genutzt wird, reagiert entsprechend der gewünschten Auflösung sehr empfindlich auf elektrisch leitfähige Gegenstände im Kernspintomografen. Aus diesem Grund hätte eine elektrisch leitfähige

ge Konstruktion ähnlich störende Einflüsse auf die Bilderzeugung wie eine magnetische Konstruktion.

Zu den Randbedingungen, die sich aus der Aufgabenstellung ergeben, gehört unter anderem die stufenlose Einstellbarkeit der Belastung und die rechnerunterstützte Erfassung der Versuchsparameter Belastung, Trittfrequenz und Amplitude. Eine weitere Forderung an die Konstruktion betrifft die Belastungszyklen, sie sollen ähnlich den normalen Fahrradbelastungen sein. Das Niedertreten soll also unter Last geschehen und das Zurückziehen lastfrei. Die ausgeführte Konstruktion erlaubt aber auch durch eine geringfügige Änderung der hydraulischen Außenbeschaltung die Einstellung jedes beliebigen Kraftverhältnisses zwischen Niedertreten und Zurückziehen von 0:1 über 1:1 bis 1:0. Die übrigen Anforderungen an die Konstruktion sind als Auslegungsdaten tabellarisch zusammengefaßt:

- Belastungsnennleistung $P_{\text{nenn}} = 200\text{W}$
- Trittnennfrequenz $f_{\text{nenn}} = 0,8\text{Hz}$
- Nennhub in Kolbenachsenrichtung $h = 250\text{mm}$
- Maximale Trittkraft des Patienten $F_p = 2000\text{N}$

3. Lösungsfindung

Bei dem bestehenden Prototyp wird die Energie pneumatisch übertragen. In den Belastungszylindern, die aus Kunststoff hergestellt sind, ergeben sich durch die bei der Kompression freiwerdende Wärme nicht unerhebliche Temperaturen. Desweiteren ist aufgrund der hohen Kompressibilität der Luft eine Vorspannung der Zylinder mit Druckluft aus einem Vorratsbehälter notwendig, um die gefor-

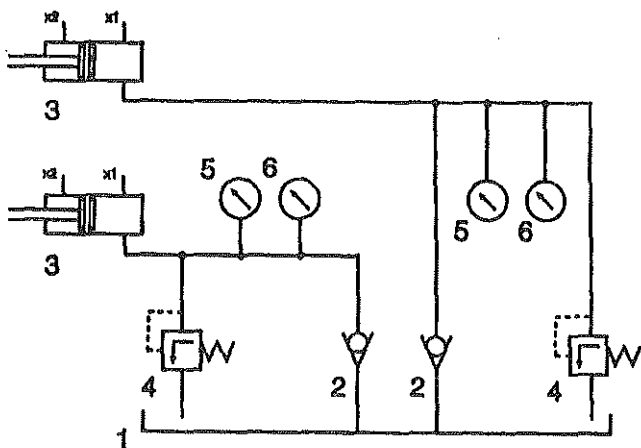


Bild 2: Prinzipieller Hydraulikschaltplan

derte Belastung zu erreichen. Das letzte Detail des Prototyps, das einer Überarbeitung bedarf, ist die Linearführung der Pedal/Kolbenstangen Kombination. Durch die Beugung der Beine des Patienten erfolgt die Lasteinleitung in die Zylinder nicht in Achsrichtung. Die dabei entstehenden Querkräfte sind von solcher Größe, daß im Sinne einer Aufgabentrennung eine separate Linearführung notwendig ist. Diese Linearführung entlastet die Kolbenstange und Dichtungselemente der Zylinder.

Für die Neukonstruktion der Belastungseinrichtung wurde als Energieübertragungsmedium ein Fluid gewählt. Bei diesem Fluid handelt es sich um ein sehr dünnflüssiges Öl. Aufgrund der Anwendung in der Medizintechnik wurde zunächst an Wasser als Fluid gedacht. Die innerhalb des Kernspintomografen eingesetzten Kunststoffwerkstoffe hätten dies auch zugelassen. Das ausschließende Konstruktionselement ist in diesem Fall das Druckbegrenzungsventil, das sich außerhalb des Kernspintomografen befindet und aus mehreren korrosionsanfälligen Bauteilen besteht. Aufgrund dieser Randbedingungen mußte auf ein sehr dünnflüssiges Öl ausgewichen werden, um Korrosionserscheinungen zu vermeiden und die Druckverluste in den Rohrleitungen so gering wie möglich zu halten. Durch die annähernde Inkompressibilität des Fluids scheidet die von der Luft bekannten thermischen Probleme des Prototypen aus. Ein weiterer Vorteil ist der nicht mehr notwendige Druckluftvorrat und die Möglichkeit des Fluidkreislaufes (vergleiche Bild 2: Prinzipieller Hydraulikschaltplan). Darin bedeuten:

- 1 Hydrauliktank
- 2 Rückschlagventil
- 3 Hydraulikzylinder
- 4 Druckbegrenzungsventil
- 5 Volumenstromsensor
- 6 Drucksensor

4. Konstruktionsbeschreibung

Der beengte Bauraum im Kernspintomografen, der zugleich die Bewegungsmöglichkeiten des Patienten stark einschränkt, zwingt zu einer linear arbeitenden Belastungseinrichtung. Durch ihren axial ausgerichteten Aufbau entspricht diese Bauart den

gegebenen Platzverhältnissen mehr als eine rotatorisch arbeitende Einrichtung, wie sie vom stationären Fahrrad her üblich ist.

Der mechanische Aufbau des neu erstellten Belastungsapparates läßt sich in drei Funktionsgruppen gliedern. Die erste Gruppe ist die Linearführungseinheit. Sie hat die Aufgaben, die Fußpedale zu führen und die Muskelkraft in Achsrichtung in die Belastungszylinder weiterzuleiten, sowie die Querkräfte am Zylinder vorbei in das Fundament zu leiten. Die zweite Funktionsgruppe sind die beiden Belastungszylinder. Sie wandeln die vom Patienten eingebrachte Bewegungsenergie in hydraulische Energie um. Die dritte Funktionsgruppe ist die gesamte hydraulische "Außenbeschaltung". Wie der Name schon sagt, befinden sich die dazu gehörenden Elemente Druckbegrenzungsventil, Rückschlagventil, Sensoren und Hydrauliktank, außerhalb des Kernspintomografen. Es gelten daher nur für die beiden ersten Funktionsgruppen die oben erläuterten Randbedingungen für die Werkstoffwahl; nicht-magnetisch und elektrisch nicht-leitend. Diese Anforderungen entfallen bei der externen Hydraulikbeschaltung.

Die Arbeitsweise des Belastungsapparates soll anhand des prinzipiellen Hydraulikschaltplans (Bild 2) im folgenden erläutert werden. Während der Kontraktion der Beine des Patienten bewegt sich der Kolben aus der Position x_1 in die Position x_2 , dabei wird über das Rückschlagventil 2 Öl nahezu drucklos in die Zylinder gesaugt. Nach Erreichen der Position x_2 kehrt sich die Bewegungsrichtung um und das Öl wird aus dem Zylinder herausgedrückt. Bei diesem Vorgang verschließt sich das Rückschlagventil und das Öl muß vom Patienten über das Druckbegrenzungsventil in den Vorratsbehälter gefördert werden. Durch die Einstellung der Federvorspannung der Druckbegrenzungsventile läßt sich die Belastungshöhe stufenlos variieren. Die Anzeigen 5 und 6 symbolisieren die Sensoren für die rechnergestützte Meßwertaufnahme.

5. Meßwerterfassung

Zur Erfassung der die Belastung beschreibenden Größen wird ein rechnerunterstütztes System eingesetzt. Zu den beschreibenden Größen gehören:

- Trittfrequenz
 - Belastungsdruck
 - Hubvolumen
 - Ansaugdruck
 - Kolbenfläche

Diese Größen können in versuchsvariante und versuchsinvariante Parameter untergliedert werden. Die versuchsvarianten Parameter Trittfrequenz, Belastungsdruck und Hubvolumen müssen in Echtzeit registriert und verarbeitet werden. Der Ansaugdruck und die Kolbenfläche sind apparaturspezifische Parameter, die im Rechner abgelegt sind.

Für die Erfassung der drei versuchsvarianten Parameter werden zwei Sensoren eingesetzt. Die beiden Sensoren sind in der druckbeaufschlagten Rücklaufleitung angeordnet, Bild 2. Für die Messung des Volumenstroms wird ein Durchflußmesser nach dem Schaufelradprinzip eingesetzt. Der Belastungsdruck wird mit Hilfe eines Druckaufnehmers nach dem DMS - Prinzip aufgenommen. Die Dehnungsmeßstreifen sind in diesem Sensor zu einer Wheatston'schen Vollbrücke verschaltet. Für die Speisung des Drucksensors wird ein 5 kHz - Trägerfrequenzverstärker eingesetzt. Von diesem Verstärker und dem Durchflußmesser gelangen die Signale über eine A/D - Wandlerkarte in den Rechner.

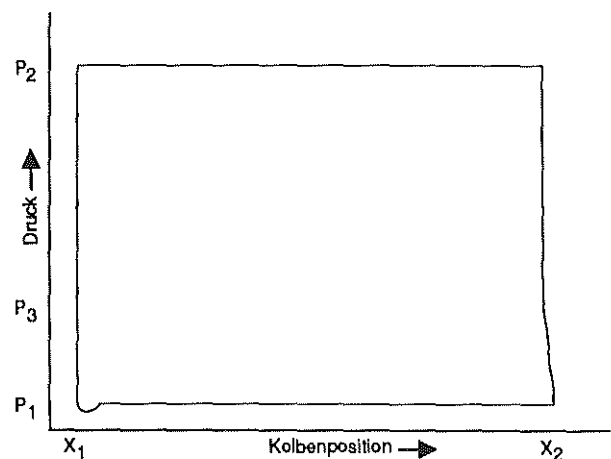


Bild 3: Druckverlauf im Zylinder

Aus dem Belastungsdruckverlauf, Bild 3, ermittelt der Rechner die dritte versuchsvariante Größe, die Trittfrequenz. Dazu bestimmt der Rechner, mit Hilfe seiner internen Zeitbasis, den zeitlichen Abstand zweier aufeinanderfolgender Triggerdrucksignale p_3 und berechnet daraus die Trittfrequenz. Aus dem momentanen Hubvolumen und der Kolbenfläche

wird der Belastungsweg x_2 bis x_1 berechnet. Für die Bestimmung der Belastungsleistung muß zunächst die Differenz zwischen dem variablen Belastungsdruck und dem Ansaugdruck ermittelt werden. Dieser Schritt ist notwendig, da es sich bei dem Druckaufnehmer nicht um einen Differenzdruckaufnehmer handelt. Aus dem berechneten Differenzdruck, dem Hubvolumen und der Trittfrequenz wird dann die Belastungsleistung berechnet.

6. Werkstoffe

Ein Hauptproblem bei der Konstruktion dieses Belastungsapparates war die Werkstoffwahl und die auf den gewählten Werkstoff abgestimmte Detailgestaltung. Zum einen konnte auf Serienteile zurückgegriffen werden, die allerdings in einigen Punkten überarbeitet werden mußten, und zum anderen waren umfangreiche Neukonstruktionen erforderlich. Ein Beispiel für ein überarbeitetes Serienteil ist der Hydraulikzylinder. Bei ihm sind Kolben, Zylindermantel, Zylinderboden und Zylinderdeckel schon in der Serienausführung als faserverstärkte Kunststoffelemente ausgeführt. Nur die Kolbenstange und die Führungsbuchse sowie einige Sekundärteile (Gewindebuchsen) mußten überarbeitet und durch geeignete Werkstoffvarianten substituiert werden. Für die Kolbenstange wurde ein faserverstärkter Werkstoff gewählt. Bei der Führungsbuchse wird ein spezieller Gleitlagerkunststoff eingesetzt, der kritische Punkt hierbei ist die Erwärmung des Kunststoff/Kunststoff Gleitkontaktes. Die gegenüber der Originalausführung verminderte Tragfähigkeit dieser Buchse wird durch die vorgesehene externe Linearführung ausgeglichen.

Für die Linearführung konnte keine ähnlich geeignete Serienlösung für diesen speziellen Anwendungsfall gefunden werden. Die einzigen einsetzbaren Serienteile sind Wälzlager aus Kunststoff mit Glas- oder Keramikwälzkörpern. Mit Hilfe dieser Lager konnte eine Linearführungseinheit erstellt werden, die die Aufgaben der Führung, Kraftleitung und Kraftabstützung in vollem Umfang erfüllt. Da solche Kunststofflager einer Lebensdauerberechnung nahezu nicht zugänglich sind, sollen erste Versuche mit dieser Einheit Auskunft über die Lagerlebensdauer bei diesem Einsatzfall geben. Der momenta-

ne Stand der Untersuchungen ergibt eine durchaus zufriedenstellende Lebensdauererwartung.

7. Zusammenfassung

In Zusammenarbeit mit der Klinik für Nuklearmedizin der Universität Bonn wurde ein Belastungsapparat für Herz- und Stoffwechseluntersuchungen in Kernspintomografen entwickelt. Die durch den Einsatz im Tomografen gestellten Anforderungen an die Baugröße, das magnetische und elektrische Verhalten konnten durch die Lineararbeitsweise und eine geeignete Werkstoffwahl erfüllt werden. Die Belastungseinrichtung läßt sich schnell auf dem Patiententisch des Kernspintomografen montieren und wieder demontieren. Die Konstruktion erlaubt eine stufenlose Einstellung der Patientenbelastung. Die Meßwerterfassung geschieht rechnerunterstützt, sodaß die Auswertung direkt vorgenommen werden kann. Der Belastungsapparat kann auch bei anderen bildgebenden Untersuchungsverfahren eingesetzt werden, z.B. Ultraschall und Positronenemissionstomografie.

8. Literaturverzeichnis

- v. Smekal, A. "Eine neue Belastungsmethode..."
Z Kardiol, 78 (1), 29, 1989
- v. Smekal, A. "A New Stress Test..."
Magn Reson Imaging, 8 (1), 120, 1990
- v. Smekal, A. "31P Spectroscopic Imaging..."
Proc. SMRM 1990
- v. Smekal, A. "A New Stress Test Device..."
Sports, Medicine and Health, Elsevier, 1990
- v. Smekal, A. "NMR Studies of the Heart..."
Proc. European Society of Cardiology 1990

Vermessung einer Evolventenverzahnung mittels 3D-Koordinaten-Meßgerät

Z. Tan

In diesem Bericht wird geschildert, wie das Ergebnis einer Ist-Zustands-Messung einer Evolventenverzahnung, durchgeführt an einem 3D-Koordinaten-Meßgerät, durch wenige angemessene Vereinfachungen mathematisch beschreibbar wird.

1. Einleitung

Das Institut für Maschinenwesen besitzt ein vielfach einsetzbares 3D-Koordinaten-Meßgerät UMM 550 von der Firma ZEISS (Bild 1), das zu Zeit durch ein universelles Softwarepaket UMESS 300 und eine speziell für Zahnradmessungen geeignete Software GON 300 u. a. unterstützt wird.

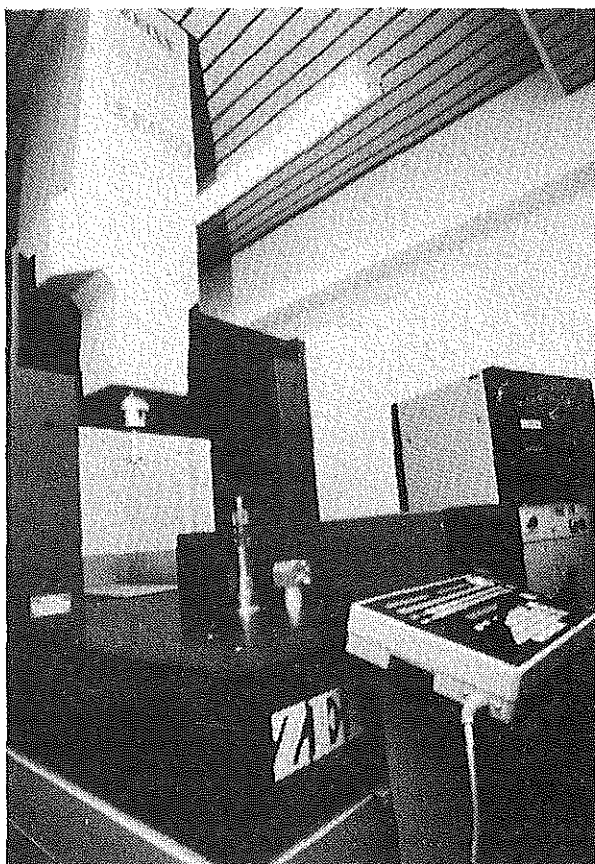


Bild 1: 3D-Koordinaten-Meßgerät UMM550 des IMW

Mit GON 300 kann man nach DIN-Norm an einem Evolventen-Zahnrad vor allem folgende Bestimmungsgrößen messen [1/:

- a) Rundlaufabweichung $F_A(f_d)$ und Teilungsabweichung mit zweiflankiger Antastung.
- b) Teilungsabweichung mit einflankiger Antastung, F_{pk1} für Rechtsflanke, F_{pk2} für Linksflanke.
- c) Flankenlinien-Gesamtabweichung F_{β} , Flankenlinien-Winkelabweichung $f_{H\beta}$, Flankenlinien-Formabweichung $f_{f\beta}$, jeweils für Rechts- und Linksflanke in maximal sechs Zahn-lücken.
- d) Profil-Gesamtabweichung F_{ω} , Profil-Winkelabweichung $f_{H\omega}$, Profil-Formabweichung $f_{f\omega}$, jeweils für Rechts- und Linksflanke in maximal sechs Zahn-lücken.

Ziel einer vollständigen Evolventenverzahnungs-messung ist nicht die normale Vermessung eines Zahnrades, sondern die mathematische Beschreibung einer fehlerhaften Evolventenverzahnung im Ist-Zustand. Zur mathematische Beschreibung sind zuerst einige Annahmen einzuführen:

Annahme 1: Die Ist-Flankenlinie im Teilkreis wird als eine Gerade bei Geradverzahnung und als eine Schraubenlinie bei Schrägverzahnung betrachtet, siehe Bild 2. Damit wird als fehlerhafte Flankenlinie die Regressionsgerade l_2 anstelle der Istlinie l_1 angenommen, die übrigen mikrokosmischen Abweichungen von l_1 werden dabei vernachlässigt.

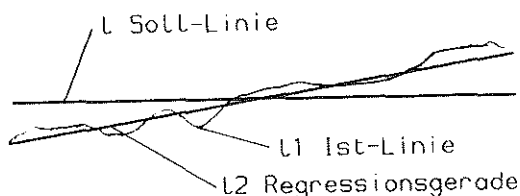


Bild 2: Prüfbild für Flankenlinien und Evolventenprofil

Annahme 2: Das Ist-Profil im Stirnschnitt der Evolventenverzahnung wird trotz vieler Abweichungen von der Fläche wie eine Evolvente behandelt. Hier gilt das gleiche Prinzip, wie bei Annahme 1. Die DIN-Norm und GON 300 liefert auch für die Profil-Mes-

sung ein ähnliches Prüfbild, wie Bild 2. Die Gerade l stellt das Soll-Profil dar und l_1 das gemessene Ist-Profil. Die Regressionsgerade l_2 , die aus der Istlinie l_1 bestimmt wird, wird hier als fehlerhaftes Ist-Evolventenprofil angenommen. Nach dieser Annahme läßt sich das Ist-Profil durch den Ist-Eingriffswinkel oder den Ist-Grundkreisdurchmesser vereinfacht darstellen [2].

Annahme 3: Die Ist-Verzahnungs-Achse einer Welle oder Nabe wird als eine Gerade betrachtet. Bild 3 zeigt den Stirnschnitt einer Verzahnung.

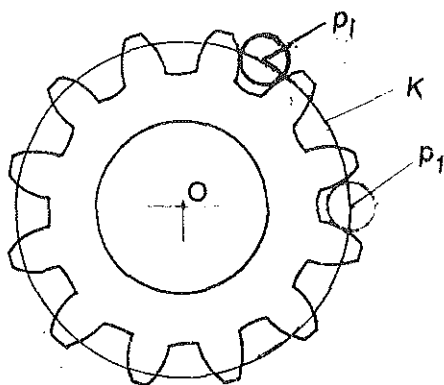


Bild 3: Verzahnungsmittelpunkt im Stirnschnitt

In jede Zahnücke dieses Schnitts wird eine Tastkugel eingefahren. Dabei werden die Koordinaten des Mittelpunktes der Kugel p_i , mit $i=1, 2, \dots, z$, gemessen. Aus diesen Kugelmittelpunkten wird ein Kreis K und schließlich der Mittelpunkt dieses Kreises O ermittelt. Dieser Kreismittelpunkt wird nun als Verzahnungsmittelpunkt für diesen Schnitt definiert. Aus einer Meßreihe von Verzahnungsmittelpunkten in Längsrichtung wird dann die Ist-Verzahnungsachse gebildet.

Mit den oben aufgeführten Annahmen kann man eine Ist-Evolventenverzahnung mit folgenden Parametern mathematisch beschreiben:

a) Im Stirnschnitt mit Z-Koordinate z (Bild 4)

- 1) Ist-Grundkreisradius für die Rechtsflanke $r_{bR}(z)$ und für Linksflanke $r_{bL}(z)$
- 2) Winkel zwischen dem Evolventenanfangspunkt und der X-Achse, für die Rechtsflanke $\theta_{iR}(z)$ und für die Linksflanke $\theta_{iL}(z)$

Diese Beschreibungsgrößen im Stirnschnitt sind eine Funktion von der Z-Koordinate z . In anderen Stirnschnitten haben sie jeweils andere Werte.

b) In Längsrichtung der Verzahnung (Bild 5).

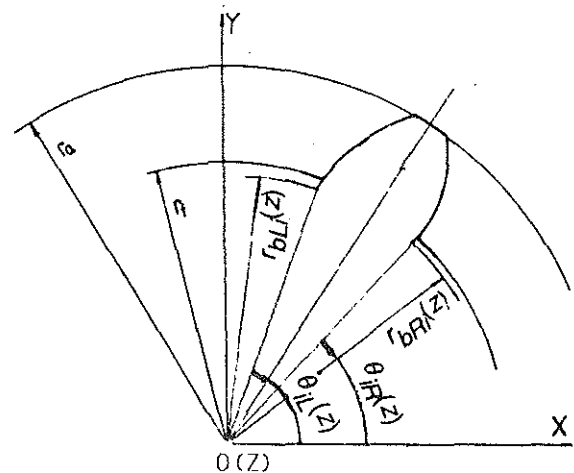


Bild 4: Beschreibungsparameter im Stirnschnitt

Der Schrägungswinkel der Ist-Flankenlinie im Teilkreis zur Soll-Flankenlinie wird als ein weiterer Beschreibungsparameter definiert, für die Rechtsflanke β_{iR} und für die Linksflanke β_{iL} .

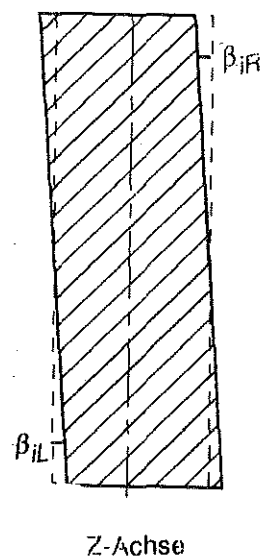


Bild 5: Beschreibungsparameter in Längsrichtung

Die oben genannten Beschreibungsparameter für die Istverzahnung können nicht direkt aus der Messung erhalten werden. Eine vollständige Messung sollte jedoch zur Ermittlung der obigen Beschreibungsparameter ausreichende Informationen liefern können. Die im folgenden geschilderte Messung kann diese Aufgabe erfüllen.

Auf die Einzelheiten zur Ermittlung der Beschreibungsparameter aus der Messung wird hier jedoch verzichtet.

2. Werkstück-Koordinaten-System

Jede Werkstückmessung mit einem 3D-Koordinaten-Meßgerät fordert zuerst die Festlegung

des Werkstück-Koordinaten-Systems (WKS), die der Funktion des Werkstücks entsprechen soll. Für eine Laufverzahnung sollte die Z-Achse des WKS mit der Drehachse des Werkstücks übereinstimmen (Bild 6), da sich das Werkstück im Betrieb um diese Achse dreht. In diesem Fall sollte der Zylinder abgetastet und dessen Achse als Z-Achse des WKS verwendet werden.

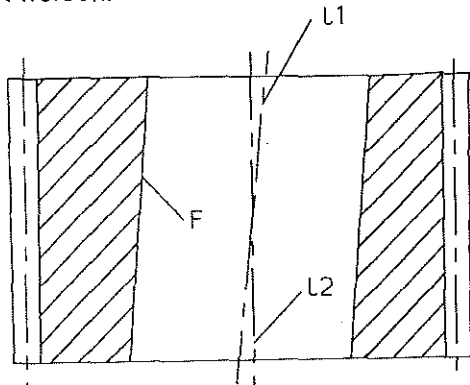


Bild 6: Festlegung des WKS bei Laufverzahnungen
 l_1 =Drehachse, l_2 =Verzahnungsachse und
 F =Funktionsfläche(Zylinder)

Bei Zahnwellenverbindungen ist der Passungszustand der Verbindung von Interesse. Welle und Nabe werden in den meisten Fällen flankenorientiert über der ganzen Verbindungslänge gepaart. Dabei entsteht ein bestimmter Passungszustand, z. B. Festsitz oder Schiebesitz. Die Verzahnungsachse und die Drehachse der Verbindung liegen bei einer idealen Verbindung aufeinander. Eine Abweichung der beiden Achsen führt zu einer Verschlechterung der Laufqualität der Verbindung, hat aber nur einen sehr geringen Einfluß auf den Passungszustand. Deshalb wird empfohlen, die Z-Achse des WKS und die Verzahnungsachse zusammenfallen zu lassen (Bild 7).

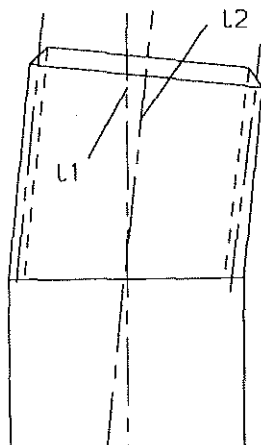


Bild 7: Festlegung des WKS für Zahnwellen
 l_1 = mögliche Drehachse der Verbindung
 l_2 = Verzahnungsachse

Dazu sollte man in mehreren Stirnschnitten (mindestens drei) alle Zahnlücken mit der Tastkugel antasten, aus allen gemessenen Tastkugel-Mittelpunkten einen Zylinder ermitteln und schließlich die Achse des Zylinders als Z-Achse des WKS einsetzen.

3. Messungsstrategie

Um eine vollständige Messung zu verwirklichen, sind folgende Meßschritte erforderlich:

- (1) Festlegung des WKS.
- (2) Im festgelegten WKS müssen im mittleren Stirnschnitt der Verzahnung die Koordinaten des Tastkugel-Mittelpunktes in der ersten Lücke gemessen werden: X_1 und Y_1 in Bild 8. Zur Berechnung aller Ist-Zahndicken und Ist-Lückenweiten der Verzahnung werden diese beiden Koordinaten benötigt.

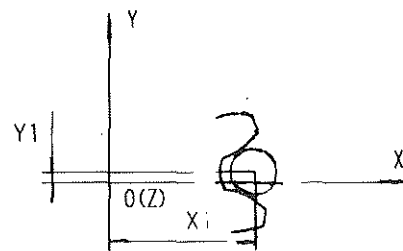


Bild 8: Messung von X_1 und Y_1 der Lücke 1 im mittleren Stirnschnitt

- (3) Rundlauf-, Flankenlinien- und Profilmessung. Die Rundlaufmessung erfolgt im mittleren Stirnschnitt der Verzahnung mit zweiflankiger Antastung. Die Flankenlinienmessung wird in sechs Lücken durchgeführt, jeweils für Rechts- und Linksflanke im Teilkreis. In diesen sechs Lücken erfolgt auch die Profilmessung, jeweils für Rechts- und Linksflanke, in verschiedenen Stirnschnitten.
- (4) Das Werkstück wird nun um sechs Lücken verdreht, und dann sind Teilungs-, Flankenlinien- und Profilabweichungen zu messen. Die Teilungsmessung wird im mittleren Stirnschnitt der Verzahnung mit einflankiger Antastung jeweils für Rechts- und Linksflanke im Teilkreis durchgeführt. Flankenlinien- und Profilmessung sind, wie

in (3) beschrieben, durchzuführen, allerdings in anderen Lücken. Dieser Schritt wird solange wiederholt, bis alle Lücken vermessen sind.

In den Bildern 10 - 13 sind die Diagramme der Teilergebnisse — Rundlaufabweichung, Teilungsabweichung und Flankenlinienabweichung einer vermessenen Zahnwelle nach DIN 5480-W45x2x30x21 (Bild 9) abgebildet. Die XY-Ebene des WKS ist auf die Fläche F gelegt, und die Z-Achse des WKS stimmt mit der Verzahnungsachse überein. X1 und Y1 werden im mittleren Schnitt (hier MS3) gemessen. Das Rundlaufabweichungsdiagramm (Bild 10)

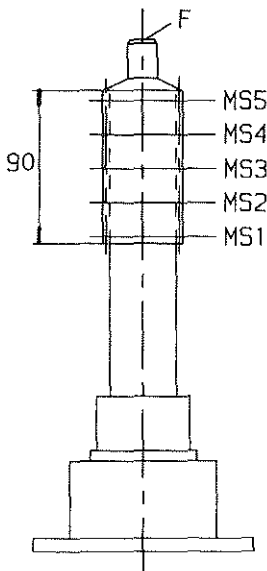


Bild 9: Zahnwelle DIN 5480-W45x2x30x21

und das Teilungsabweichungsdiagramm mit einflankiger Antastung, jeweils für Rechts- und Linksflanke, (Bild 11) kommen aus dem mittleren Schnitt MS3. Bild 12 zeigt die Flankenlinienabweichungen für die Zahn-lücken eins bis sechs, jeweils für Rechts- und Linksflanke. Gemessen werden sie auf dem Teilzylinder der Verzahnung. Bild 13 stellt die Profilabweichungen für die Zahn-lücken eins bis sechs dar,

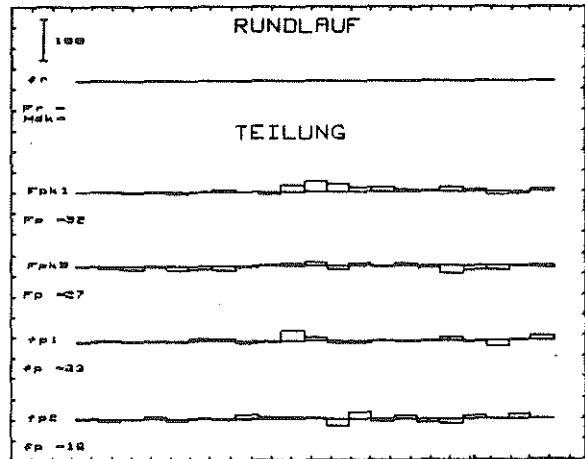


Bild 11: Teilungsabweichung

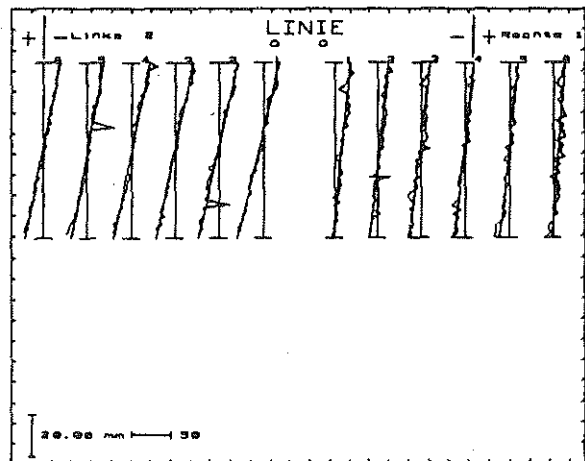


Bild 12: Flankenlinienabweichung

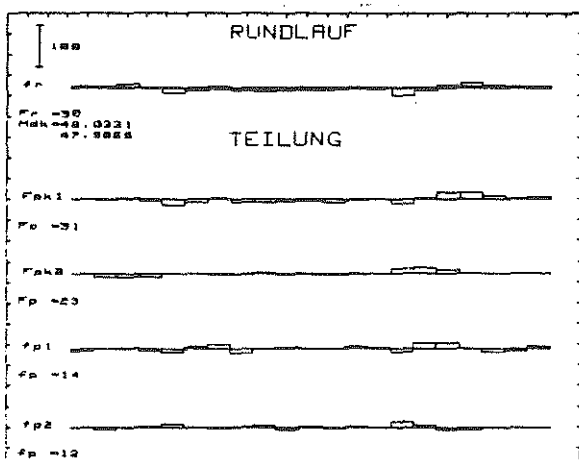


Bild 10: Rundlaufabweichung

jeweils für Rechts- und Linksflanke. Aufgrund der Länge der Verzahnung ist die Profil-Messung in jeder Zahn-lücken in fünf Schnitten (MS1 bis MS5) durchgeführt worden.

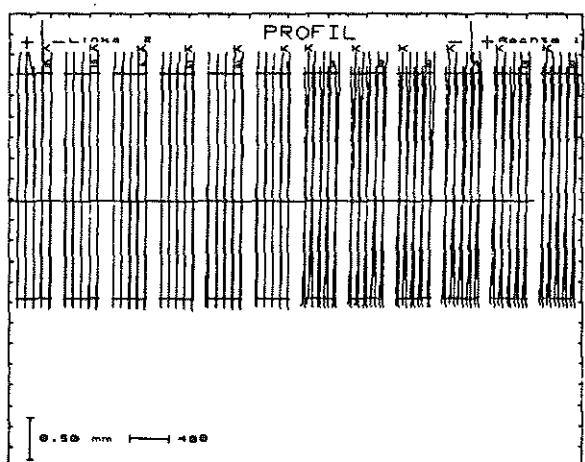


Bild 13: Profilabweichung

4. Literatur

- /1/ GON00 Zahnradmeßprogramm Ausgabe 3.89
- /2/ DIN3960 , 03.1987 , Beuth-Verlag
- /3/ DIN5480, 03.1986 , Beuth-Verlag

Rutschbedingungen der durch außermittige Bohrungen geschwächten Welle-Nabe-Verbindung

Li Tan

0. Einleitung

Mit geringem Reibbeiwert tritt tangentiales Rutschen beim Fügevorgang der durch außermittige Bohrungen geschwächten Welle-Nabe-Verbindung auf. Das Montagerutschen führt zur stärkeren Spannungserhöhung am Bohrungsrand. Hierzu wurden die Grenzbedingungen ausgeführt.

1. Spannungserhöhung am Bohrungsrand

Bild 1 enthält die für die folgenden Betrachtungen wichtigsten Bezeichnungen am Beispiel der Welle mit einer exzentrischen Bohrung. Da alle Beziehungen dem linearen Ähnlichkeitsgesetz folgen, können die Darstellungen grundsätzlich dimensionslos erfolgen. Alle geometrischen Daten werden damit durch Bezug auf den Fügeradius r_f dimensionslos gemacht, alle Kraft- und Spannungsgrößen werden auf den Fugedruck der ungestörten Verbindung q bezogen.

Die Abhängigkeit der Beanspruchungen von dem Reibbeiwert wurde anhand einer Reihe von Beispielen untersucht. Die Rechnung wurde mit FE-System MARC durchgeführt; die Verifizierung erfolgte mittels analytischer Berechnungen für Grenzfälle Ansatz und durch spannungsoptische Experimente. **Bild 2** zeigt als Ausschnitt hieraus die Spannungsverteilung über dem Umfang der Bohrung bezogen auf die Vergleichsspannung (Fu-

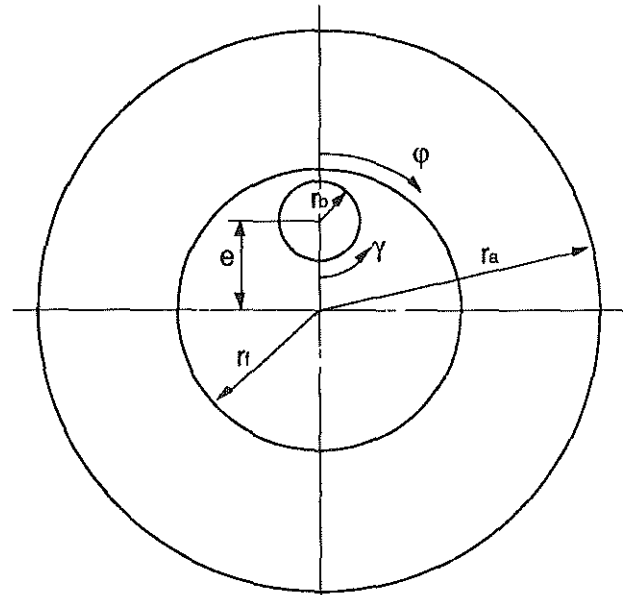


Bild 1: Geometrische Bezeichnungen

gendruck) der ungestörten Verbindung. Das Bild zeigt, daß - abhängig vom Reibbeiwert μ - Spannungserhöhungen auftreten bei

$\gamma = 180^\circ$ bei Verbindungen, bei denen ein deutliches Montagerutschen auftritt; Grenzfall in Bild 2 für $\mu = 0$,

$\gamma = 110^\circ$ bei Verbindungen, bei denen das Montagerutschen ganz oder teilweise behindert wird. Grenzfall bei $\mu > 0,18$ (Bild 2). Die Spannungserhöhung ist aber auch bei $\mu = 0,05$ und $0,1$ zu erkennen.

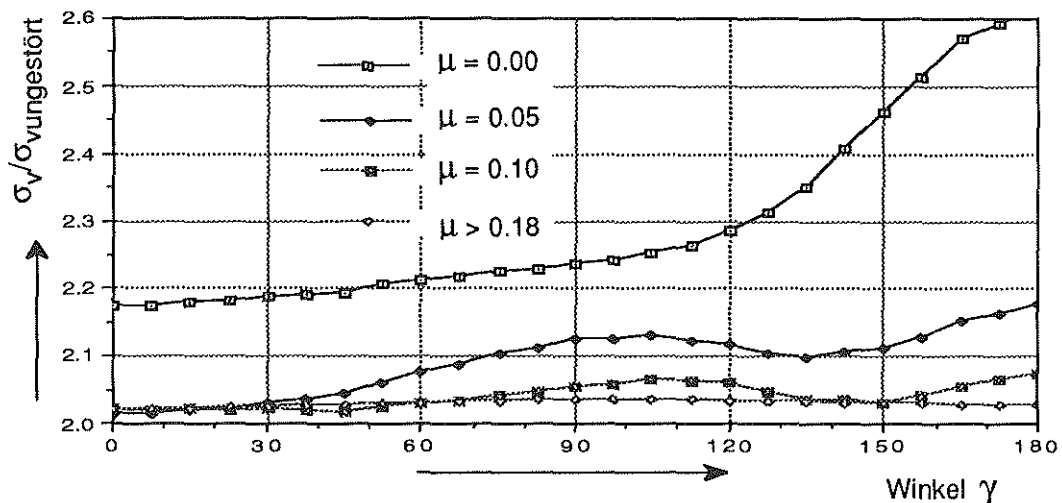


Bild 2: Bohrungsrandspannung für verschiedene $\mu_{montage}$

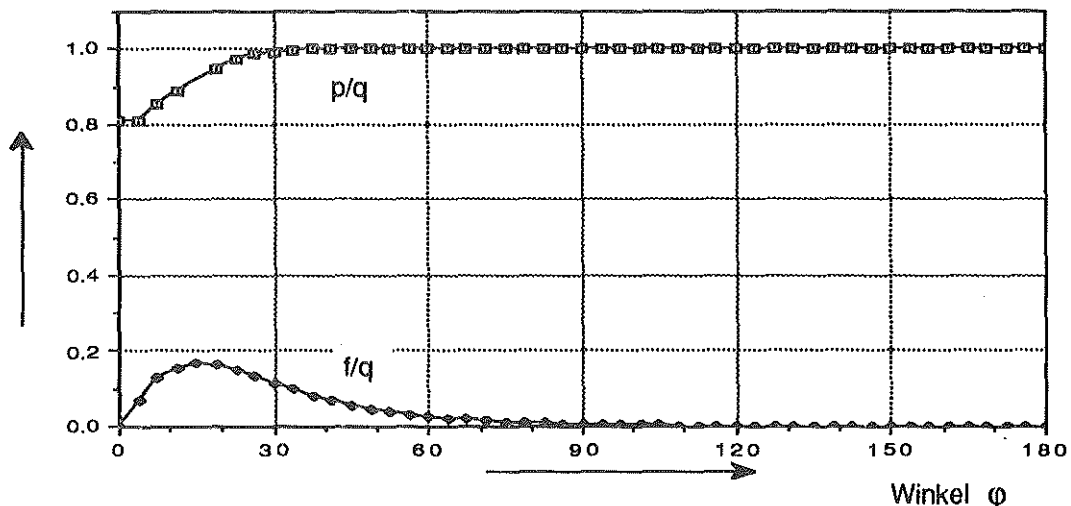


Bild 3: Fugendruck und Fugenschubkraft für Welle mit 1 Bohrung ohne Rutschen

$$Q_a = 0.5 \quad r_b/r_f = 0.2 \quad e/r_f = 0.625 \quad \mu > 0.18$$

Das Bild macht ebenfalls deutlich, daß selbst die geringste Unterstützung durch Reibkräfte eine erhebliche Hilfe bei der Erniedrigung der maximalen Beanspruchungen geben kann; die Spannungserniedrigung bei $\mu = 0,1$ beträgt 22% gegenüber der reibungsfreien Verbindung.

Liegt eine Welle mit mehreren Bohrungen vor, so wird die Formzahl α_k wesentlich durch den Bohrungsabstand beeinflusst. Bei kleinen Bohrungsabständen liegen die maximalen Randspannungen am nächstliegenden Punkt zur Nachbarbohrung bzw. an der Verbindungslinie der Bohrungsmitten.

2. Rutschbedingungen

Nach dem Fügevorgang der durch außermittige Bohrungen geschwächten Welle-Nabe-Verbindung herrschen in der Paßfuge

- der Preßfugendruck $p = p(\varphi)$, der die Übertragungsfähigkeit über den Reibwert μ bewirkt und in der Verbindung Spannungen (bei der ungestörten Verbindung ausschließlich σ -Spannungen) hervorruft.
- die tangentiale Fugenschubkraft $f = f(\varphi)$, die in Tangentialrichtung am Fugendurchmesser Schubspannungen τ hervorruft.

Der sich einstellende Spannungszustand nach Montage der Verbindung ist davon abhängig, ob die tangentiale Fugenschubkraft f während der Montage zu einem tangentialen Rutschen an der

Preßfuge führt. Die örtliche Bedingung hierfür ist

$$f(\varphi) > \mu(\varphi) * p(\varphi) \quad (2-1)$$

Während durch Preßöl gefügte, gestörte Verbindungen wegen $\mu_{\text{öl}} \approx 0$ nahezu immer dieser Bedingung unterliegen, ist bei Querpreßverbindungen diese Rutschbedingung außer von dem Reibwert von Lage, Zahl und Größe der Bohrungen abhängig.

Die bezogenen Größen des Fugendruckes p und der Fugenschubkraft f über der Fügefläche sind in Bild 3 für einen Verband ohne tangentialen Montagerutschen ($\mu = \infty$) dargestellt. Dabei ist q der Fugendruck bei ungestörter Verbindung, der in allen Darstellungen als Bezugsgröße gewählt wird. Der Winkel $\varphi = 0$ entspricht dem zur Bohrung am nächsten liegenden Punkt der Fügeflächen (Bild 1).

Der erforderliche Reibbeiwert beim Fügevorgang für einen Verband ohne tangentialen Montagerut-

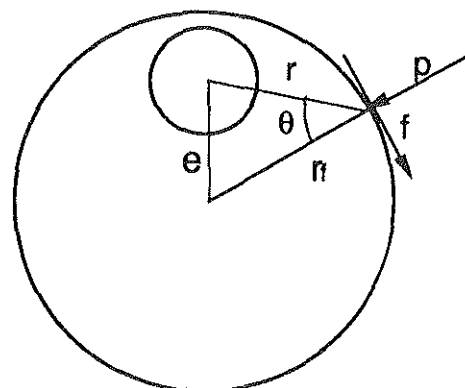


Bild 4: Bezeichnungen für die analytische Lösung

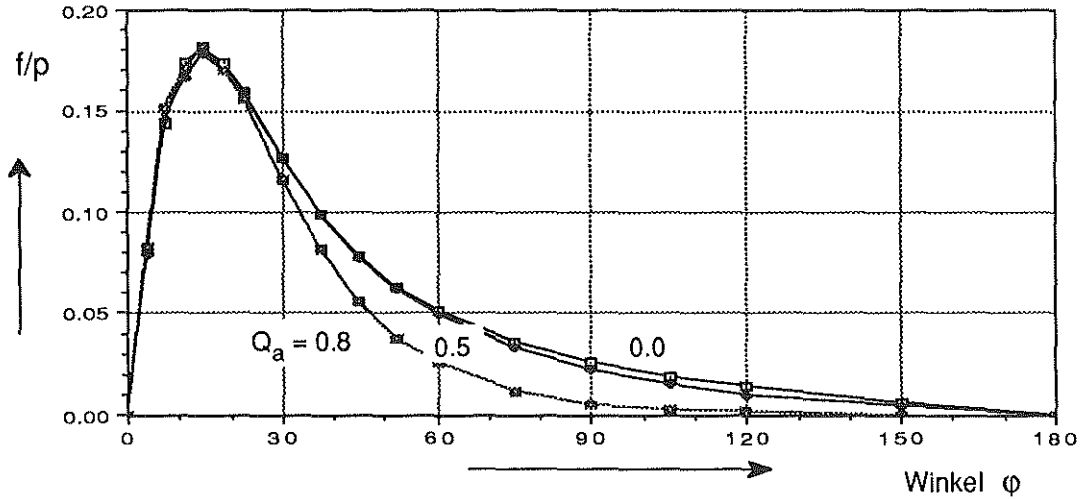


Bild 5: Fugenschubkraft-Fugendruck-Verhältnis $r_b/r_f=0.2$ $e/r_f=0.625$

schen ergibt sich durch Umstellung von Gleichung (2-1) aus Fugenschubkraft und Fugendruck :

$$\mu_{\text{grenz}} = \max (f/p) \quad (2-2)$$

Tangenciales Montagerutschen tritt auf, sobald der Reibbeiwert bei Montage an einer Stelle kleiner als der Grenzreibbeiwert μ_{grenz} ist.

Für $Q_a=0$, d.h. unendliche Naben ohne tangenciales Montagerutschen kann eine vereinfachte analytische Lösung angegeben werden, die sich aus der radialen Fugenflächenpressung p und der tangentialen Fugenschubkraft f (Bild 4) ergibt:

$$p = -q \cdot \left[1 - \frac{r_b^2}{r^2} \cdot \cos 2\Theta \right]$$

$$f = q \cdot \frac{r_b^2}{r^2} \cdot \sin 2\Theta$$

Daraus folgt:

$$\mu_{\text{grenz}} = \max \left[\frac{1 - \frac{r_b^2}{r^2} \cdot \cos 2\Theta}{\frac{r_b^2}{r^2} \cdot \sin 2\Theta} \right] \quad (2-3)$$

Bild 5 zeigt an der Durchrechnung eines Beispiels die Verteilung des Schub-/Pressungsverhältnisses über dem Umfang. Das Beispiel verdeutlicht, daß die Nabengeometrie Q_a bzw. der Nabenaußenradius r_a nur eine geringe Wirkung auf den Grenzreibbeiwert μ_{grenz} ausübt. Zahlreiche Parameterrechnungen bestätigen diesen Effekt. Für den Bereich $Q_a \leq 0,8$, in dem der überwiegende Teil der im Maschinenbau üblichen Bauformen liegt, ist dieser Grenzwert von der Nabengeometrie praktisch unabhängig.

In Bild 6 ist die Auswertung der Maxima als Zusammenhang zwischen dem Grenzreibbeiwert

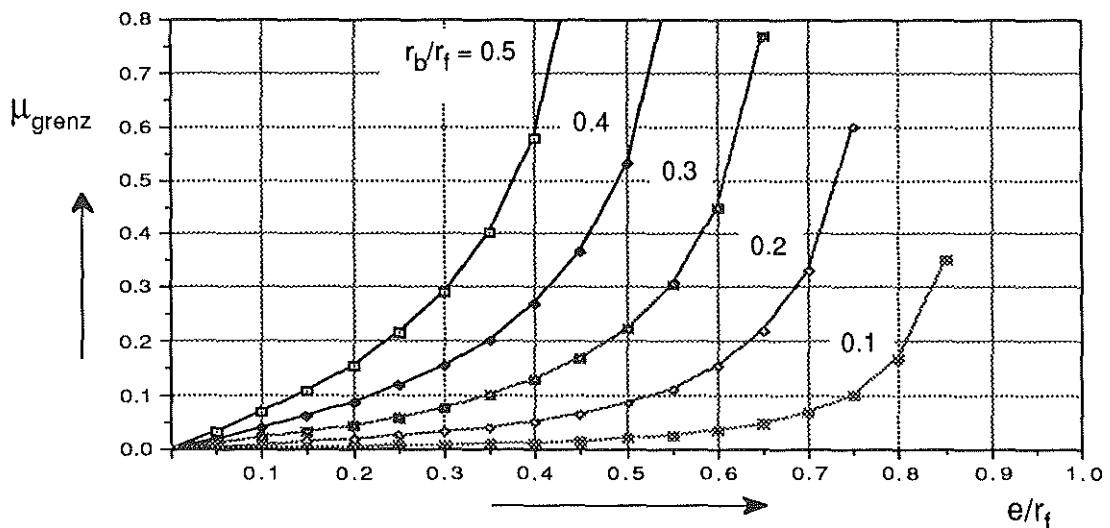


Bild 6: Grenzreibbeiwert

und der Bohrungsgeometrie dargestellt. Als Parameter eingetragen ist hier ferner die verbleibende Wandstärke zwischen Bohrung und Fügedurchmesser. Hieraus läßt sich beispielweise folgern, daß ein tangenciales Montagerutschen zu erwarten ist, wenn

- bei $\mu \leq 0,2$ die minimale Bohrungswandstärke kleiner ist als der Bohrungsradius r_b
- bei $\mu \leq 0,1$ die minimale Bohrungswandstärke kleiner ist als das 1,5-fache des Bohrungsradius.

Für eine Welle mit mehreren Bohrungen vermindert sich die Fugenschubkraft f . Je kleiner der Bohrungsabstand ist, desto kleiner sind die Schubkraft f und der Grenzzreibbeiwert μ_{grenz} .

Literatur

- /1/ F.G.Kollmann:
Welle-Nabe-Verbindungen
Springer, Berlin 1984
- /2/ G.N.Sawin:
Spannungserhöhung am Rande von Löchern
Technik, Berlin 1956

Entwurf einer Engineering Database für Fertigungsmittel

D. Hartmann

Die Bereitstellung und Verwaltung technischer Daten gewinnt in der rechnerunterstützten Produktion immer mehr an Bedeutung. Einen wesentlichen Beitrag leisten sogenannte Engineering Databases bzw. Technische Informationssysteme. Beim Aufbau derartiger Systeme ist besonderes Augenmerk auf den Entwurf des konzeptionellen Informationsmodells zu legen. Die Spezifikation der Informationen und der logischen Zusammenhänge mit einer rechnerinterpretierbaren Beschreibungssprache ist die Voraussetzung für eine umfassende Nutzung der Daten in einem CIM-Konzept. In dem vom BMFT geförderten Vorhaben "Betriebsmittelmodell, Beschreibungsmethode für Fertigungsmittel" wird ein Informationsmodell für Betriebsmittel entwickelt.

1. Ziel

Ziel des nachfolgend beschriebenen Forschungsvorhabens ist der Aufbau eines Betriebsmittelmodells, in dem alle in einem Betrieb notwendigen Informationen anwenderunabhängig, rechnerintern beschrieben werden können. Bild 1 zeigt das Betriebsmittelmodell im betrieblichen Umfeld. Es kann zwischen einem externen und einem internen Modell unterschieden werden. Im externen Modell beschreibt der Betriebsmittelanbieter und -hersteller das Betriebsmittel. Erwirbt ein Betrieb ein neues Betriebsmittel, so ist anzustreben, daß die im externen Modell enthaltenen Daten in das betriebsinterne Modell des Kunden übernommen werden können. Innerhalb des Betriebes können die verschiedenen Abteilungen mit den jeweiligen Applikationen auf das interne Betriebsmittelmodell zugreifen. Durch eine Normung des Be-

triebsmittelmodells wird sowohl der betriebsübergreifende, als auch der betriebsinterne Datenaustausch ermöglicht. Der Zugriff auf Daten des Modells soll über einheitliche Zugriffsfunktionen erfolgen. Neben der Datenausgabe ist vor allem eine hohe Funktionalität bei der Verwaltung, Erweiterung und Anpassung der Daten bei der Überführung des externen in das interne Modell zu beachten.

2. Vorgehensweise

In der ersten Phase des Projektes wurde eine umfassende Analyse des Informationsbedarfs in den unterschiedlichen planenden Unternehmensbereichen wie Konstruktion, Arbeitsplanung und Prüfplanung durchgeführt. Dies erfolgte in Form einer SADT-Analyse (vgl. Institutsmitteilung Nr. 14 1989). Die einzelnen Aktivitäten bei der Nutzung von Betriebsmitteldaten wurden dann auf ihre Gemeinsamkeiten analysiert. Weiterhin wurden die Eingangs- und Steuergrößen der Aktivitäten auf ihre Gemeinsamkeiten im Sinne einer Generalisierung betrachtet. Daraus konnten konkrete Anforderungen an den Inhalt und die Struktur des Informationsmodells

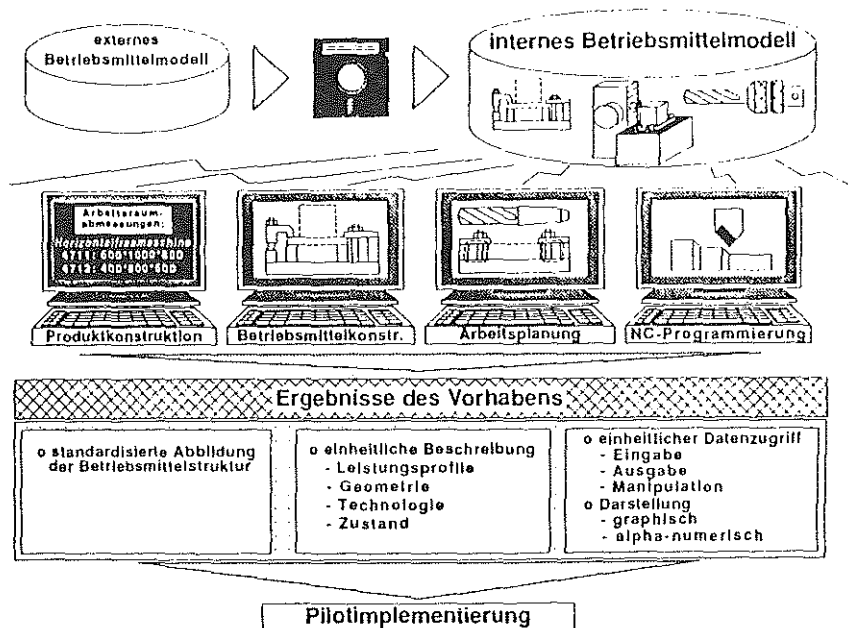


Bild 1: Umfeld des Betriebsmittelmodells (nach KCIM AK 2.1)

abgeleitet werden. Parallel dazu wurde die Struktur von Betriebsmitteln untersucht. Arbeitsschwerpunkt waren hierbei Maschinen, Werkzeuge und Vorrichtungen für spanende Bearbeitung sowie Meß- und Prüfmittel. Eine Analyse bestehender Lösungsansätze zur Beschreibung von Betriebsmitteln sollte sicherstellen, bereits bestehende Modelleansätze zu berücksichtigen und zu integrieren.

Die Ergebnisse dieser Analysen führten zu einer detaillierten Anforderungsliste, die die Grundlage für die Modellentwürfe darstellt. In einem iterativen Prozeß sind dann verschiedene Modellkonzepte entwickelt worden. Ihre Vor- und Nachteile wurden an konkreten Beispielen gegen die Anforderungen überprüft.

3. Anforderungen

Die Anforderungen aus Anwendersicht lassen sich durch zwei Fragestellungen beschreiben:

- Wie ist das Betriebsmittel beschaffen ?
- Wozu kann das Betriebsmittel genutzt werden ?

Durch eine Detaillierung dieser Fragen kann die Struktur des Modells weiter verfeinert werden. Die Beschaffenheit eines technischen Objektes wird durch seine Geometrie, Materialdaten und Baustruktur ausreichend erfaßt. Diese Informationen werden schon im Produktmodell beschrieben. Von wesentlich größerer Bedeutung für das Betriebsmittelmodell ist die Beschreibung seiner Einsatzmöglichkeiten.

Bestehende Beschreibungen von Betriebsmitteln wurden als Lösungsansatz berücksichtigt. Dazu wurden Firmenkataloge, AWF-Karten, VDI-Datenbank und Werkzeugmaschinen analysiert. Dabei zeigte sich, daß ein wesentlicher Bestandteil dieser Beschreibungen eine Klassifizierung und Hierarchisierung der Maschinen nach Aufbau und Anordnung der Hauptfunktionsträger sowie nach Fertigungsverfahren bildet. Dabei konnte keine übergreifende allgemeingültige Systematik gefunden werden. Vielmehr handelt es sich hierbei um gewachsene Strukturen und Begriffe. Das bedeutet, daß ein Teil der Betriebsmittelbeschreibung bereits implizit in der Bezeichnung für das Betriebsmittel enthalten ist,

ohne dabei einer Gesetzmäßigkeit zu folgen. Die weitere Beschreibung erfolgt meist über Begriffe und Merkmale, die nur im jeweiligen Zusammenhang verständlich sind.

3.1 Strukturen

Da die Analyse der Strukturierungsansätze keine allgemeingültigen Kriterien lieferte, ergibt sich daraus die Forderung verschiedene Strukturen im Modell abbilden und definieren zu können.

Baustruktur:

Da Betriebsmittel komplexe Produkte sind, die aus verschiedenen Baugruppen und Elementen bestehen können, muß ihre Aufbauvorschrift beschreibbar sein. Dabei kann ein Betriebsmittel auch wieder aus Betriebsmitteln bestehen, so daß in diesem Verständnis ein Antriebsmotor in einer Drehmaschine wieder ein Betriebsmittel ist.

Klassenstruktur:

Unter einer Klasse von Objekten versteht man das Zusammenfassen von ähnlichen Teilen. Ähnlich bedeutet, daß die Klassenmitglieder mit mindestens einem gemeinsamen Merkmal beschrieben werden können. Welches Merkmal zur Klassenbildung herangezogen wird, hängt von der jeweiligen Sichtweise ab. Diese Sichtweise kann von Betriebsmittel zu Betriebsmittel und von Anwender zu Anwender variieren, und entzieht sich somit einer Festlegung. Ein allgemeingültiges Modell muß daher die Möglichkeit bieten, beliebige Klassenstrukturen aufzubauen. Für die Verständlichkeit ist es dabei sinnvoll, die Sichtweise, die zur Klassenbildung führt, festzulegen. Dabei ist zu bedenken, daß eine einmal vereinbarte Klassenhierarchie nicht als starr gesehen werden darf. Da durch einen Vererbungsmechanismus jedes Klassenmitglied vollständig beschrieben ist, kann mit Hilfe einer entsprechenden Suchfunktion auch dynamisch ein neuer Klassenbaum aufgebaut werden.

Funktionsstruktur:

Ein entscheidendes Merkmal von Betriebsmitteln ist, daß sie zur Erfüllung bestimmter Funktionen und (Fertigungs-)Verfahren eingesetzt werden sollen. Daher muß eine Zuordnung der Betriebsmittel zu Verfahren und Funktionen möglich sein. Diese Ver-

fahren sind ebenfalls hierarchisch zu beschreiben.

Merkmalstruktur:

Die Betrachtung der Merkmale, die ein Betriebsmittel beschreiben, führt sehr schnell zu einer Strukturierung der Merkmale. Diese Struktur erhöht für den Anwender die Übersichtlichkeit der Beschreibung erheblich, muß jedoch nicht Bestandteil des Modells sein.

3.2 Fähigkeit / Funktion

Die Merkmale, die Betriebsmittel beschreiben, beziehen sich auf die Beschreibung der ausführbaren Verfahren und Werkzeugbewegungen. Dies sei am Beispiel der Drehlänge genauer erläutert. Unter Drehlänge wird der maximal mögliche Werkzeugweg entlang der Drehachse verstanden. Das bedeutet, daß in diesem Begriff verschiedene Information implizit enthalten sind. Zum einen die Zuordnung zu einem Fertigungsverfahren, zum anderen die geometrische Information über zulässige Start- und Endpunkte der Bewegung. Explizit nicht aufgeführt sind die Bedingungen für eine bestimmte Drehlänge. Dabei handelt es sich um Angaben, wie zugehörige Futter- und Werkzeugabmessungen. Im Betriebsmittelmodell müssen solche ebenfalls beschreibbar sein. Im Sinne einer allgemeinen Beschreibung muß ebenfalls angestrebt werden, derart implizite Merkmale, wie Drehlänge, Arbeitsraum usw., detaillierter beschreiben zu können. Zusätzlich muß auch die Qualität der Funktionsausführung beschrieben werden.

3.3 Administration

Für Auswahl und Beschaffung müssen die entsprechenden Kennwerte ebenfalls abgelegt werden. Desweiteren ist die Veränderung von Betriebsmitteln zu dokumentieren. Für den schnellen Zugriff auf Betriebsmitteldaten sind Klassifizierungs- und Zugriffsdaten vorzusehen.

3.4 Detaillierung

Bei der Betrachtung konkreter Betriebsmittel und existierender Lösungsansätze zeigte sich immer wieder, daß auf dieser Ebene sehr genau Merkmale zur Beschreibung festgelegt werden können. Große Probleme bereitet jedoch die Verallgemeinerung der Beschreibung. Aus dem Projektziel resultiert die Anforderung, die Betriebsmittelbeschreibung möglichst allgemeingültig zu halten. Daher muß angestrebt werden, im Modell Merkmale zu vereinbaren und verschiedenen Betriebsmitteln zuzuordnen.

4. Modellkonzept

Aus den umfangreichen Analysen und Anforderungen wurde ein Modellkonzept entwickelt, das den Rahmen für die weiteren Arbeiten beschreiben soll. Dabei standen zwei Gesichtspunkte im Vordergrund. Zum einen wurde eine inhaltliche Gliederung des Modells festgelegt, um einzelne, möglichst unabhängige Arbeitspakete definieren zu können, zum anderen wurde ein Konzept zur stufenweisen Detaillierung und zur Einführung in Praxis und Normung entwickelt.

Aus dem logischen Inhalt des Modells ergaben sich, auch in Anlehnung an die Struktur der Anforderungen, folgende Teilmodelle (vgl. Bild 2):

Beschaffenheit beschreibt Betriebsmittel hinsicht-

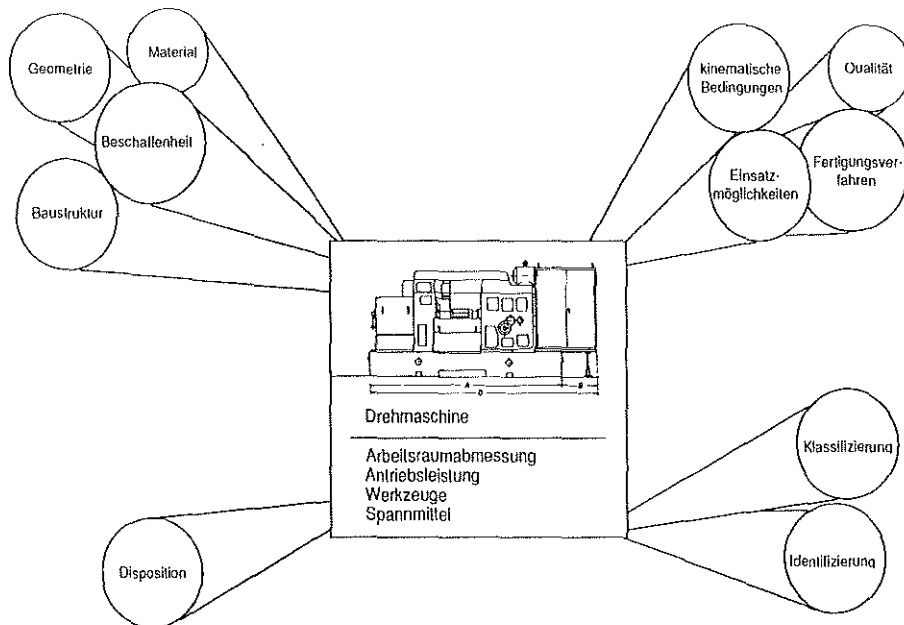


Bild 2: Teilmodelle im Betriebsmittelmodell

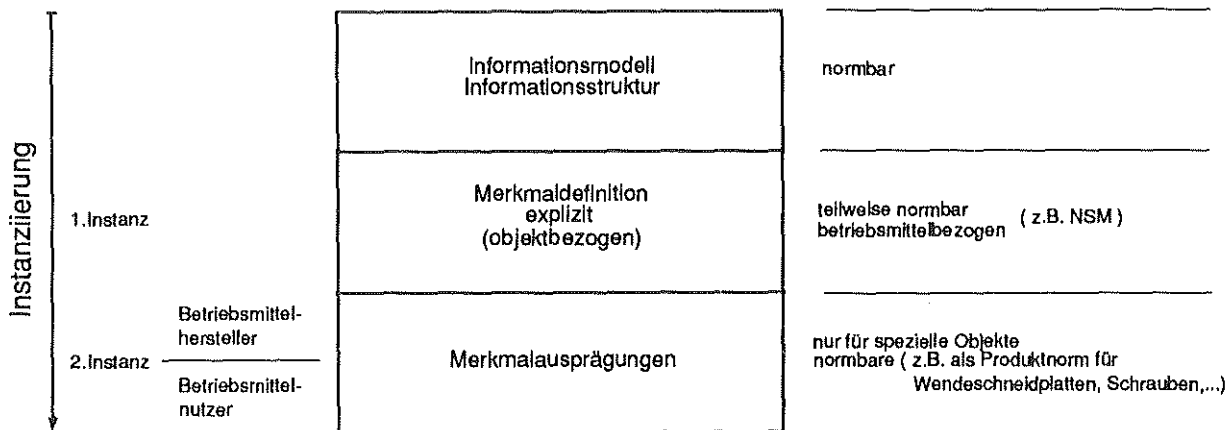


Bild 3: Schichten des Betriebsmittelmodells

lich Gestalt, Material und Baustruktur.

Klassenhierarchie ermöglicht den Aufbau von Objektklassen. Dabei können auf unterschiedlichen Detaillierungsstufen Merkmale und Merkmalausprägungen zugeordnet werden.

Fähigkeit beschreibt, welche Funktionen Betriebsmittel unter bestimmten Bedingungen mit welcher Qualität ausführen kann.

Administration/Disposition faßt die Beschreibung der betriebswirtschaftlichen und dispositiven Daten zusammen.

Übergreifend über die Teilmodelle werden die *Veränderungen* verwaltet.

Die große Abhängigkeit der konkreten Betriebsmittelmerkmale vom jeweiligen Betriebsmittel führte zu einem Ebenenkonzept für Realisierung und Einführung des Modells. Die erste und allgemeinste Ebene des Modells ermöglicht es, nahezu beliebige Merkmale und Objekte zu definieren und Beziehungen zwischen Objekten und Merkmalen festzulegen. Erfolgt diese Beschreibung der Objekte und Merkmale, so wird das Modell ausgeprägt bzw. instanziiert. Dabei wird lediglich festgelegt, welche Objekte und Merkmale es gibt und welche Merkmale die Objekte haben. Diese Definition kann betriebsspezifisch erfolgen oder aber mit Bezug auf Definitionen entspre-

chender Normengremien. So können auf dieser ersten Instanz auch die Sachmerkmal-Leisten nach DIN 4000 berücksichtigt werden.

Auf der zweiten Instanzierungsebene werden die zuvor beschriebenen Merkmale mit Ausprägungen versehen. Auch hier kann Bezug auf Normen genommen werden. So würden an dieser Stelle die Inhalte von Produktnormen, wie z.B. genormte Schraubenabmessungen oder Abmessungen von Werkzeugaufnahmen berücksichtigt werden.

5. Zusammenfassung

Ausgehend von einer systematischen Analyse des Informationsbedarfs und der Informationsstrukturen bei der Beschreibung von Betriebsmitteln konnte ein Modellentwurf entwickelt werden. Dieser Entwurf versucht durch eine logische Struktur die bisher üblichen impliziten Betriebsmittelbeschreibungen einer umfassenden Rechneranwendung zugänglich zu machen. Durch ein Ebenenkonzept mit einer schrittweisen "Füllung" des Modells wird eine hohe Flexibilität der Beschreibung erreicht.

Der hier vorgestellte Entwurf wird 1992 weiter detailliert und seine Anwendbarkeit im Rahmen einer Pilotimplementierung auf Basis einer relationalen Datenbank nachgewiesen.

Unterstützung der Normteilverarbeitung im Unternehmen durch entwicklungsbegleitende Normung

R. Bugow

Das Projekt CAD-Normteile im Rahmen der CIM AG CAD der KCIM verfolgt das Ziel, CAD-Normteile systemneutral sowie unterstützt durch Hilfsmittel zur Generierung und Verwaltung in allen Wirtschaftsbereichen zur Verfügung zu stellen. Dieses Projekt wird unter Federführung des IMW gemeinsam mit dem Institut für Rechneranwendung in Planung und Konstruktion der TH Karlsruhe (RPK) bearbeitet.

Im Rahmen dieses Beitrages soll auf das erarbeitete Gesamtkonzept zur zukünftigen Entwicklung der Schnittstellen sowie auf die Verwendung der formalen Spezifikationssprache EXPRESS zur Beschreibung von Normteildatenstrukturen eingegangen werden.

1. Gestaltung des Gesamtkonzeptes

Die DV-gestützte Norm- und Wiederholteilverarbeitung im Unternehmen ist auf genormte Schnittstellen angewiesen. Damit wird ein Austausch von Lieferantenkatalogdaten und die unternehmensinterne Anpassung und Erweiterung der Datenbasis ermöglicht. Zur Lösung dieser Problematik stehen bisher nur die in Deutschland entwickelten Schnittstellen DIN V 4001 und DIN V 66304 zur Verfügung.

Diese Schnittstellen ermöglichen den grundlegenden Datenaustausch, der stark auf die Belange der Geometriedarstellung im CAD-System abgestimmt ist.

Forderungen nach Erweiterung des Anwendungsfeldes und Strukturierung der Normteildaten haben den Anstoß zu der Weiterentwicklung der Schnittstellen im europäischen und internationalen Rahmen gegeben. Als Arbeitsgrundlage wurde dazu ein Konzept [1] entwickelt, das versucht anhand eines Referenzmodells den Handlungsbedarf aufzuzeigen sowie durch die Beschreibung der grundlegenden Methodik eine Leitlinie für zukünftige Arbeiten darzustellen.

Das Konzept beinhaltet eine Beschreibung der Anforderungen, der eine zu schaffende CADLIB-Norm genügen muß. Um eine genaue Analyse der Anforderungen zu ermöglichen werden die Beteiligten in :

- Endanwender als Nutzer und Verwalter von Bibliotheken in seinem Unternehmen
- Hersteller von Bibliotheken wie Normungsinstitute, Katalogteillieferanten
- Hersteller von DV-Modulen zur Integration der Bibliotheken und zur Anpassung an die Erfordernisse des Endanwenders

untergliedert.

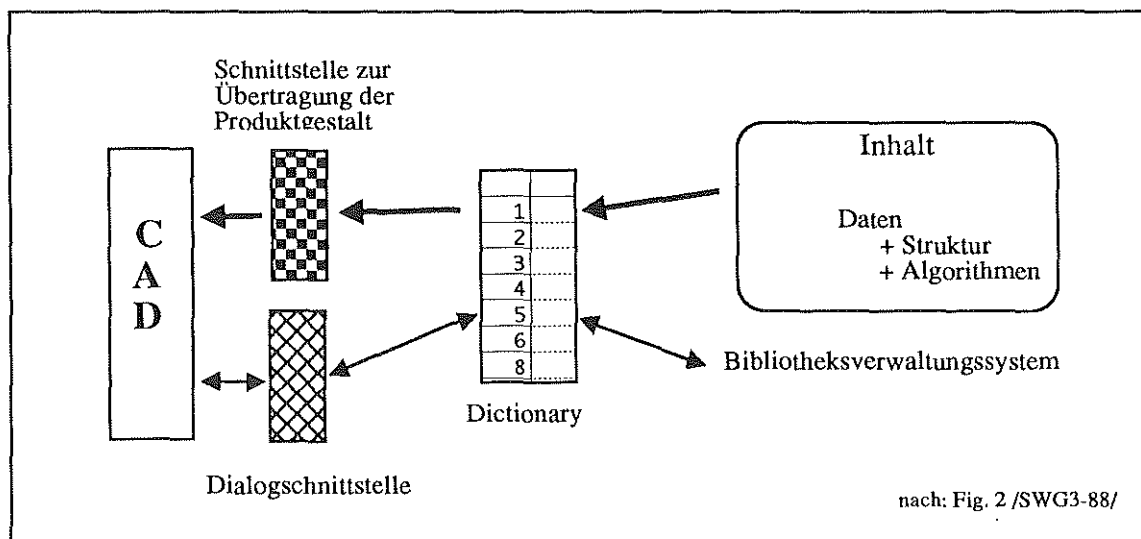


Bild 1: Referenzmodell

Dazu wird der Aufbau eines beim Endanwender installierten Normteilverarbeitungssystems als Referenzmodell (**Bild 1**) dargestellt. Das System besteht aus folgenden Komponenten:

Die Dialogschnittstelle besteht aus einer Reihe von Funktionen, die am CAD-System die Auswahl des Normteils unterstützen.

Die Schnittstelle zur Übertragung der Produktgestalt steuert die Geometriegenerierung im CAD-System.

Im Dictionary werden im System verfügbare Normteilbezeichnungen gespeichert. Es schafft eine Verbindung zwischen den in der Bibliothek verwendeten Bezeichnungen, die aufgrund von unternehmens- oder sprachspezifischen Eigenheiten von den an der Benutzungsschnittstelle benötigten Bezeichnungen abweichen können.

Das Bibliotheksverwaltungssystem sorgt für die Pflege der Datenbasis.

Es werden 3 Klassen der Nutzung unterschieden

- Abfrage mit Hilfe der Dialogschnittstelle
- Auswahl eines definierten Teils aus der Bibliothek
- Übertragung der Produktgestalt an das CAD-System

Die Produktgestalt kann in mehreren Ausprägungen beschrieben sein, um unterschiedliche Anforderungen zu erfüllen. Allen Ausprägungen gemein ist, daß sie unabhängig von den Teilen, deren Gestalt sie darstellen, verwaltet werden. Sie werden im Dictionary den Teilen zugeordnet und können so mehrfach Verwendung finden. Dabei wird über Kontrollvariablen die Darstellung als 2D-Ansicht, 3D-Teil oder in abweichender Detaillierung gesteuert.

Der Begriff "Standard Part", im deutschen Sprachgebrauch oft mit "Normteil" gleichgesetzt, erfährt in diesem Konzept eine genauere Definition. Dazu wird zwischen einem konkreten ("concrete / supplier part" und einem abstrakten Normteil ("abstract part") unterschieden.

Ein konkretes Normteil ist ein Normteil, das in der materiellen Ausprägung vorhanden ist, also z.B. Bestandteil eines Herstellerkatalogs sein kann.

Ein abstraktes Normteil wird durch ein Dokument beschrieben, das z.B. von Normungsinstituten erstellt wurde.

Wenn ein Hersteller die Definition des abstrakten Normteils in ein Produkt umsetzt, so ist dieses Produkt, das zusätzlich Merkmale aufweisen kann, die nicht ausdrücklich genormt sind, als konkretes Normteil zu verstehen.

Weiterhin wird ein Normteil "einfach" genannt, wenn das dieses Normteil definierende Dokument nur eine Ausprägung des Normteils beschreibt. "parametrisch" heißt es dann, wenn im Dokument durch Variation der Merkmale mehrere Ausprägungen des Normteils definiert sind.

Normteile werden durch eine Definitionstabelle beschrieben. Diese Definitionstabelle kann durch Anwendung des kartesischen Produktes aus mehreren Tabellen gebildet werden.

Um die Bedürfnisse, die aus der Anpassung der Normteildaten an unternehmensspezifische Belange und deren Erweiterung zur Erzeugung bestimmter Ausprägungen entstammen, zu erfüllen, ist eine Unterscheidung in ein Allgemeines ("general model") und ein Funktionales Modell ("functional model") vorgenommen worden (**Bild 2**).

Das Allgemeine Modell enthält alle Merkmale, die zur Identifizierung des Normteils notwendig sind.

Das Funktionale Modell erweitert das allgemeine Modell um Merkmale, die es für die Ausführung der Funktion - z.B. geometrische Darstellung - benötigt. Das Funktionale Modell kann Merkmale aus dem Allgemeinen Modell übernehmen.

Als Zugriffsmethoden auf die Normteildaten werden drei Arten spezifiziert :

- hierarchischer Zugriff über einen festgelegten Pfad
- direkter Zugriff mittels eines Schlüssels für das Normteil, dies bedingt die Existenz eines Schlüsselungssystems
- relationaler Zugriff, der eine Auswahl des Normteils über beliebige Merkmalkombinationen ermöglicht

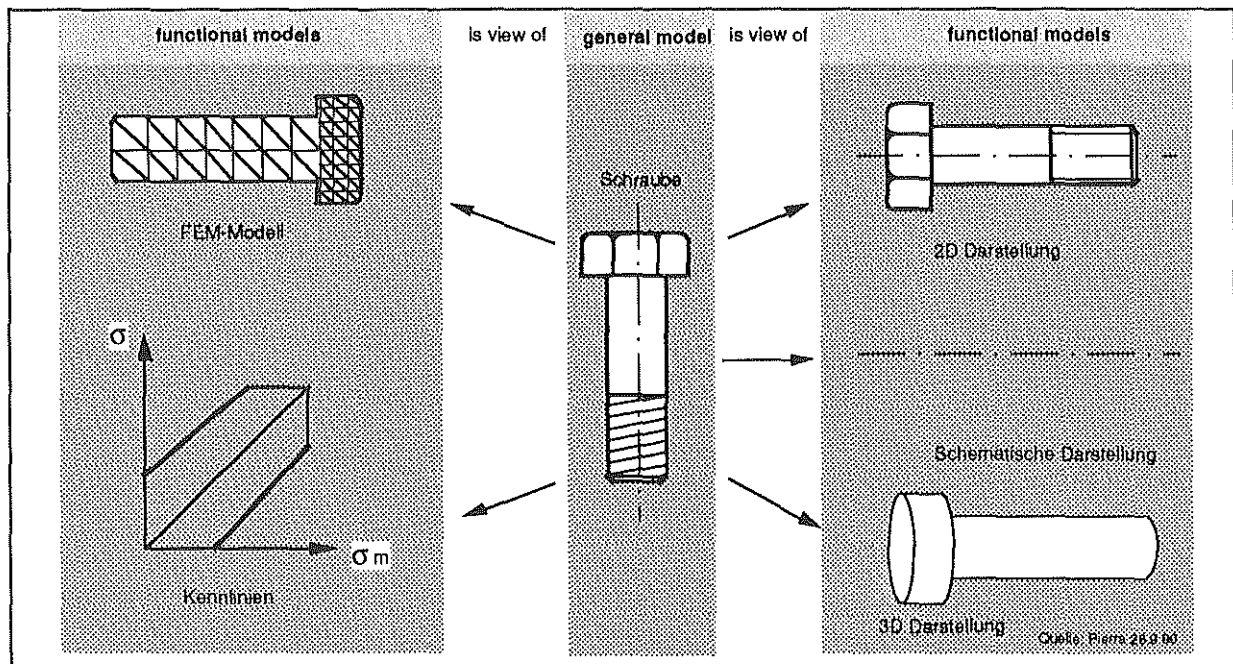


Bild 2: General and Functional Model

Die Realisierung der Normen soll auf bereits existierende Normen wie SQL oder GKS abgestützt werden. Das STEP-Projekt spielt eine große Rolle und alle Normen sollten die dort getroffenen Festlegungen berücksichtigen. Vor allem der Anwendung von EXPRESS als Beschreibungssprache für die Bibliothek wird eine große Bedeutung beigemessen.

Bei der Aufstellung des Arbeitsplans für die nächste Zeit wird sehr viel Gewicht auf die Gestaltung der Struktur einer Normteilibibliothek gelegt. Hier wird die Problematik der unterschiedlichen Bezeichnungen für dasselbe Teil aufgrund der von Staat zu Staat verschiedenen Normen aufgezeigt. Das Management großer Bibliotheken mit tausenden von Teilen erfordert eine sehr saubere Strukturierung. Jedoch muß diese ebenfalls unternehmensspezifische Eigenheiten unterstützen und einem mehrsprachigen gemeinsamen Markt gewachsen sein. Grundlage für eine Strukturierung ist die Entwicklung eines einheitlichen Identifikationssystems.

2. Rolle und Einsatz von EXPRESS

EXPRESS ist eine formale objektorientierte Sprache zur Informationsmodellierung und wird zur Beschreibung des STEP Produktmodells eingesetzt. Zur Zeit befindet sich die Sprachdefinition /2/ auf dem Weg zum DIS (Draft International Standard).

EXPRESS wird zur Beschreibung der in STEP definierten Partialmodelle sowie zur Spezifikation der "Application Protocols" verwendet. Durch eine EXPRESS Klassenstrukturbeschreibung wird eine verbindliche explizite Spezifikation von Datenstrukturen z.B. in den Bereichen Geometrie, Topologie, Kinematik erreicht.

Ursprünglich sollte EXPRESS der formalen Spezifikation der Partialmodelle dienen, zur syntaktisch korrekten Verwendung der Sprache selbst existierten bald Syntaxprüfprogramme. EXPRESS bildet die Grundlage für die Programmierung von Pre- und Postprozessoren. Die dazu notwendigen Umsetzungen der EXPRESS Spezifikation in Programm- und Datenstrukturen erfolgt "manuell" durch den Programmierer. Diese Vorgehensweise ist bei den vorliegenden Anforderungen ein Datenaustauschformat zu kreieren, naheliegend, denn die zugrundeliegenden in EXPRESS spezifizierten Partialmodelle sind nach erfolgter Normung als stabil anzusehen.

Die Sprache EXPRESS enthält keine Konstrukte, die explizit die Instanzierung der EXPRESS-Klassen beschreiben. EXPRESS-Modelle sollen unabhängig von der Art der Instanzierung gestaltet werden.

Für die Generierung und Verarbeitung der Austauschdateien von EXPRESS-Instanzen erfolgt z. Zt. "unabhängig" von EXPRESS die Verabschiedung eines DIS (ISO/TC184/SC4 Part 21). Dieses Dokument definiert die Abbildung ("Mapping") der Instanzen von EXPRESS-Schemata in ein Dateiformat ("physical file"). Einen Überblick über die Abbildung von EXPRESS-Konstrukten in das Dateiformat gibt Bild 3.

ARRAY	list
BAG	list
BITMAP	bitmap
BOOLEAN	enumeration
DERIVED ATTRIBUTE	NO INSTANTIATION
ENTITY	entity
ENTITY AS ATTRIBUTE	entity name
ENTITY AS SUPERTYPE	NO INSTANTIATION
	(if internal mapping applie
ENTITY AS SUPERTYPE	ENTITY
	(if external mapping applie
ENUMERATION	enumeration
FUNCTION	NO INSTANTIATION
INTEGER	integer
LIST	list
LOGICAL	enumeration
PROCEDURE	NO INSTANTIATION
REAL	real
REMARKS	NO INSTANTIATION
RULE	NO INSTANTIATION
SCHEMA	NO INSTANTIATION
SELECT	NO INSTANTIATION
SET	list
STRING	string
TYPE	NO INSTANTIATION
WHERE RULES	NO INSTANTIATION

Bild 3: Mapping /3/

Hier ist deutlich zu erkennen, daß bei weitem nicht alle Konstrukte in das Dateiformat übertragbar sind. Auch das der Übertragung zugrunde liegende EXPRESS-Schema ist nicht Bestandteil des Datenaustausches. Man geht davon aus, daß beide Austauschpartner dieses Schema kennen.

Bild 4 stellt ein Beispiel für die Abbildung in das Dateiformat dar.

```

TYPE
  primary_color_abbreviation = ENUMERATION OF (r,g,b);
END_TYPE;

ENTITY widget;
  attribut1 : INTEGER;
  attribut2 : STRING;
  attribut3 : LOGICAL;
  attribut4 : BOOLEAN;
  attribut5 : REAL;
  attribut6 : LIST [1:2] OF LOGICAL;
  attribut7 : ARRAY [-1:3] OF INTEGER;
  attribut8 : PRIMARY_COLOR_ABBREVIATION;
END_ENTITY;

Entity Occurrence in DATA Section:

#6=WIDGET(9, 'A', .U., .F., 1,3, (.T., .F.), (1,0,2,3,6), .R.);
  A   A   A   A   A   A   A   A   A
  |   |   |   |   |   |   |   |   |
  A   B   C   D   E   F   G   H   I

```

Bild 4: Beispiel für Mapping /3/

Die o.g. Beispiele zeigen, daß EXPRESS hier eher statisch als Anweisung zur korrekten Umsetzung in Daten- und Programmstrukturen Verwendung findet.

Die Erweiterung der STEP-Entwicklung mit Ziel, neben dem reinen Datenaustausch auch die Datenhaltung zu unterstützen, führte dazu, daß andere Arten des Mappings von EXPRESS-Schemata untersucht werden. Dies erfolgt z. Zt. in einigen Projekten in den USA und Europa. Dabei wird die Umsetzung von EXPRESS-Schemata u.a. in :

- SQL-DDL Anweisungen
 - C++ Programme
 - Objektorientierte Umgebungen (z.B. KEE, Smalltalk, ProKappa)
- untersucht.

Bestandteil all dieser Projekte ist die rechnergestützte Verarbeitung der Sprache EXPRESS. Hier steht der Aufbau einer Umgebung für die Generierung und Verarbeitung der Schemata sowie die Handhabung der Instanzen im Vordergrund, um eine standardisierte integrierte technische Datenbank ("Engineering Database") zu entwickeln.

Diese Entwicklung bekräftigt den Grundsatz, die Spezifikation von Modellen mittels EXPRESS unabhängig von der Art der späteren Umsetzung vorzunehmen.

Aus einigen Forschungsprojekten resultieren Forderungen hinsichtlich der Weiterentwicklung von EXPRESS. Hier sind vor allem die Unterstützung parametrischer Modelle, die Einbindung von Methoden und die Beschreibung des Modellverhaltens durch Operationen zu nennen. Desweiteren bestehen Forderungen hinsichtlich der Erweiterung von EXPRESS in Richtung Funktionsmodellierung.

Die Strategie zur Weiterentwicklung von EXPRESS wird zur Zeit in einem breiten Rahmen unter Berücksichtigung der Anforderungen aus der Norm- und Wiederholteilverarbeitung diskutiert.

2.1 Verwendung von EXPRESS bei Produktmodellierung und Normteilverarbeitung

EXPRESS wird im Produktmodell dazu verwendet, allgemeingültig z. B. ein Geometriemodell zu spezifizieren. Hier kommt es zum Aufbau von Klassen und Klassenstrukturen für Objekte wie Körper, Flächen, Kanten oder Punkte.

Nutzt man EXPRESS zur expliziten Beschreibung von Teilefamilien (z.B. Schrauben), würde als Instanz ein Teil (z.B. Schraube M8x50) existieren.

Dieses Teil besteht aus Flächen, Kanten usw. und ist somit ebenfalls eine Instanz des Produktmodells.

Dieser Umstand wirft das Problem auf, daß bei der Verwendung von EXPRESS zur direkten Beschreibung spezifischer Teilefamilien eine zusätzliche Instanzierungsstufe zu beachten ist (Bild 5).

Eine Lösung wäre in der Form herbeizuführen, daß ein allgemeingültiges Modell für die Beschreibung von Teilefamilien aufgebaut wird. Bei den aus der Normteilverarbeitung vorliegenden Anforderungen - Klassenstruktur, Vererbung, abgeleitete Merkmale, Methoden usw.- könnte dies bedeuten, EXPRESS nochmals in EXPRESS zu beschreiben.

Eine andere Alternative würde in der Trennung der Normteilverarbeitung vom Produktmodell liegen, d.h. Normteillbibliotheken verwenden EXPRESS auf einer anderen Ebene, das Normteilverarbeitungssystem übernimmt die Generierung der Produktmodellinstanzen, der Austausch von Teillbibliotheken und Produktmodellen erfolgt getrennt.

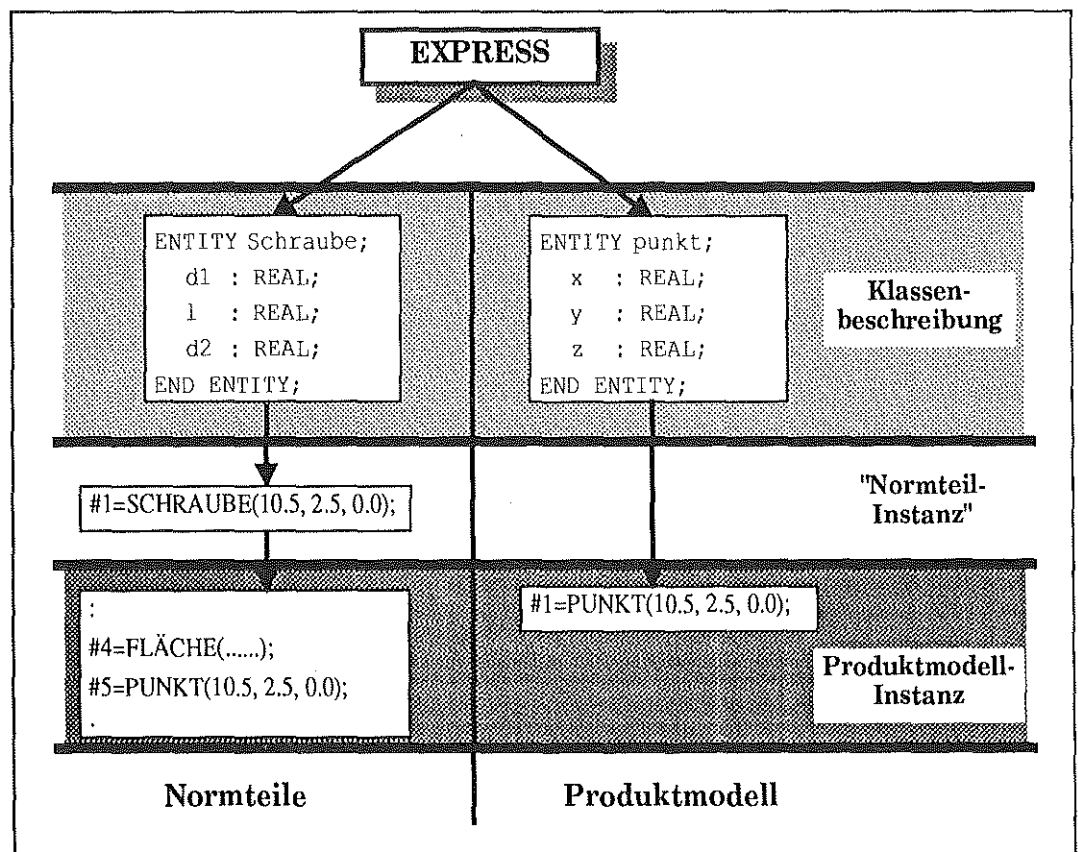


Bild 5: Beschreibungs- und Instanzierungsniveau

2.2 Anforderungen der Norm- und Wiederholteilverarbeitung an die Verarbeitung der EXPRESS-Schemata

Gegenüber der derzeitigen EXPRESS-Entwicklung und dem Stand der Verarbeitung von EXPRESS-Schemata ist vor allem deren automatische Umsetzung in das Unternehmensdatenmodell notwendig. Dies ist durch die Vielzahl verfügbarer Teilebeschreibungen (Normen, Kataloge, usw.) begründet. Das im Unternehmen installierte Schema ist der laufenden Pflege und Anpassung - Hinzufügen, Ändern, Löschen von Attributen und Klassen- unterworfen, was hohe Anforderungen an das Verarbeitungssystem stellt.

3. Aktuelle Lage und Ausblick

Norm- und Wiederholteile sind als Bestandteil des Produktmodells oder im Sinne des Produktmodell- datenaustausches als Instanz des Produktmodells anzusehen. Im Rahmen von STEP wurde eine Methodik zur Entwicklung von Normen im Bereich der produktdefinierender Daten entwickelt.

Wichtigste Eigenschaften sind die Schaffung einer 3-Ebenen Architektur sowie die Entwicklung und Verwendung von EXPRESS zur formalen Spezifikation der Normen.

Diese Methodik hat es ermöglicht, daß parallel an den unterschiedlichsten Teilen von STEP unter Nutzung bereits vorhandener Arbeitsergebnisse gearbeitet wird.

Mit der Entwicklung von Werkzeugen zur Umsetzung der Spezifikationen in die Praxis sind die Normen schneller einsetzbar. Andererseits sind später notwendige Änderungen und Weiterentwicklungen leichter durchführbar. Dies ist richtungsweisend für andere Entwicklungen in der Normung.

Im Rahmen der europäischen und internationalen Weiterentwicklung von Normteileschnittstellen findet diese Tatsache Berücksichtigung. Auf nationaler Ebene laufen wir Gefahr, diese Entwicklung zu verschlafen und gefährden damit die getätigten Investitionen.

Es ist kaum verständlich, angesichts der raschen Entwicklung im Bereich der Informationsverarbeitung, vier Jahre lang keine Weiterentwicklung im Bereich der Normteiledaten zuzulassen.

Dies hat dazu geführt, daß kaum Norm- und Wiederholteilkataloge am Markt sind. Gut funktionierende Kataloglösungen sind systemspezifisch realisiert.

Es ist aufgrund konzeptioneller Mängel nicht gelungen, das wachsende Marktsegment der PC-CAD Systeme zu erschließen.

Damit ist fünf Jahre nach Beginn der Entwicklung nur ein Minimalziel - die Versorgung großer Unternehmen- erreicht worden. Insgesamt hätte bei zügiger Weiterentwicklung des Konzeptes ein hoher gesamtwirtschaftlicher Schaden vermieden und die Leistungsfähigkeit der mittelständischen Industrie und des DIN erhöht werden können.

Ziel muß es sein, bereits getätigte Investitionen durch eine zügige Weiterentwicklung der Schnittstellen zu sichern und damit die notwendige Aufwärtskompatibilität zu gewährleisten. Dies hat vor allem angesichts des gemeinsamen Marktes auf europäischer Ebene stattzufinden.

Die deutsche Industrie hat dazu im eigenen Interesse durch intensive Mitarbeit in den entsprechenden Gremien beizutragen. Nur so läßt sich der erhoffte wirtschaftliche Erfolg verwirklichen.

- /1/ CEN/CENELEC CAD-LIB N35
Conceptual Analysis and Functional Constraints for a Standard concerning a European Standard Part Library
- /2/ ISO/TC184/SC4 N83 ISO CD 10303-11
Produkt Data Representation and Exchange- Part 11
The EXPRESS Language Reference Manual
- /3/ ISO/TC184/SC4 Nxx ISO CD 10303-21
Produkt Data Representation and Exchange- Part 21
Clear Text Encoding of the Exchange Structure

Die Integration der Fertigungssteuerung MAHO FS 2000 in das CIM-Labor des IMW

U. Prengemann

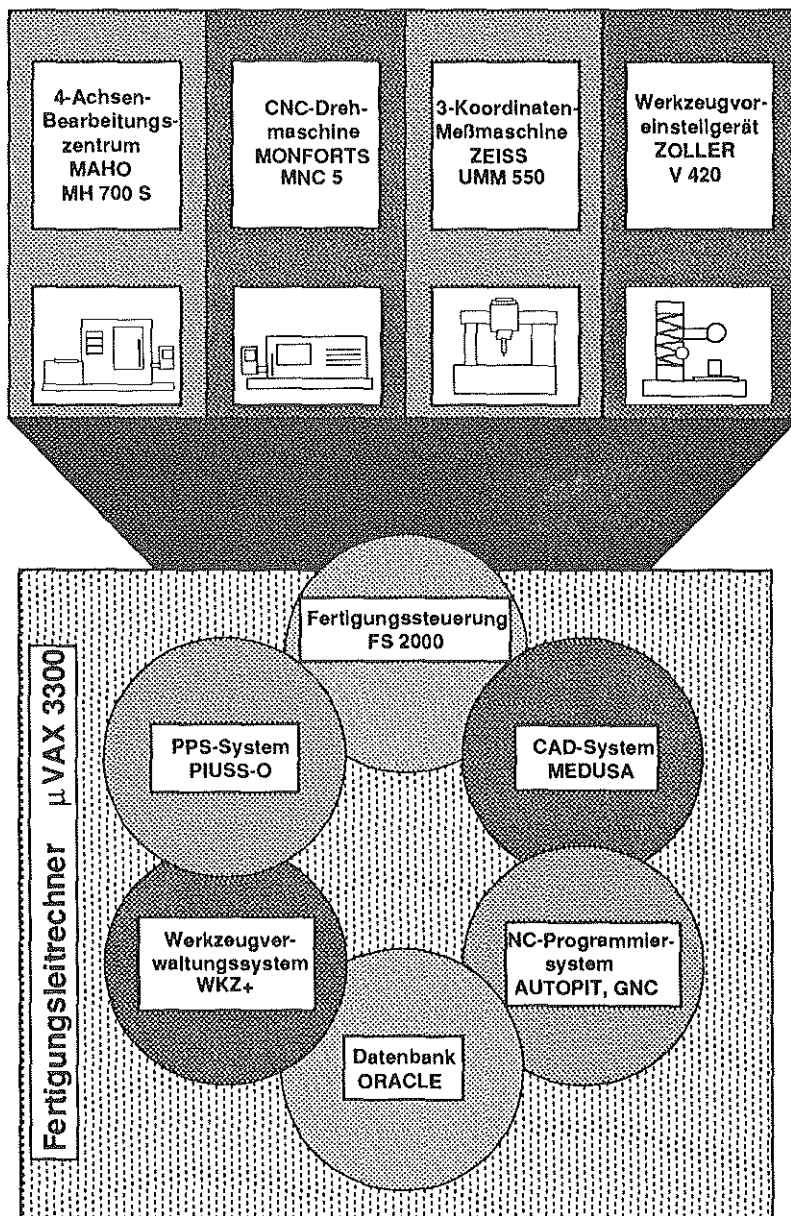
In den letzten Institutsmittellungen wurde die Einrichtung des CIM-Labors im IMW und seine Nutzung für die Aufgaben in der Lehre eingehend dargestellt. Mittlerweile ist die Einrichtung des Labors weitgehend abgeschlossen. Das heißt aber nicht, daß damit schon alle Probleme gelöst wären. Die Integration der Fertigungssteuerung MAHO FS 2000 ist ein gutes Beispiel für die vollständige Datenintegration im CIM-Labor. Der nachstehende Beitrag soll zeigen, wie diese Integration gelöst wurde und was dabei zu beachten war.

1. Datenintegration bis zu den Maschinen

Bei CIM-Installationen steht die Integration der einzelnen Unternehmensbereiche im Vordergrund der Aktivitäten. Dabei geht es neben Verbesserungen in der Ablauforganisation hauptsächlich um die Datenintegration. Das bedeutet, daß zwischen unterschiedlichen Rechneranwendungen alle interessierenden Daten ausgetauscht werden können. Zu den Rechneranwendungen im weiteren Sinne zählen auch die computergesteuerten Maschinen.

Auch sie müssen in den "Datenverbund" einbezogen werden.

Im CIM-Labor des IMW übernimmt die Fertigungssteuerung MAHO FS 2000 diese Anbindung. In Bild 1 ist dieser Zusammenhang dargestellt. Es zeigt alle Softwarekomponenten im CIM-Labor. Wie die Kommunikation zwischen ihnen funktioniert soll am Beispiel der Fertigungssteuerung dargestellt werden.



2. Anforderungen an eine Fertigungssteuerung

Aus dem Anspruch, Integrationskomponente zwischen Maschinen und Rechnerwelt zu sein, ergeben sich eine Reihe von Anforderungen an eine zeitgemäße Fertigungssteuerung. Sie sind in die Bereiche DNC, BDE, MDE, Organisation und Allgemeines zu untergliedern.

2.1 DNC

Unter DNC (direct numerical control) wird die direkte Verbindung zwischen einem Rechner und einer Maschinensteuerung verstanden. Je nach Art der Fertigung und in Abhängigkeit vom vorhandenen Automatisierungsgrad gibt es unterschiedliche Ausbaustufen von DNC. Zunächst waren DNC-Systeme dazu ge-

Bild 1: Hard- und Software im CIM-Labor

dacht, die Programmübertragung zur Maschine zu erleichtern, indem man den Lochstreifen umging und das Programm der CNC-Maschine direkt überspielte. Über verschiedene Zwischenstufen ist man schließlich in der Lage, verschiedene Maschinenfunktionen, wie z.B. Programmstart und -ende oder Palettenwechsel direkt vom Rechner auszulösen.

2.2 BDE

Für die Steuerung des Werkstattablaufs und darüber hinaus für die Kontrolle und Steuerung des gesamten Unternehmens ist es wichtig, den aktuellen Stand der Produktion jederzeit zu kennen. Diesem Ziel ist man mit der Einführung der rechnergestützten Betriebsdatenerfassung (BDE) erheblich näher gekommen. Auch bei der Betriebsdatenerfassung gibt es verschiedene Ausbaustufen, die an die zunehmende Leistungsfähigkeit der Rechner gekoppelt sind. Zur Betriebsdatenerfassung gehören die Auftragsfortschrittskontrolle, die Erfassung der Gut- und Ausschussteile und die Erfassung der Arbeitszeiten der Maschinenbediener (Rüstzeiten, Wartezeiten, Produktion und Pausen). All diese Daten und Informationen müssen mit geringstmöglichem Aufwand erfaßt werden, um den Produktionsablauf nicht zu stören oder gar zu unterbrechen.

2.3 MDE

Eng mit der Betriebsdatenerfassung ist die Maschinendatenerfassung (MDE) verbunden. Darunter versteht man die Erfassung von Zuständen der Maschinen wie Maschinenlauf oder -stop, aber auch Fehlerzustände. Das ist vor allem für die schnellstmögliche Fehlerbeseitigung von Bedeutung. Eine Maschinendatenerfassung bedingt das Erfassen verschiedener digitaler Signale direkt aus der SPC oder die Verarbeitung der Meldungen aus der CNC. Durch die logische Verknüpfung verschiedener Maschinendaten kann man unter Berücksichtigung von Zeitkonstanten aus ihnen Betriebsdaten ableiten.

2.4 Organisation

Zu den wichtigsten Tätigkeiten in der Werkstatt gehört die Organisation der Fertigung. Dazu zählen

Tätigkeiten wie die Bereitstellung von Rohteilen, Werkzeugen und Vorrichtungen, die Bereitstellung von Arbeitsunterlagen und NC-Programmen und der Abtransport der Fertigteile. Weiterhin muß eine Feinplanung in der Werkstatt entsprechend der Vorgaben aus der Fertigungsvorbereitung durchgeführt werden. Die NC-Programme müssen verwaltet werden und Änderungen, die aus der Fertigung kommen müssen berücksichtigt werden. Bei all diesen Tätigkeiten muß eine Fertigungssteuerung größtmögliche Unterstützung bieten.

2.5 Allgemeine Anforderungen an eine Fertigungssteuerung

Wie jedes Produkt muß auch eine Fertigungssteuerung verschiedene allgemeine Anforderungen erfüllen. Neben den aufgezählten Aufgabenbereichen sind das bei der Fertigungssteuerung u.a. Anforderungen an die Hard- und Software. So sollte die Hardware preiswert und zuverlässig sein und die Möglichkeit der Weiterentwicklung beinhalten. Wichtig ist auch, daß sich diese Hardware in die vorhandenen Strukturen problemlos einfügt.

Nicht zu unterschätzen sind die Anforderungen an die Software. Sie liefert den Kern des Systems und der bestimmt die Effektivität. Sie liefert aber auch zu wesentlichen Teilen die Bedieneroberfläche und trägt damit erheblich zur Akzeptanz des Produkts bei. Eine moderne Bedieneroberfläche zeichnet sich heute dadurch aus, daß sie weitgehend selbsterklärend ist und auf Fehlbedienungen gutmütig reagiert. Der Schulungsaufwand soll so gering wie möglich sein. Andererseits darf eine umfangreiche Bedienerführung den versierten Benutzer nicht behindern.

3. Die Fertigungssteuerung MAHO FS 2000

3.1 Warum MAHO FS 2000?

Unter Berücksichtigung der allgemeinen Anforderungen an eine Fertigungssteuerung und unter Beachtung der besonderen Bedingungen im CIM-Labor des IMW wurde im Frühjahr 1991 mit der Installation der Fertigungssteuerung MAHO FS 2000 begonnen. Die Entscheidung für dieses Produkt fiel

aus folgenden Gründen:

- Mit dem Konzept der direkten Kopplung von Rechner und Maschine unter Nutzung des LSV2-Protokolls kann speziell in Verbindung mit MAHO-Maschinen eine vollständige Datenintegration erreicht werden.
- Der Leistungsumfang von FS 2000 und die Bedieneroberfläche entspricht dem Standard heutiger Systeme.
- Es war praktisch kein Hardwareaufwand nötig, da im CIM-Labor bereits eine Micro-Vax 3300 vorhanden war.
- Das Entwicklungskonzept des Produkts, die mittlerweile enge Zusammenarbeit mit den Entwicklern und die großzügige Preispolitik der MAHO AG gegenüber den Hochschulen haben uns überzeugt.

3.2 Allgemeine Beschreibung

Die Fertigungssteuerung MAHO FS 2000 ist ein Programmpaket, das auf VAX-Rechner unter dem Betriebssystem VMS läuft. Es unterstützt die Auftragsverwaltung und Planung im Werkstattbereich und gewährleistet die Integration des Werkzeugdatenflusses. Besonders vorteilhaft sind die DNC-Möglichkeiten. So ist es möglich, bei Steuerungen,

die über eine aktive serielle Schnittstelle verfügen und das LSV2-Protokoll unterstützen, den DNC-Betrieb ohne Einwirkungen des Maschinenbedieners vollständig vom Meisterbüro aus abzuwickeln. Aber auch mit anderen Steuerungen ist ein DNC-Betrieb möglich. Ein MDE/BDE-Paket ist vorhanden. Weiterhin bietet FS 2000 eine maschinenbezogene NC-Programmverwaltung.

3.3 Auftragsverwaltung

Die Auftragsverwaltung der Fertigungssteuerung soll als Ergänzung zu PPS-Systemen die Auftragsverwaltung im Werkstattbereich übernehmen. Die Aufträge können in verschiedene Arbeitsschritte untergliedert werden. Bild 2 zeigt einen Beispielauftrag. Er gehört zu einem Arbeitsplan, der unabhängig von den Aufträgen verwaltet wird. Er kann mehrere Arbeitsgänge auf verschiedenen Maschinen enthalten.

3.4 Planung

Die Planung dient der auftragsbezogenen Steuerung des Ablaufs der Fertigung. Hierbei wird zwischen Systemplanung und Maschinenplanung unterschieden. In der Systemplanung werden die kom-

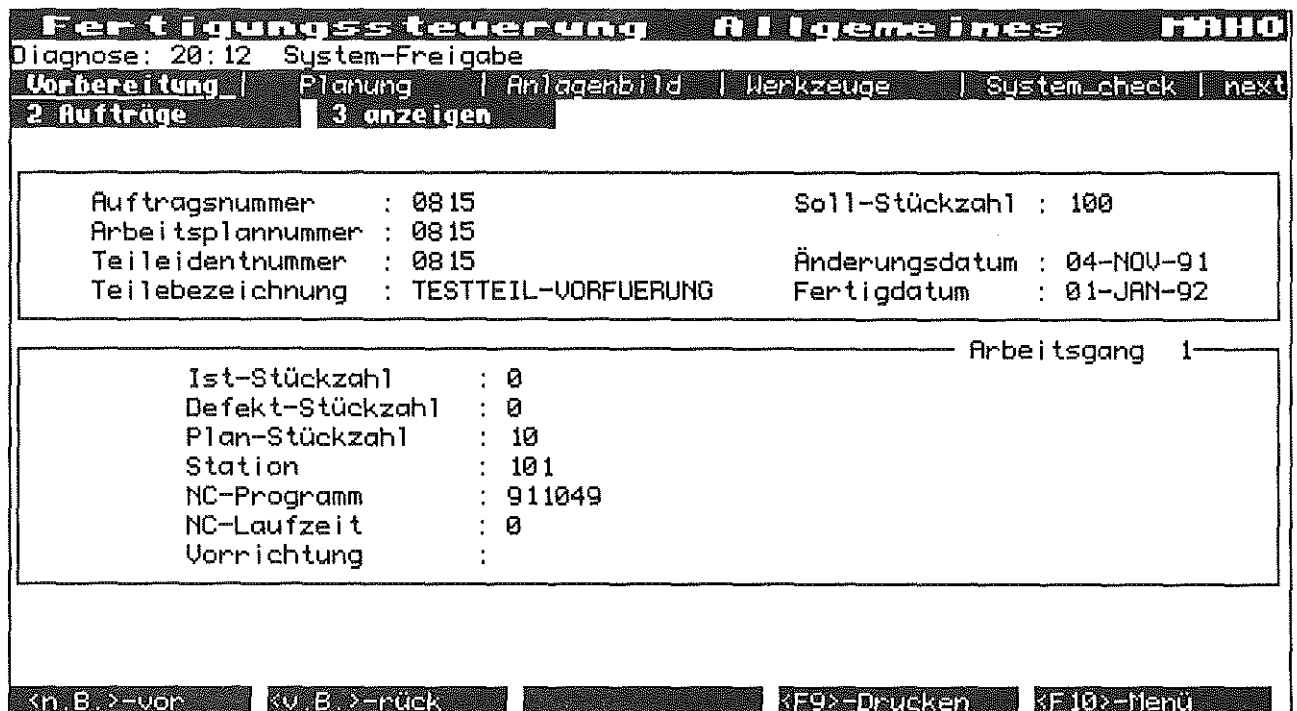


Bild 2: Auftragsverwaltung



Bild 3: DNC-Funktionalität

pletten Aufträge mit allen Arbeitsgängen eingeplant. Entsprechend der in der Auftragsverwaltung getroffenen Maschinenauswahl wird der einzelne Arbeitsgang den Maschinen zugeordnet und erscheint in der Maschinenplanung.

3.5 DNC

Sehr umfangreich ist die DNC-Funktionalität von FS 2000. Neben der Möglichkeit, NC-Programme direkt in die Steuerung zu laden, vorhandene Programme aus der Steuerung zurückzuladen und dort zu lö-

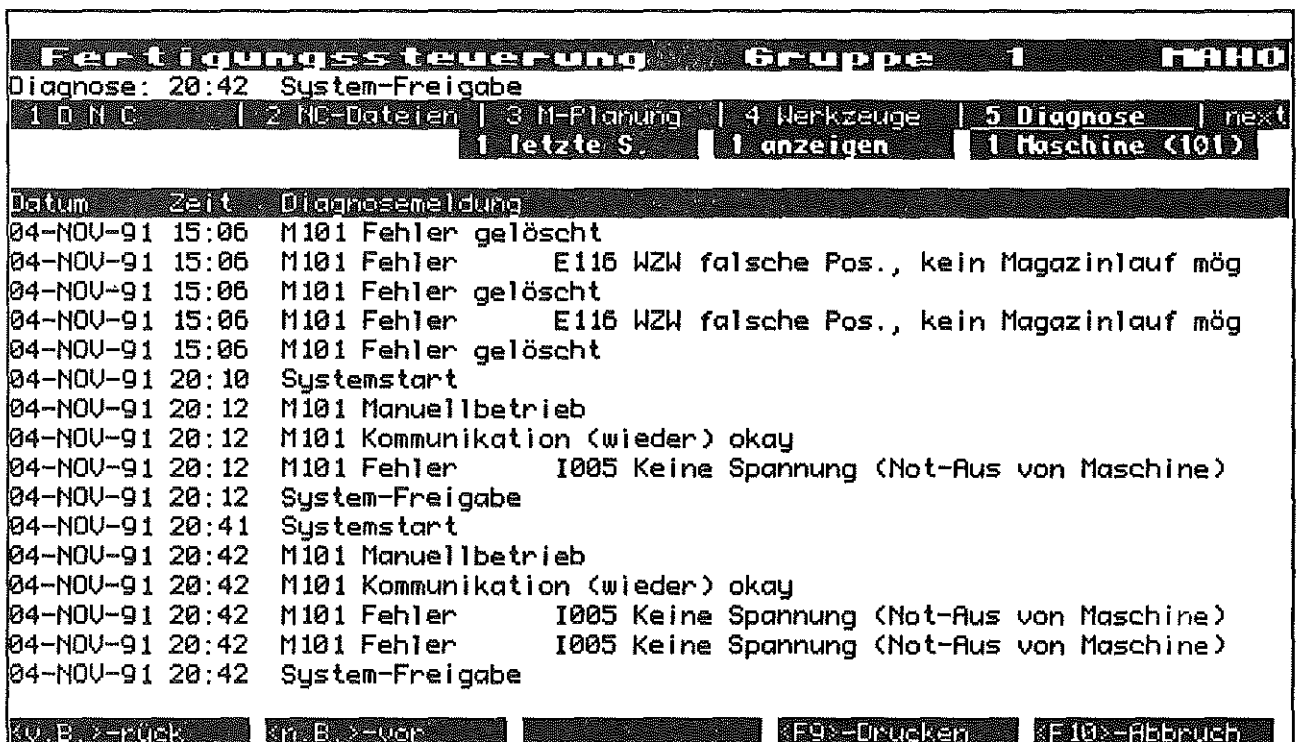


Bild 4: Diagnose

schen besteht auch die Möglichkeit, verschiedene CNC-Funktionen direkt am Rechner auszulösen. Damit hat der Fertigungsleitstand einen ständigen Überblick über den Zustand der Maschinen und kann rechtzeitig die nötigen Schritte veranlassen, um eine reibungslose Fertigung zu gewährleisten. **Bild 3** zeigt ein Beispiel für die DNC-Funktionalität.

3.6 MDE und BDE

Für die Funktionalität von Fertigungssteuerungen ist ein MDE/BDE-Baustein sehr wichtig. Mit FS 2000 ist es möglich, Arbeitsgangbeginn und -ende, Störungen, Pausen und Unterbrechungen dem System zu melden. Darüber hinaus werden alle anfallenden Daten aus den direkt gekoppelten Steuerungen, wie Fehlermeldungen der CNC, Auftragsbeginn und -ende aufgezeichnet. Wichtig sind die dazu gehörenden Auswertemöglichkeiten. So kann beispielsweise die durchschnittliche NC-Programmlaufzeit oder das Auftreten eines bestimmten Fehlers in einem Zeitraum problemlos ermittelt werden. Alle einlaufenden MDE/BDE-Meldungen werden im Diagnose-Bereich von FS 2000 gesammelt (**Bild 4**) und können dort ausgewertet werden.

3.7 Werkzeugdaten

Ein besonderer Rationalisierungseffekt wird durch die Organisation des Werkzeugdatenflusses erreicht. Hier besteht die Anforderung, den gesamten Werkzeugdatenfluß zwischen Werkzeugverwaltung, Werkzeugvoreinstellung und Maschine zu regeln. Dazu bietet FS 2000 eine kleine Werkzeugdatenverwaltung, die die Stammdaten von Komplettwerkzeugen verwaltet. In Verbindung mit einer bestimmten Ausbaustufe der Steuerung der Werkzeugvoreinstellung werden die Einstelldaten zur Werkzeugvoreinstellung geschickt und die Ist-Daten empfangen. Dabei verwaltet FS 2000 sog. Duplo-Nummern, d.h. an eine Werkzeug-Ident-Nummer aus der Werkzeugverwaltung wird eine zweistellige Erweiterungsziffer angehängt, die diese spezielle Ausprägung des Werkzeugs kennzeichnet. Diese Nummer erscheint dann auch auf dem Datenträger am Werkzeug. **Bild 5** zeigt ein Beispiel für die Werkzeugdatenverwaltung. Das dargestellte Werkzeug hat die Ident-Nummer 13 in der Stammdatenverwaltung bzw. in der zentralen Werkzeugverwaltung. Damit sind alle 2-mm Fräser erfaßt. Die konkrete Ausprägung des vermessenen Werkzeugs bekommt die Duplo-Nr. 1300 und wird mit diesen Daten auch an die Maschine übergeben. Der



Bild 5: Werkzeugverwaltung in FS 2000

nächste zu vermessende 2-mm Fräser bekommt dann die Nummer 1301. Der Werkzeugaufruf im NC-Programm erfolgt immer mit T13.

4. Integration der Fertigungssteuerung In das CIM-Labor des IMW

4.1 Die Konfiguration von FS 2000 im IMW

Im Institut für Maschinenwesen ist die in Bild 6 dargestellte Ausbaustufe der Fertigungssteuerung angestrebt. Zur Zeit ist eine direkte Kopplung zur MH 700 realisiert. Der Anschluß der Monforts MNC 5 erfolgte als Fremdsteuerung. Hier erfordert der DNC-Betrieb sowohl Aktionen an der Steuerung als auch am FS 2000 Terminal. Die Anbindung der Werkzeugvoreinstellung wird weiter unten beschrieben. Noch nicht durchgeführt ist die Einbindung der Meßmaschine.

4.2 Werkzeugdatenfluß

Von besonderer Bedeutung bei der Integration der Fertigungssteuerung war die Durchgängigkeit des

Werkzeugdatenflusses. Hierbei waren eine Reihe von Problemen zu lösen. Zum einem mußte die Anbindung des Werkzeugvoreinstellgeräts realisiert werden. Hier bestand das Problem, daß die von FS 2000 vorgesehene Kommunikation zur Werkzeugvoreinstellung von der einfachen Zoller-Multibrain-Version nicht unterstützt wird. Dennoch ist unser Werkzeugvoreinstellgerät in der Lage, Solldaten-Telegramme zu empfangen und Ist-Daten-Telegramme zu senden. Damit bestand die grundsätzliche Möglichkeit, eine Anbindung an FS 2000 zu realisieren. Zunächst mußte eine Analyse der Kommunikation Zoller - FS 2000 durchgeführt werden. Sie zeigte, daß das Werkzeugvoreinstellgerät eine Meßanforderung an FS 2000 sendet, von dort die Solldaten (Einstellwerte) und die Duplo-Nummer empfängt und nach erfolgter Messung die Ist-Daten zurücksendet. Hier mußte also ein Prozeß geschaffen werden, der die Anfrage an FS 2000 realisiert und die nötigen Formatumsetzungen vornimmt. Das zweite Problem war die Integration der Werkzeugverwaltung von FS 2000 und unserer hauseigenen Werkzeugverwaltung WKZ+. Beide Systeme verwalten Werkzeugstammdaten, womit redundante

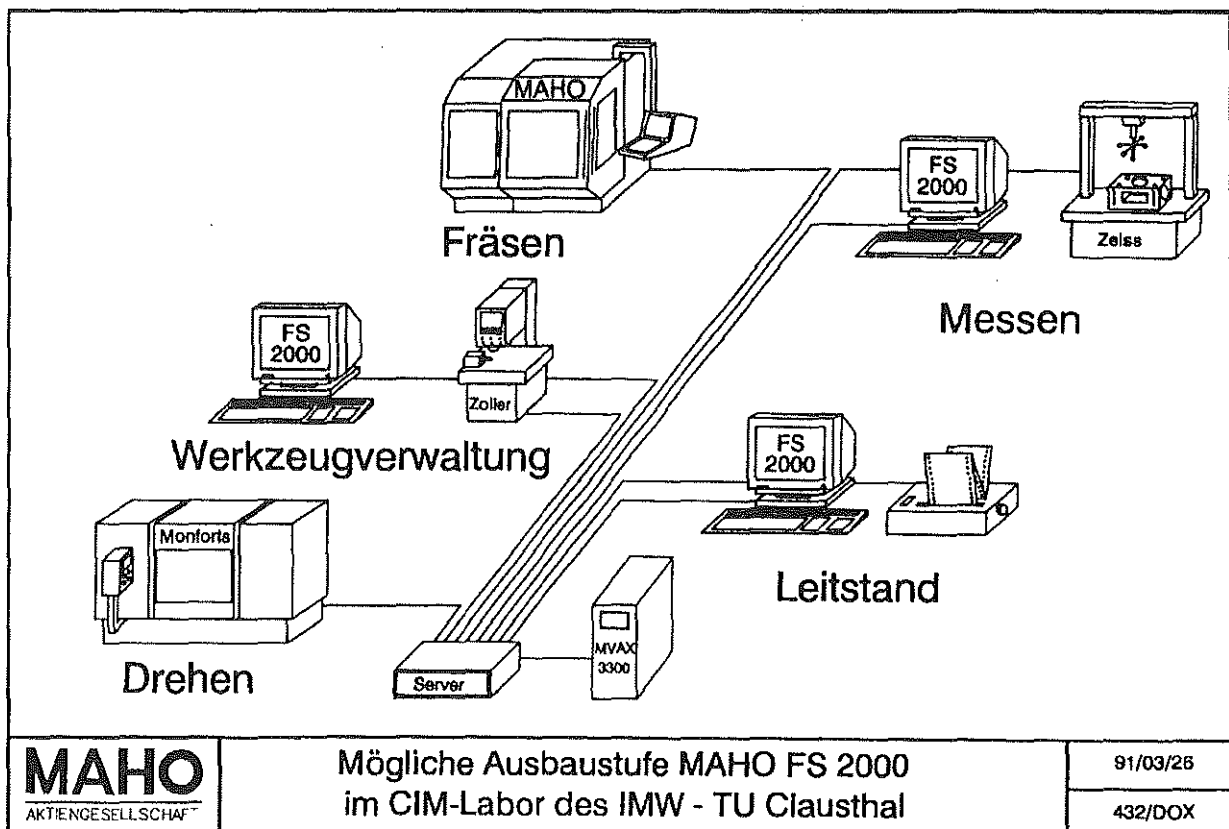


Bild 6: Konfiguration von FS 2000 im IMW

Datenbestände erzeugt werden. Dies ist unter allen Umständen zu vermeiden. Unter Berücksichtigung dieser Randbedingungen entstand das folgende Kopplungskonzept (Bild 7). Die Werkzeugverwaltung ist der zentrale Katalog für alle vorhandenen Werkzeuge. Hier werden eindeutige Identnummern verwaltet, auf die auch die NC-Programmierung zugreift. Die Werkzeugverwaltung beinhaltet außerdem eine Einzelteilverwaltung, die Angaben zu allen Komponenten der Komplettwerkzeuge enthält. Damit werden auch die Stücklisten der Werkzeuge hier geführt. Diese sind aber zum Zusammenbau notwendig. Somit erhält der Werkzeugvoreinstellplatz von WKZ+ die Stückliste auf einen Monitor. Dort löst er die Funktion Vermessen aus. Diese bewirkt eine Abfrage einer Duplo-Nr. aus FS 2000 und die weitere Kommunikation.

Das letzte Problem war dann noch, diese Daten der Maschine zur Verfügung zu stellen. Es stellte sich heraus, daß hier eine Umrüstung der MAHO MH 700 nötig wurde, da die ursprüngliche Version nur in der Lage war, sog. platzkodierte Werkzeuge zu verwalten. Platzkodiert bedeutet, daß das Werkzeug auf Magazinspeicherplatz 1 der Maschine auch mit T1 aufgerufen werden muß. Die Maschine ist nicht in der Lage, Werkzeugidentnummern zu verstehen. Das ist jedoch Voraussetzung für das Funktionieren eines eindeutigen Werkzeugdatenflusses. Somit wurde die Maschine umgerüstet. Jetzt bietet die Maschine auf Veranlassung von FS 2000 einen Magazinplatz an und übernimmt sofort die Ist-Daten des Werkzeugs.

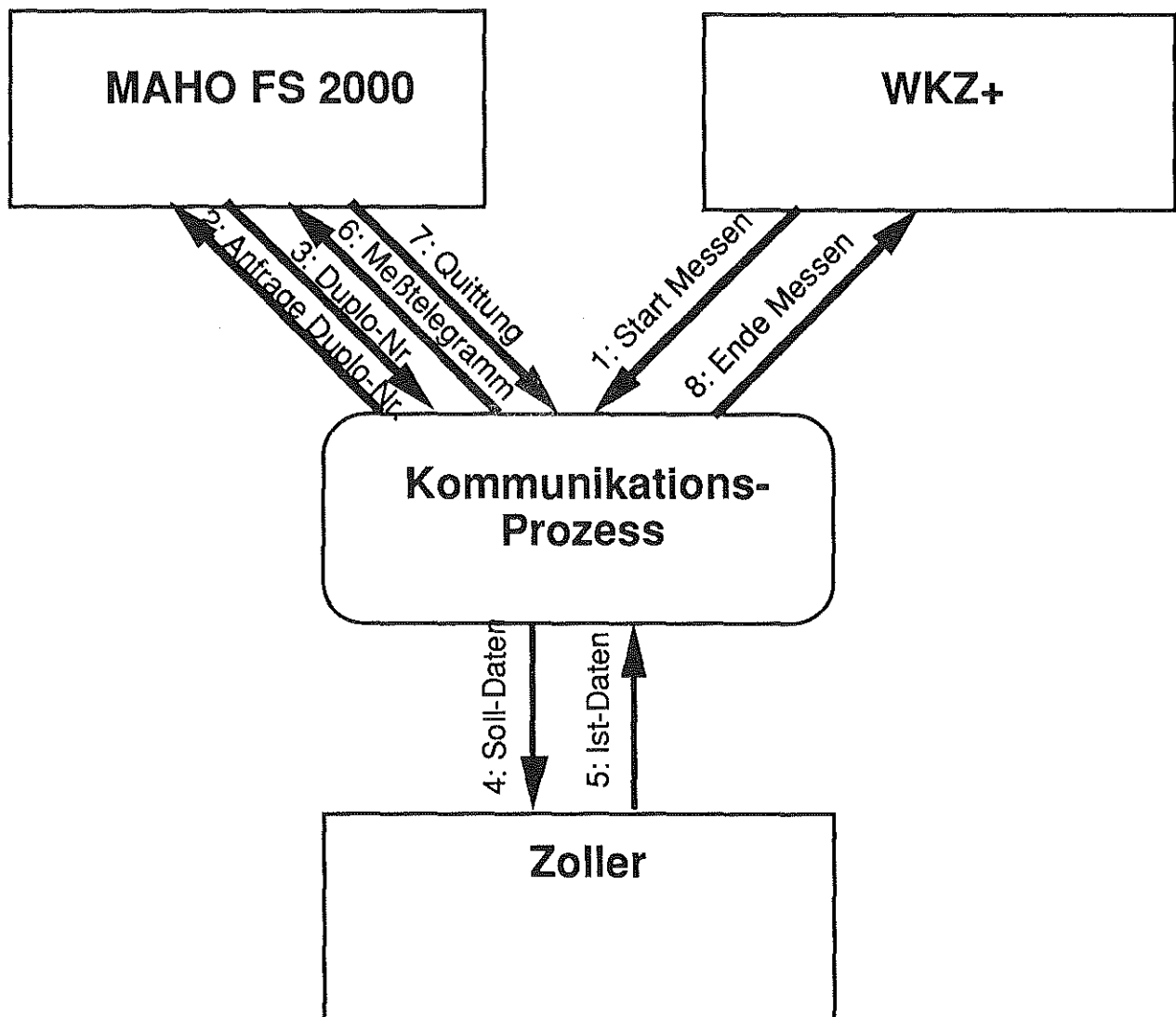


Bild 7: Werkzeugdatenfluß

4.3 Auftragsdaten, PPS

Der Bereich der Auftragsdatenübernahme ist auch von erheblicher Bedeutung für das Funktionieren von CIM. Auch hier besteht die Gefahr von Datenredundanzen. Hier wurde ein ähnliches Vorgehen gewählt wie bei der Integration des Werkzeugdatenflusses. Auch die Schnittstelle PIUSS-O und FS 2000 gehört nicht zum Lieferumfang der Systeme. Daher mußte zunächst ermittelt werden, wo Datenredundanzen auftreten und wo welche Daten wie verwaltet werden. So ergab sich beispielsweise, daß beide Systeme für den selben Sachverhalt unterschiedliche Bezeichnungen haben (z.B. Auftragsmenge und Sollstückzahl). Aufbauend darauf mußte auch hier ein Kopplungskonzept erarbeitet werden, das den Möglichkeiten der Systeme Rechnung trägt. Es wurde sich dafür entschieden, eine einfache Kopplung über Filetransfer zu realisieren. Die Aufträge werden im PPS-System grundsätzlich verwaltet, d.h. diese Daten haben Vorrang. Mit Hilfe eines Kopplungsprogramms werden sie für FS 2000 bereitgestellt, um von dort eingelesen zu werden. Von FS 2000 erfolgt die Rückmeldung der Aufträge auf dem selben Weg. Der derzeitige Stand ist so, daß eine Bereitstellungsdatei geschaffen wurde, mit der die Schnittstelle zu PIUSS-O existiert. Ein Kopplungsprogramm liest die Auftragsdaten aus PIUSS-O aus und stellt die Rückmeldungen entsprechend wieder ein. Die Schnittstelle zu FS 2000 wird erst in Kürze bedient werden.

5. Ausblick

Mit der bisher erfolgten Integration von FS 2000 konnte ein wesentlicher Schritt zur Integration von verschiedenen CIM-Komponenten abgeschlossen werden. Dabei wurden wichtige Erfahrungen für eine praxisgerechte Ausbildung gesammelt /1/. Gleichzeitig zeigt sich jedoch, daß auch dieses CIM-Projekt noch lange nicht abgeschlossen ist. So ist die PPS-Integration noch nicht abgeschlossen. Die Einbindung der Meßmaschine hat noch gar nicht begonnen. Auch hier werden Programme erzeugt, auch diese Maschine muß in die Auftragsabarbeitung mit eingebunden werden.

Eine weitere wichtige Erfahrung ist die Tatsache, daß Arbeitsabläufe mit der Realisierung von CIM umgestellt werden müssen. So brachte die Nutzung des integrierten Werkzeugdatenflusses eine neue Qualität in die Handhabung der Werkzeuge. Die Umstellung der Maschine auf identnummernkodierte Werkzeugverwaltung führte dazu, daß alle bisherigen NC-Programme umgeschrieben werden müssen. Allerdings ist dieser Aufwand sehr gering und gleicht sich durch erhebliche Zeiteinsparung beim Einrichten der Maschine wieder aus.

Mit der Realisierung dieses CIM-Labors sind auch ideale Voraussetzungen geschaffen worden, um im Bereich der integrierten Datenverarbeitung weitere Forschungsarbeiten durchzuführen. Vor allem zeigt dieses Labor die Möglichkeiten und die Grenzen der Realisierbarkeit von CIM-Projekten auf.

6. Literatur

- /1/ P. Dietz, U. Prengemann:
Neue Wege in der CIM-Ausbildung
erscheint in: wt 82(1992) Heft 1

Praxisnahe Analyse der NC-Datengenerierung

M. Holland

Seit 1988 ist das Institut für Maschinenwesen in einigen Bereichen des vom Bundesministerium für Forschung und Technologie geförderten Projektes "KCIM - Zuarbeit zur CIM - Schnittstellennormung" aktiv. Im Teilprojekt CAD/NC-Kopplung soll der zukünftige Schnittstellenstandard STEP dahingehend beeinflusst werden, daß die Belange der rechnergestützten Arbeitsplanung und der daran gekoppelten NC-Programmierung berücksichtigt werden. Der vorliegende Beitrag gibt einen Überblick über die im Rahmen dieses Projektes durchgeführte Analyse der NC-Datengenerierung.

fluß betrachtet werden. Folglich sind spezielle Richtlinien für Qualität, Aufbau, Strukturierung und Inhalt der rechnerinternen Modelle erforderlich.

Eine Voraussetzung für das Erreichen einer rechnerinterpretierbaren Datendurchgängigkeit ist die Kenntnis der relevanten Daten (Informationen). Daneben müssen die im Rahmen der NC-Datengenerierung notwendigen Aktivitäten bekannt sein. Zur Ermittlung dieser Informationen wurde vom Institut für Maschinenwesen in Zusammenarbeit mit der CEFE AG 23/1/ eine praxisnahe Analyse zur Ermittlung dieser Daten und Funktionen durchgeführt.

1. Einleitung

Auf dem Weg zur Computer-Integrierten Fertigung (CIM) ist die Datenübergabe vom CAD- zum CAM-System ein wichtiger Teilschritt. Eine vollständige Datendurchgängigkeit dieser Informationskette wird allgemein als wichtige Voraussetzung für das Erreichen von Produktivitätssteigerungen und Durchlaufzeitverkürzungen anerkannt. Es sind viele Entscheidungen und Schritte notwendig, bis auf Basis der CAD-Daten geprüfte NC-Steuerdaten generiert worden sind. Der Produktentstehungsablauf von der Konstruktion über die Arbeitsvorbereitung, NC-Programmierung bis zur Bearbeitung auf NC-Maschinen und der Qualitätssicherung muß als ganzheitlicher Prozeß mit einem durchgängigen Daten-

2. Ausgangssituation

Die Analyse geht von den heutzutage üblichen Abläufen bei der NC-Datengenerierung aus. Ausgangspunkt ist die Produktdefinition mit einem CAD-System. Existierende CAD-Anwendungen werden noch vorrangig zur rationellen Zeichnungserstellung genutzt. Daher sind die Inhalte der erstellten CAD-Modelle für die Nutzung der Daten im CAM-Bereich nicht ausreichend. Die Datenübergabe von CAD zu CAM beschränkt sich auf die Übernahme der CAD-Geometrie. Dies erfordert die manuelle Selektion der fertigungsrelevanten Geometrieelemente.

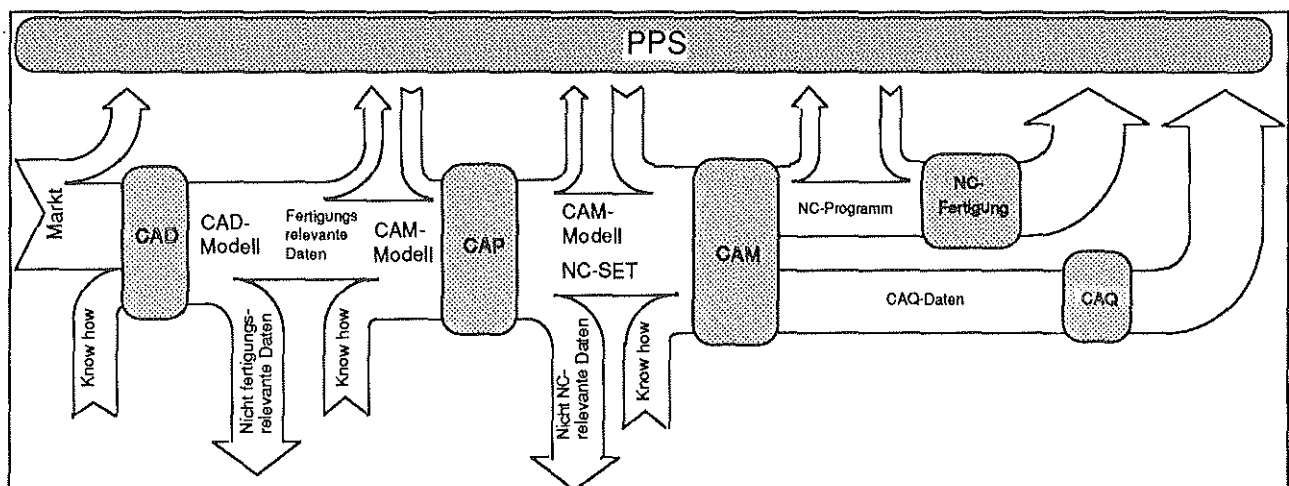


Bild 1: Datenfluß bei der NC-Datengenerierung

Daneben muß eine Aufbereitung der CAD-Geometrie, um diese in CAM-Systemen zur Werkzeugwegdefinition zu nutzen, erfolgen.

Dies beinhaltet unter anderem die Beseitigung unsauberer Geometriedefinitionen (nicht geschlossene Konturzüge), die Erzeugung von Hilfsgeometrien oder die Berücksichtigung von Toleranzinformationen.

Die aufbereitete Geometrie bildet die Grundlage für ein CAM-Modell. Im Rahmen der für die NC-Datengenerierung notwendigen Aktivitäten wird das CAM-Modell kontinuierlich mit fertigungsbestimmenden Informationen (z. B. Technologiedaten) erweitert. Im letzten Schritt bildet es die Grundlage für die Werkzeugwegdefinition mit einem NC-Programmiersystem.

Einen Überblick über den Datenfluß bei der CAD/CAM Datenübergabe gibt Bild 1.

3. Ziel der Analyse

Hauptziel der Analyse war es, die für die NC-Datengenerierung notwendigen Daten zu ermitteln. Die Kenntnis dieser Daten ist notwendig, um die Entwicklung eines STEP-Anwendungsprotokolls durchführen zu können. Definitionsgemäß werden in einem STEP-Anwendungsprotokoll alle für die Rechnerunterstützung einer speziellen Anwendung notwendigen Daten definiert. Für den KCIM Arbeitskreis CAD/NC-Kopplung ist die Entwicklung eines Anwendungsprotokolls für die rechnergestützte Arbeitsplanung und NC-Programmierung ein Schwerpunkt seiner Aktivitäten.

Als Strukturierungsschema wurde die logische Ablaufreihenfolge der durchzuführenden Aktivitäten erarbeitet. Aus den Ergebnissen lassen sich ebenfalls Anforderungen an Funktionen von CAD/CAM-Systemen ableiten. Die Logik der notwendigen Aktivitäten kann für den Organisationsaufbau von betrieblichen Abläufen genutzt werden.

4. Analysemethode

Da Aktivitäten und benötigte Daten im Vordergrund der Analyse standen, wurde ein funktionsorientier-

tes Vorgehen ähnlich der SADT-Methode (Structured Analysis and Design Technique) gewählt. Dabei handelt es sich um eine Analysemethode nach dem Top-Down-Verfahren. Betrachtet werden einzelne Aktivitäten. Um die für die Ausführung dieser Aktivität benötigten Informationen möglichst detailliert zu erfassen, wird jede Aktivität in weitere Aktivitäten aufgeteilt. Durch diese Aufschlüsselung entsteht eine Aktivitätenhierarchie.

Die Darstellung der betrachteten Aktivitäten erfolgt graphisch in sogenannten Aktigrammen (Bild 2), und sprachlich mit Hilfe von Textblättern. Wesentliche Bestandteile eines Aktigramms sind neben der betrachteten Aktivität die Eingangs-, Ausgangs- und Steuergrößen der Aktivität sowie die für die Durchführung verwendeten Hilfsmittel.

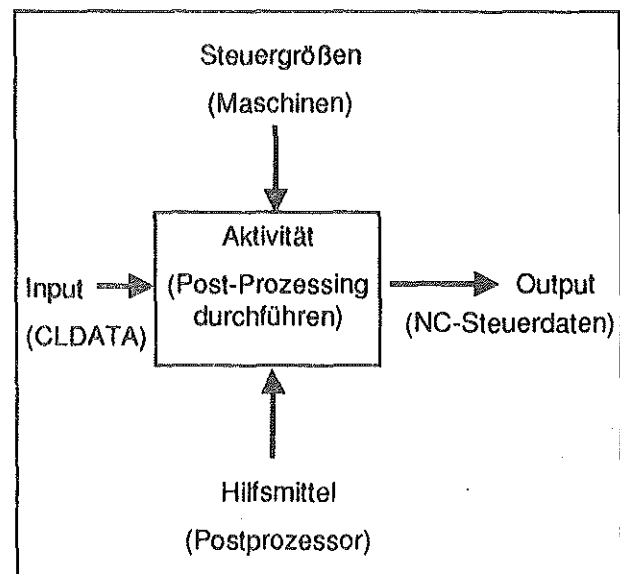


Bild 2: Aktigramm

Zum besseren Verständnis wird im folgenden ein kurzer Überblick über die Bedeutung dieser Elemente im Rahmen der hier vorgestellten Analyse gegeben.

Eine Aktivität ist eine Tätigkeit, die eine Eingabe verarbeitet und eine Ausgabe erzeugt. Der Input (Eingangsgröße) einer Aktivität wird im Rahmen dieser Aktivität verändert. Für die Aktivität "NC-Datengenerierung" sind die Eingangs- und Ausgangsgrößen Daten (z. B. Geometriedaten). Dieser veränderte Datenbestand liegt nach Durchführung der Aktivität in Form von einem oder mehreren Outputs (Ausgangsgrößen) vor. Die Durchführung der Aktivität

wird durch Steuergrößen beeinflusst. Verwendete Hilfsmittel werden ebenfalls berücksichtigt.

Zum Beispiel stellt für die Aktivität "Post-Processing durchführen" (Bild 2) das CLDATA-File die Eingangsgröße dar. Mit einem Post Prozessor als Hilfsmittel werden die NC-Steuerdaten erzeugt. Die eingesetzte Maschine ist eine Steuergröße dieser Aktivität.

An der Analyse waren Mitarbeiter aus verschiedenen Firmen (Mittel- und Großunternehmen) und von Instituten beteiligt. Daher sind verschiedene Sichtweisen auf die NC-Datengenerierung in die Analyse eingeflossen. Um ein einheitliches Verständnis von verschiedenen Begriffen zu erhalten, wurde begleitend ein Glossar (Bild 3) geführt.

<p>AV-GROBARBEITSPLAN Gibt die arbeitsplatz- bzw. verfahrensbezogene Arbeitsvorgangsfolge, z.B. Sägen, Drehen, Härten an.</p> <p>BEARBEITUNGSSTRATEGIE Festlegung der technologisch richtigen Reihenfolge der Bearbeitung mit Klassifizierung der Werkzeugtypen bei festgelegter Maschine und Aufspannung.</p> <p>CAD-MODELL Rechnerinterne Darstellung der in der Konstruktion erstellten Produktdaten. Hierzu gehört unter anderem die Darstellung der mit Nennmaßen erzeugten Geometrie.</p> <p>CAM-MODELL Rechnerinterne Darstellung der (aktuellen) Werkstückform und deren Sequenz bei der Bearbeitung entsprechend der Bearbeitungsstrategie. Im Rahmen der NC-Datengenerierung wird das CAM-Modell ausgehend vom CAD-Modell laufend mit Daten erweitert. Zum vollständigen CAM-Modell gehören: die Fertigungsollgeometrie, der Prüfplan, das NC-SET sowie der vollständige Arbeitsplan.</p> <p>CAD/CAM Beschreibt die Integration der technischen Aufgaben zur Produkterstellung und umfaßt die EDV-Verkettung von CAD, CAP, CAM und CAQ.</p> <p>NC-SET Rechnerinterne Darstellung des Bearbeitungsablaufes (Werkzeugweg). Hieraus werden Outputformate wie zum Beispiel CLDATA Darstellungen oder das NC-Programm generiert.</p> <p>NC-GROBARBEITSPLAN Legt die Teilarbeitsvorgangsfolgen z.B. Schruppen oder Schlichten innerhalb eines von der Arbeitsvorbereitung festgelegten Arbeitsvorganges fest.</p>
--

Bild 3: Glossar (Auszug)

Einige der aufgeführten Begriffe wurden einer Empfehlung des Ausschusses für Wirtschaftliche Fertigung /2/ entnommen. Durch dieses Vorgehen konnte ein einheitliches Verständnis zu den Begriffen erreicht werden.

Die angewandte Methode hat den Vorteil, daß aufgrund der zu beachtenden Regeln keine Inkonsistenzen bei der Betrachtung der einzelnen Größen auftreten. Der Grad der Detaillierung ist beliebig und kann für die verschiedenen Aktivitäten unterschiedlich tief sein. Eine eindeutige Zuordnung zwischen Aktivitäten und den Eingangs- Ausgangs- und Steuergrößen sowie den angewendeten Hilfsmitteln wird möglich. Allerdings sind die notwendigen Datenstrukturen und Modelle, die für eine Entwicklung entsprechender CA-Systeme notwendig sind, nicht direkt ableitbar. Die Aktivitätenmodelle formulieren aber Anforderungen an die Informationsmodelle, aus denen Datenmodelle abgeleitet werden.

5. Analyse der NC-Datengenerierung

Bild 4 zeigt die in der vorliegenden Analyse betrachtete Aktivität "NC-Datengenerierung" mit den entsprechenden Eingangs-, Ausgangs- und Steuergrößen sowie Hilfsmitteln.

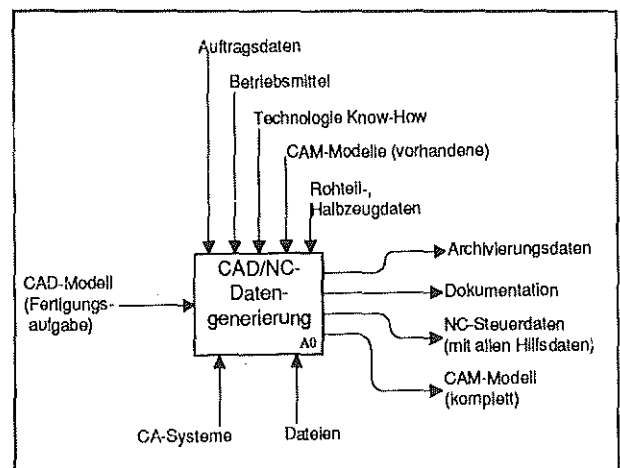


Bild 4: Aktigramm A-0

Als Eingangsgröße wird das CAD-Modell betrachtet. Die Ausgangsgrößen sind die im Rahmen dieser Aktivität erzeugten Daten. Die hier eingetragenen Größen geben auch den Rahmen der Analyse vor, da alle in weiteren Teilaktivitäten betrachteten Daten aus diesen abgeleitet werden.

Wie bereits erwähnt, sind in die Analyse verschiedene Sichtweisen auf die NC-Datengenerierung eingeflossen. Hieraus hat sich die in **Bild 5** dargestellte Unterteilung der Aktivität "NC-Datengenerierung" ergeben.

In der logischen Ablaufreihenfolge sind dies die Aktivitäten:

- Entscheiden über NC-Fertigung
- Allgemeine Funktionen ausführen
- CAD-Geometrie aufbereiten
- NC-Fertigung definieren
- NC-Fertigung überprüfen
- NC-Auftrag abschließen

Die Reihenfolge der Teilaktivitäten ist als logische Abfolge der Aktivitäten zu verstehen. Das heißt, bevor eine Aktivität vollständig durchgeführt werden kann, muß die vorhergehende inhaltlich korrekt abgeschlossen sein.

Die reale NC-Datengenerierung ist durch eine stark iterative Vorgehensweise gekennzeichnet. Bei der Durchführung von Aktivitäten ergeben sich in vorherigen Aktivitäten zu berücksichtigende Änderungen. Dieses Vorgehen ist in Bild 5 durch eine als Korrekturbedarf gekennzeichnete Änderungsschleife angedeutet.

Bevor ein Werkstück gefertigt wird, muß die Art der Fertigung (NC oder konventionell) bestimmt werden. Die Entscheidung, ob ein Werkstück NC-gefertigt wird, hängt von vielen Faktoren, wie z. B. der Wirtschaftlichkeit, Stückzahl, Terminplanung und Verfügbarkeit der Maschinen ab. Neben der Definition des NC-Auftrags im Produktions-Planungs- und Steuerungssystem (PPS) wird in diesem Planungsschritt auch über die Fertigungsverfahren entschieden.

Nachdem feststeht, daß ein Teil NC-gefertigt werden soll, werden die im CAD-Modell vorhandenen Informationen für die Erstellung eines CAM-Modells genutzt.

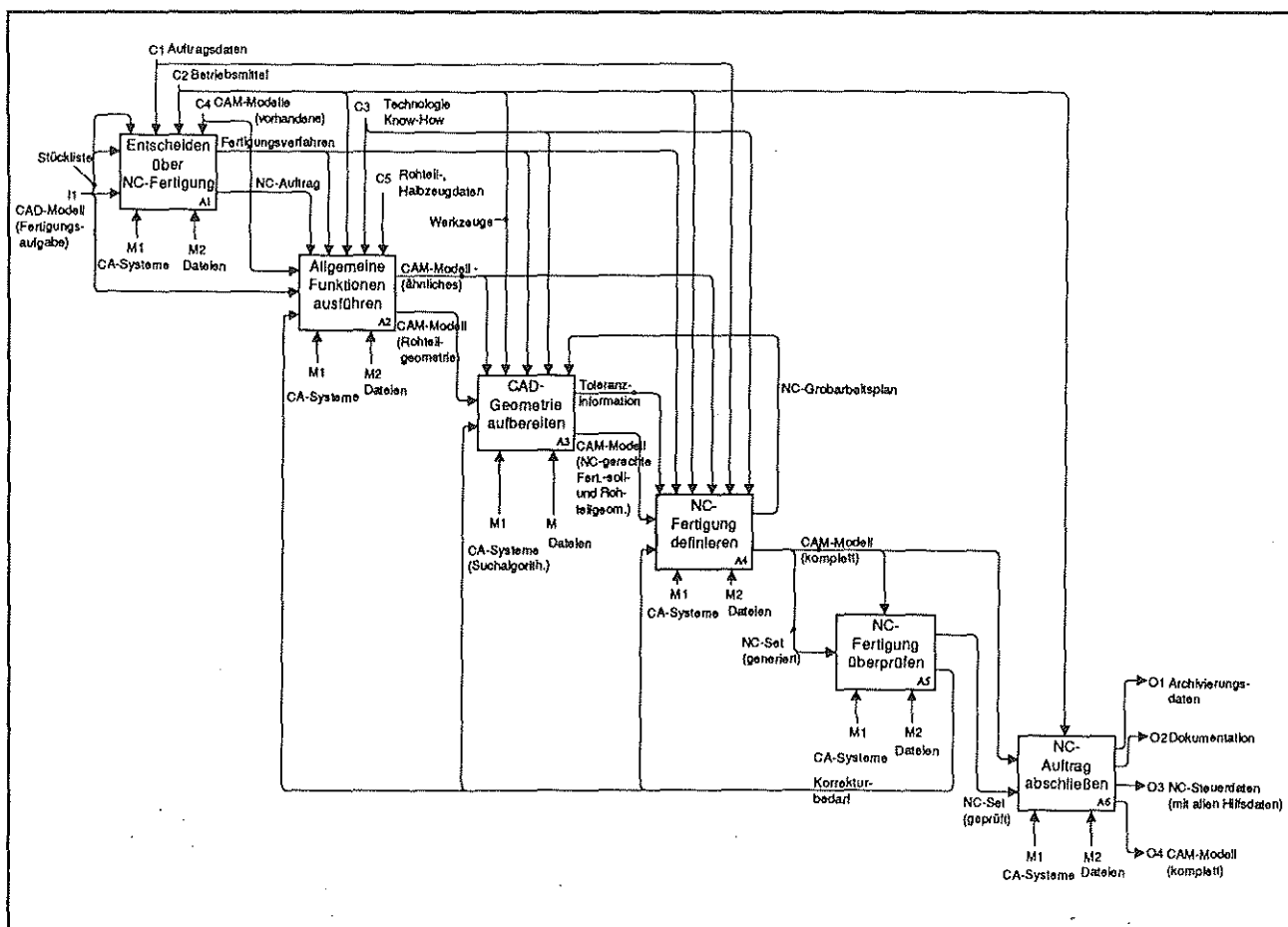


Bild 5: Aktogramm A0

Ziel der Aktivität "allgemeine Funktionen ausführen" ist es zum einen vorhandene CAM-Modelle als Referenz für die nachfolgende Datengenerierung auszuwählen sowie die Bestimmung und Abbildung der Rohteilgeometrie im CAM-Modell. Für die eigentliche NC-Datengenerierung muß die CAD-Geometrie aufbereitet werden. Dies beinhaltet auch das Selektieren, Ergänzen und Säubern der CAD-Geometrie sowie die Übertragung der Nenngeometrie in die Fertigungssollgeometrie. Die aufbereiteten Geometrieinformationen bilden die Grundlage für die Definition eines CAM-Modells.

Im Rahmen der Aktivität "NC-Fertigung definieren" werden dem CAM-Modell die zur Bearbeitung notwendigen technologischen Informationen hinzugefügt. Die Durchführung dieser Aktivität wird durch das Fertigungswissen bestimmt. Dies Wissen bringt der Systembediener durch seine Erfahrung ein, oder es wird in Form von Datenbanken bereitgestellt. Fertigungswissen ist weitestgehend firmenspezifisch und dient zur Unterstützung der im Planungsprozeß durchgeführten Teilaktivitäten. Unter anderem werden die Aufspannungen, die Bearbeitungsbereiche und -richtungen sowie die eingesetzten Werkzeuge festgelegt. Außerdem werden die für die Bearbeitung notwendigen Technologieparameter ermittelt und die Werkzeugwege generiert. Die rechnerinterne Darstellung des Bearbeitungsablaufes (Werkzeuge, Verfahrenwege, Spindeldrehzahl, Vorschubwerte,...) wird im Rahmen dieser Analyse als NC-SET bezeichnet. Hieraus werden Outputformate, wie zum Beispiel NC-Programme oder CLDATA, generiert.

Anschließend steht das vollständige CAM-Modell für die Überprüfung der Bearbeitung zur Verfügung. Zu einer vollständigen Überprüfung gehört die Kollisionskontrolle, die Simulation des Bearbeitungsprozesses, das Anzeigen des Bearbeitungsfortschrittes sowie das Festlegen eines evtl. notwendigen Korrekturbedarfs. Zu jedem Zeitpunkt der NC-Datengenerierung sollte eine Simulation möglich sein.

Abschließend wird das erstellte NC-SET für die Abarbeitung auf einer speziellen NC-Maschine mit Hilfe eines Post-Prozessors angepaßt und die notwendige Dokumentation, wie z. B. das Einrichteblatt, erzeugt.

-0	Überblick CAD/NC-Datengenerierung
0	CAD/NC-Datengenerierung
1	Entscheiden über NC-Fertigung
1.1	NC-Auftrag im PPS erstellen
1.2	Fertigungsverfahren festlegen
2	Allgemeine Funktionen ausführen
2.1	CAM-Modell (ähnliches) auswählen
2.2	Rohteil auswählen und im CAD-Modell definieren
3	CAD-Geometrie aufbereiten
3.1	Selektion der relevanten Geometrie
3.2	Geometrie säubern
3.2.1	Abgleich CAD-Modell mit Zeichnung (Kontrolle)
3.2.2	Bemaßung, Texte und Schraffur ausblenden
3.2.3	Umlaufkanten, unnötige Sichtkanten usw. ausblenden
3.3	Geometrieelemente zu Konturen bzw. Konturzügen zusammenfassen
3.3.1	Konturanfangspunkt festlegen
3.3.2	Geometrierichtungen erkennen und festlegen
3.3.3	Geometrie zusammenfassen
3.3.4	Offene Geometrie schließen
3.4	Nenngeometrie in Fertigungssollgeometrie übertragen
3.4.1	Bemaßungsangaben und Toleranzangaben erkennen
3.4.2	Toleranzen und Passungen der Geometrie zuordnen
3.4.3	Auswerten der geometrischen Beziehungen und Toleranzbeziehungen zwischen den Bearbeitungselementen
3.4.3.1	Auswerten der Toleranzarten
3.4.3.2	Zuordnen der Toleranzen zu den tolerierten Elementen
3.4.3.3	Selektieren der Bezugsflächen (Bezugsgeometrie)
3.4.3.4	Toleranzen und Bezugsflächen nach Wertigkeit ordnen
3.4.4	Oberflächenangaben der Geometrie zuordnen
3.4.5	Aufmaße bestimmen (z.B. Schleifaufmaß)
3.4.6	Geometrie in Sollgeometrie überführen
3.5	Hilfsgeometrie festlegen und erzeugen
4	NC-Fertigung definieren
4.1	NC-Grobarbeitsplan erstellen
4.2	Reale Maschine auswählen
4.3	Aufspannungsplan erstellen
4.3.1	Selektieren der Spann- und Halteflächen
4.3.2	Spann- und Halteflächen nach Priorität ordnen
4.3.3	Auswählen der Spann- und Haltemittel
4.3.4	Totbereiche und Sicherheitszonen definieren
4.4	Technolog. Reihenfolge der Geometrie festlegen
4.4.1	Geometrie nach Priorität ordnen
4.4.2	Prüfen, welche Geometrie bei gleicher Aufspannung und gleichem Werkzeug bearbeitet werden kann
4.4.3	Technologische Reihenfolge festlegen
4.5	Messen/Prüfen
4.6	Werkzeugwege festlegen
4.6.1	Werkzeuge auswählen
4.6.2	Bearbeitungsreihenfolge festlegen
4.6.3	Verfahrenwege generieren
4.6.4	Technologiewerte zuordnen
5	NC-Fertigung überprüfen
5.1	Ablauf und Darstellung steuern
5.2	Kollisionsbetrachtung durchführen
5.3	Bearbeitungsprozeß simulieren
5.4	Bearbeitungsfortschritt anzeigen
5.5	Korrekturbedarf festlegen
6	NC-Auftrag abschließen
6.1	Postprozessing durchführen
6.2	Dokumentation erstellen

Bild 6: Aktivitätenhierarchie

Für die Analyse hat sich ein gewisser Abstrahierungsgrad als zweckmäßig herausgestellt. Es galt einen Kompromiß zwischen Übersichtlichkeit und Detaillierungsgrad zu erreichen. In **Bild 6** ist ein Überblick über die betrachteten Aktivitäten und Teilaktivitäten dargestellt. Es ist ersichtlich, daß ein Schwerpunkt der Analyse der Aktivität "CAD-Geometrie" aufbereiten galt. Hier wurde besonders der Einfluß der Toleranzangaben analysiert.

6. Nutzung der Ergebnisse

Die Analyse gibt einen allgemeinen Überblick über die für die NC-Datengenerierung benötigten Daten und erforderlichen Aktivitäten. Die Analyse kann als Grundlage für weitere Untersuchungen dienen. Z. B. kann eine weitere Untergliederung der Aktivität "Technologiewerte zuordnen" (A4.6.4) anhand spezieller Fertigungsverfahren erfolgen.

Aufgrund des allgemeingültigen Charakters der Analyse können die Ergebnisse als Ausgangspunkt für weitere betriebsspezifische Untersuchungen benutzt werden.

Für die Mehrheit der heutigen CAD/CAM Kopplungen müssen Richtlinien für eine NC-gerechte CAD Datengenerierung beachtet werden. Als Basis für die Definition dieser Richtlinien kann die durchgeführte Analyse dienen. Ebenso lassen sich Anforderungen an künftige CAD/CAP/CAM Lösungen ableiten. So wurden die Ergebnisse genutzt, um Anforderungen an das Produkt- und Betriebsmittelmodell sowie den Informationsinhalt von fertigungstechnischen Elementen aus Sicht der CAD-NC Datengenerierung zu stellen.

Über den funktionalen Blickwinkel hinaus liefert die logische Aktivitätengliederung auch einen Ansatz für die organisatorische Gliederung von CAD/CAP/CAM Abläufen im Unternehmen.

7. Resümee

Zukünftige CIM-Konzerte werden maßgeblich durch Produktmodelle gekennzeichnet sein. Unter einem Produktmodell ist die vollständige Beschreibung von Produkten in einem umfassenden Informationsmodell zu verstehen. Besonders die Rechnerinterpretierbarkeit der Produktbeschreibung ist für eine vollständige Datendurchgängigkeit, von der Konstruktion über die Arbeitsvorbereitung bis zur Fertigungssteuerung unabdingbar. In vielen Unternehmen ist die heutige Systemlandschaft durch heterogene Insellösungen für die spezifischen Aufgabenstellungen längs der Prozeßketten gekennzeichnet. Die Relationen verschiedener Produktdaten, wie z. B. zwischen geometrischen und technologischen Daten, müssen abbildbar sein. Dieser konzeptionellen Forderung kommt der STEP-Ansatz /3/ sehr nahe. Zukunftsweisende Systementwicklungen werden an der Notwendigkeit anwendungsübergreifender Datenmodelle gemessen werden.

8. Literatur

- /1/ CEFE AG 23 - CAD/NC
Arbeitsgruppe der CEFE - CAD/CAM Entwicklungsgesellschaft für Feinwerktechnik, Germering
- /2/ Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung e. V.,
Eschborn 1985
Integrierter EDV-Einsatz in der Produktion:
Begriffe, Definitionen und Funktionszuordnungen
- /3/ G. Marczinski, U. Prengemann, M. Holland,
B. Mittmann
Anwendungsorientierte Analyse des zukünftigen
Schnittstellen-Standards STEP
ZWF 84 08/89 Carl Hansa Verlag, München

CAD in der Lehre: Aufbau und Konzept am IMW

Peter J. Kruse

Im Zuge fortschreitender EDV-Unterstützung in allen Bereichen der Ingenieurwissenschaften sind die Lehranstalten vor die Aufgabe gestellt, ihren Studenten die Grundlagen und die Handhabung der für sie wichtigen EDV-Hilfsmittel nahezubringen. In diesem Zusammenhang sind nicht Taschenrechner oder Texteditor gemeint, sondern komplexe EDV Anwendungen wie z.B. CAD (Computer - Aided Design) oder FEM (Finite Elemente Methode).

Da jedoch bei weitem noch nicht in allen Arbeitsbereichen der zukünftigen Ingenieure eine Rechnerunterstützung vorausgesetzt werden kann, muß auch die konventionelle Arbeitsweise Inhalt von Vorlesung oder Übung sein.

Für den Bereich des Zeichnens, Entwickelns und Konstruierens, z. B. im Maschinenbau, der Verfahrenstechnik oder dem Bauingenieurwesen bedeutet dies, daß die Lehranstalten neben ihrer zumeist ausgereiften Vermittlung der Grundlagen in diesen Gebieten Konzepte entwickeln müssen, die eine Unterstützung durch den Rechner mit einschließen. Eine maßgebliche Einflußgröße für ein solches Konzept ist die ausreichende Ausstattung mit Rechner-Hardware für die Übungen und Seminare. Die für eine solche Ausbildung verfügbare Hardware ist der bestimmende Faktor für das mögliche Lehrkonzept. Am Institut für Maschinenwesen, wo hauptsächlich die Studieninhalte des Maschinenbau gelehrt werden, ist vorrangig CAD als Rechnerunterstützung von Interesse. Als Vorteile für die Vermittlung von CAD-Kenntnissen im Studium sind zu nennen:

- Motivation des Studenten für weitere Nutzung von CAD im Studium und im Berufsleben
- Verminderung möglicher Berührungsängste gegenüber der EDV
- Förderung des strukturierten Vorgehens bei der Konstruktion
- Entwicklung einer integrierten Betrachtungsweise der Konstruktion im Hinblick auf CIM
- Förderung des Denkens in Modellen
- Erhöhung der Ausbildungsqualität durch Möglichkeiten der detaillierten Berechnung und Simulation

- Kenntnis von CAD-Arbeitstechniken für die Nutzung im späteren Berufsleben.

Historie der CAD-Einführung am IMW

Am Institut für Maschinenwesen wurde im Jahre 1987 das CAD-System Prime Medusa installiert, um den Forderungen nach Rechnerunterstützung in diesem Bereich aus Lehre und Forschung Rechnung zu tragen. Ein maßgebliches Auswahlkriterium war der Umfang des CAD-Paketes, das neben zwei- und dreidimensionaler Konstruktion auch Programmierung und parametrische Zeichnungserstellung unterstützt /1/.

In der Einführungsphase wurden die Studenten höherer Fachsemester im Rahmen der Vorlesung Konstruktionslehre mit dem System vertraut gemacht und erlernten in Übungen die Grundlagen des rechnerunterstützten Konstruierens. Da die im Semester zur Verfügung stehende Übungszeit begrenzt war, konnte auf die erweiterte Funktionalität für das rechnerunterstützte Konstruieren nicht eingegangen werden.

Aus den in dieser Veranstaltung gewonnenen Erfahrungen ergaben sich folgende Kritikpunkte an das Lehrkonzept:

- Die Studenten lernen das Werkzeug CAD relativ spät in ihrer Studienzzeit kennen und können es so nicht effektiv im Studium einsetzen.
- Viele Studenten kommen während ihres Studiums überhaupt nicht in Kontakt mit CAD, was sich nachteilig auf ihren Berufsstart auswirken kann.
- In der Anfertigung von Studien- und Diplomarbeiten konstruktiver Art verlängert sich die Bearbeitungszeit um die Zeit für das Erlernen der CAD-Arbeitsweise.
- Die begrenzte Übungszeit erlaubt nur die Vermittlung eines kleinen Teils der CAD-Funktionalität.

Um diese Mängel zu beseitigen und die Ausbildung zu verbessern wurde das CAD-Konzept den Anforderungen angepaßt. Die begrenzte Übungszeit wurde durch die Verlagerung eines Teiles der Übungen in das Grundstudium erweitert. Im Wintersemester

1989/90 wurde erstmalig und als Versuch ein CAD-Grundkurs im Rahmen der Übungen für das Technische Zeichnen (Maschinenzeichnen) angeboten, in dem alle Studenten der Studiengänge Maschinenbau und Verfahrenstechnik in einführenden Übungen das Hilfsmittel CAD kennenlernten. Außerdem wurde die gleiche CAD-Einführung weiterhin im Hauptstudium angeboten. Im Vorfeld waren folgende Aufgaben zu lösen:

- Die Identifikation eines Schwierigkeitsgrades in den Übungen, der den unterschiedlichen EDV-Vorkenntnissen der Studenten gerecht wird;
- Die Abstimmung mit der "konventionellen" Ausbildung im Technischen Zeichnen, damit bei vertretbarer Semesterwochenstundenzahl die Ausbildung in CAD effektiv durchgeführt werden kann, ohne daß die Übungen im konventionellen Technischen Zeichnen stark eingeschränkt werden müssen;
- Die Verteilung der CAD-Kapazitäten des Institutes, so daß jeder Student des ersten Semesters ausreichend Übungszeit erhält, gleichzeitig aber auch die Studenten höherer Semester und die Mitarbeiter freie Kapazitäten an der CAD-Anlage zu Verfügung haben.

Nach der Lösung dieser Fragen wurde mit dem Übungsbetrieb begonnen. Die erweiterten Übungen für das Maschinenzeichnen wurden von den Studenten mit Interesse aufgenommen. Obwohl nur insgesamt 16 Arbeitsplätze für ca. 250 Studenten zur Verfügung standen und die Teilnehmer deshalb Übungszeiten bis 21.00 Uhr abends wahrnehmen mußten, war die Begeisterung an der Arbeit mit CAD seitens der Übungsteilnehmer groß.

Aufgrund dieser positiven Resonanz wurde entschieden, die Ausbildungsvariante über den Versuchszeitraum hinaus fortzusetzen. Nun galt es jedoch, ein durchgängiges Konzept für die Vermittlung der Kenntnisse in CAD zu erstellen, in dem im Vorstudium die Grundlagen zum Er-

stellen von Technischen Zeichnungen vermittelt und im Hauptstudium darauf aufbauend die erweiterte Funktionalität von CAD-Systemen vorgestellt werden können. Mit der Einführung dieses Konzeptes mußte jedoch solange gewartet werden, bis die Studenten, die an der Grundausbildung CAD im ersten Semester teilgenommen haben, die entsprechende Vorlesung im Hauptstudium besuchen, um so auf ihren Grundkenntnissen aufbauen zu können.

Das aktuelle CAD-Lehrkonzept am IMW

Die CAD-Ausbildung am Institut für Maschinenwesen gliedert sich in sieben Teile, die als Übungen durchgeführt werden. Die ersten drei Übungen sind für Studenten des ersten Semesters konzipiert, die folgenden vier Teile werden im Rahmen der Vorlesung Konstruktionslehre als Übungen angeboten. Die Randbedingungen für die ersten drei Übungen sind wie folgt:

1. Zu Beginn der Übungen wird eine Einführungsvorlesung gehalten, die den Studenten die Begriffswelt um CAD verständlich machen soll. Neben den gebräuchlichen Definitionen und Zusammenhängen wird die in den Übungen verwendete Hard- und Software erklärt und die Struktur der Einzelübungen sowie das Gesamtkonzept der Ausbildung erläutert.
2. Den Studenten stehen im Moment während der Übungen 12 Arbeitsplätze zur Verfügung, die von ei-

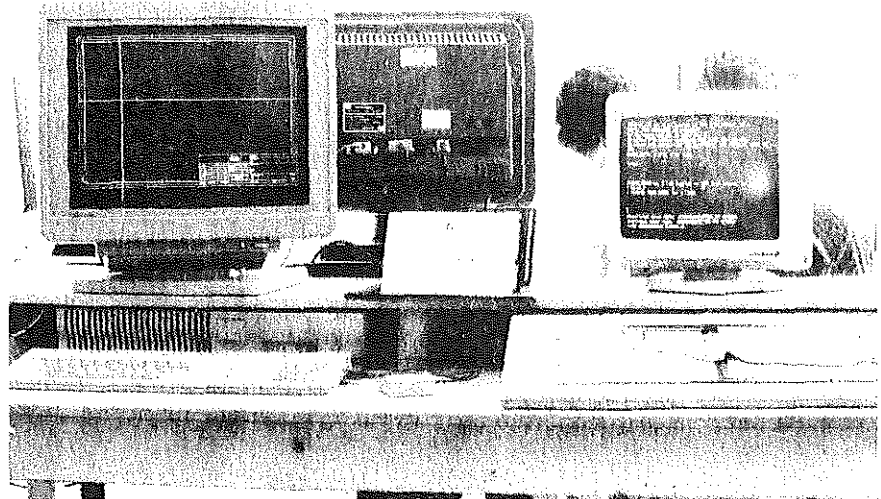


Bild 1: Aufbau eines CAD-Arbeitsplatzes am IMW

nem Zentralrechner versorgt werden. Damit wird der Verwaltungsaufwand für die Administration der Übungen verringert. An jedem Arbeitsplatz sitzen drei Studenten, die eine Übungsgruppe bilden. Der Aufbau eines Arbeitsplatzes ist in **Bild 1** dargestellt, die Rechnerkonfiguration kann dem **Bild "Konfiguration CAD/CAE"** im Anhang der vorliegenden Institutsmitteilung entnommen werden.

Da jede Übung innerhalb von drei Wochen bearbeitet werden muß, hat jeder Teilnehmer einen Wochentermin und damit vier Stunden Zeit pro Übung. Es ist den Studenten jedoch freigestellt, die Termine auch gemeinsam wahrzunehmen.

3. Zu jeder Übung gibt es ein Skript, das selbsterklärend aufgebaut ist. Der Student muß nach Anleitung eine Aufgabe bearbeiten und erhält während der Bearbeitung eine Erklärung der verwendeten Befehle. Nach jeder Aufgabe wird mit weiterführenden Informationen das betrachtete Teilgebiet vertieft. Ein wichtiger Teilaspekt bei der Erstellung der Skripte war die Vermittlung von allgemeingültigen Vorgehensweisen bei der Arbeit mit einem CAD-System. Damit soll der Student in die Lage versetzt werden, andere Systeme mit anderer Benutzerschnittstelle, aber mit gleicher Vorgehensweise, schneller zu erlernen.

4. Jeder Übungstermin wird von zwei Studenten höherer Fachsemester mit CAD-Erfahrung betreut, die Fragen beantworten und weiterführende Hilfen und Informationen geben.

5. Die in den Übungen bearbeiteten Aufgaben werden nicht zur Leistungsbeurteilung herangezogen, sondern es wird am Ende des Semesters ein Kurztest am Gerät durchgeführt, in dem der Student ein einfaches Maschinenteil als Zeichnungsvorlage in die rechnerinterne Darstellung überführen muß. Diese Prüfungsleistung ist Teil der Prüfung im Technischen Zeichnen.

Aus diesen Randbedingungen wird deutlich, daß der Schwerpunkt in der Lehre von CAD im Grundstudium nicht auf der Vermittlung der Theorie, sondern auf der praktischen Arbeit mit dem Werkzeug Computer liegt. Unter diesem Aspekt sind auch die Übungsinhalte aufgebaut, die im Folgenden vorgestellt werden.

In der **Übung 1** wird zunächst eine Kurzeinführung

in das Betriebssystem gegeben, unter dem das verwendete CAD-Programm läuft. Die Ausführungen beschränken sich jedoch auf kurze Erklärungen und notwendige Befehle.

Danach wird das Konzept der Übungen vorgestellt und besonders auf den selbsterklärenden Aufbau der einzelnen Übungen hingewiesen, um den Teilnehmer zum selbstständigen Arbeiten zu ermutigen. Dann werden folgende Funktionalitäten erklärt:

- Starten und Beenden des Programmes;
- Aufrufen eines Zeichenblattes, Möglichkeiten zum Speichern und Aufrufen einer Zeichnung;
- Erzeugen, verschieben und Löschen von geometrischen Grundelementen;
- Beispielaufgaben zur Übung.

In der **Übung 2** wird mit der Erklärung der Systemfunktionalität fortgefahren, und zwar mit folgenden Punkten:

- Einführung in die Strukturierung von Zeichnungen, um die Arbeit mit "Konstruktionsobjekten" zu verdeutlichen;
- Vorstellung von Hilfen zur Zeichnungserstellung;
- Einsatz von Schraffur und Füllmustern;
- Übungsbeispiele.

Nach Beendigung der Übung 2 ist der Teilnehmer mit den allgemeinen Grundlagen des Zeichnens mit CAD vertraut. In der folgenden **Übung 3** wird deshalb auf die Zusatzfunktionen von CAD zur Zeichnungserstellung eingegangen.

Die Inhalte sind:

- Erzeugen, Abspeichern und laden selbstdefinierter Gruppen und Symbole;
- Manipulieren von Objekten (drehen, spiegeln, verschieben,...);
- Texterzeugung und -verwendung
- Anwendung von Normteil-Bibliotheken am Beispiel der Schrauben;
- Toleranzverwendung;
- Übungen zu den betrachteten Gebieten.

Mit Abschluß der Übung 3 hat der Student die Grundausbildung CAD beendet. Er muß nun in dem Kurztest zeigen, daß er die generelle Vorgehensweise beherrscht. Die Resultate aus den Kurztests, die bisher durchgeführt wurden, zeigen ein durchaus positives Ergebnis, so daß die vorliegende Konzeption für das Grundstudium dadurch bestätigt wird.

Im weiteren Verlauf seines Studiums hat der Student nun die Möglichkeit, das CAD-System für die Erstellung von Semesteraufgaben, Studien- und Diplomarbeiten zu nutzen und damit seine Kenntnisse auf diesem Gebiet weiter zu vertiefen.

Der zweite Teil des CAD-Lehrkonzeptes wird für Studenten im Hauptstudium in der Vorlesung *Konstruktionslehre* [2] angeboten

In diesem Aufbaukurs CAD wird neben der Fortsetzung der Übungen am Gerät auch die Theorie für die rechnerunterstützte Produktentwicklung aus Sicht der Konstruktion mit einbezogen. Die theoretischen Ausführungen, die Teil der Vorlesung *Konstruktionslehre* sind, umfassen außer der Vermittlung allgemeiner Zusammenhänge wie Hard- /Software- und Peripheriebeschreibung von Systemen sowie ihrer Funktionalität besonders die Vorstellung der Möglichkeiten der Integration von CAD-Aktivitäten in den betrieblichen Produkterstellungsablauf. Außerdem werden, inspiriert durch die Forschungsaktivitäten des Institutes, der Produktmodellansatz und die Schnittstellenproblematiken näher erläutert. Begleitend zu den Vorlesungen finden die Übungen am Gerät statt. Dafür gelten folgende Randbedingungen:

1. Wegen der geringeren Teilnehmerzahl gegenüber dem Grundkurs teilen sich hier zwei Studenten pro Übung einen Arbeitsplatz. Dadurch beträgt die Bearbeitungszeit pro Übung zwei Wochen; jeder Übungstermin umfaßt vier Stunden.
2. Auch für diese Übungen werden Skripte genutzt, die dem Teilnehmer in selbsterklärender Weise den Übungsstoff nahebringen.
3. Die Betreuung wird pro Übung wiederum von zwei wissenschaftlichen Hilfskräften übernommen, die ihre Erfahrungen und Kenntnisse mit CAD an ihre Kommilitonen weitergeben.

Der Inhalt der vier Übungen stellt sich wie folgt dar: In der *Übung 4* wird zunächst eine Auffrischung des Wissens aus den Übungen 1-3 des Grundkurses vorgenommen. Die einzelnen Kapitel der ersten drei Skripte sind schlagwortartig zusammengefaßt; für tiefergehende Wiederholungen kann im jeweiligen Skript nachgesehen werden. Mit dieser Wiederholung ist in den folgenden Übungen ein Rückgriff auf die Grundlagen aus den Teilen 1-3 möglich.

Die *Übung 5* beinhaltet den zweiten Teil der Zeich-

nungsstrukturierung. Die Inhalte sind:

- Erweiterte Strukturierung des Zeichnungsinhaltes durch tiefere Schachtelungen
- Strukturierung der Informationen durch die Ebenentechnik von CAD (Layer-technik)
- Übungsbeispiele

In der *Übung 6* werden zwei Funktionalitäten von CAD erklärt, die über die reine Zeichnungserstellung hinausgehen, nämlich:

- Die rechnerunterstützte Variation der Geometrie (Parametrisches Konstruieren)
- Die Verwendung von Programmen zur Unterstützung des Konstruktionsprozesses in CAD
- Übungsbeispiele

In *Übung 7* verläßt der Teilnehmer das CAD-System und wird in die Grundlagen zur rechnerunterstützten Verwaltung, Dokumentation und Steuerung des Konstruktionsprozesses eingeführt. Zu diesem Zweck ist die Beschaffung eines Programmsystems geplant, das auf dem verwendeten CAD-System aufbaut. Da die Übungszeit begrenzt ist, können die einzelnen Themenbereiche wie Stücklisten-erzeugung und -verwaltung, Kopplung mit PPS und Produktdatenverwaltung nur beispielhaft angerissen und in einfachen Übungsschritten vorgeführt werden.

Der Überblick über das Gesamtkonzept ist in **Bild 2** dargestellt. In diesem Übungskonzept wird die dreidimensionale Konstruktion nur in der Theorie behandelt, am Gerät jedoch nicht durchgeführt. Das liegt zum einen darin begründet, daß am Institut für Maschinenwesen für eine fundierte Ausbildung in diesem Bereich mit einem leistungsfähigen Modeller die Rechnerkapazität zu gering ist. Zum anderen wird an einem Nachbarinstitut des IMW eine Vorlesung mit begleitender Übung zu Thema 3-D Konstruktion abgehalten, so daß die interessierten Studenten die Grundlagen dort erlernen können.

Auch ist in den Übungen das Thema der Datenweitergabe aus der Konstruktion nicht tiefer behandelt. Zu diesem Punkt wird am IMW eine Vorlesung "CIM im Maschinenbau" angeboten, die diese Thematik weiter vertieft. Der praktische Teil dieser Vorlesung wird dem Studenten im "CIM-Praktikum" vermittelt, in dem die Datenweitergabe an einem Beispielteil von der Konstruktion bis zur Fertigung in Übungen durchgespielt wird.

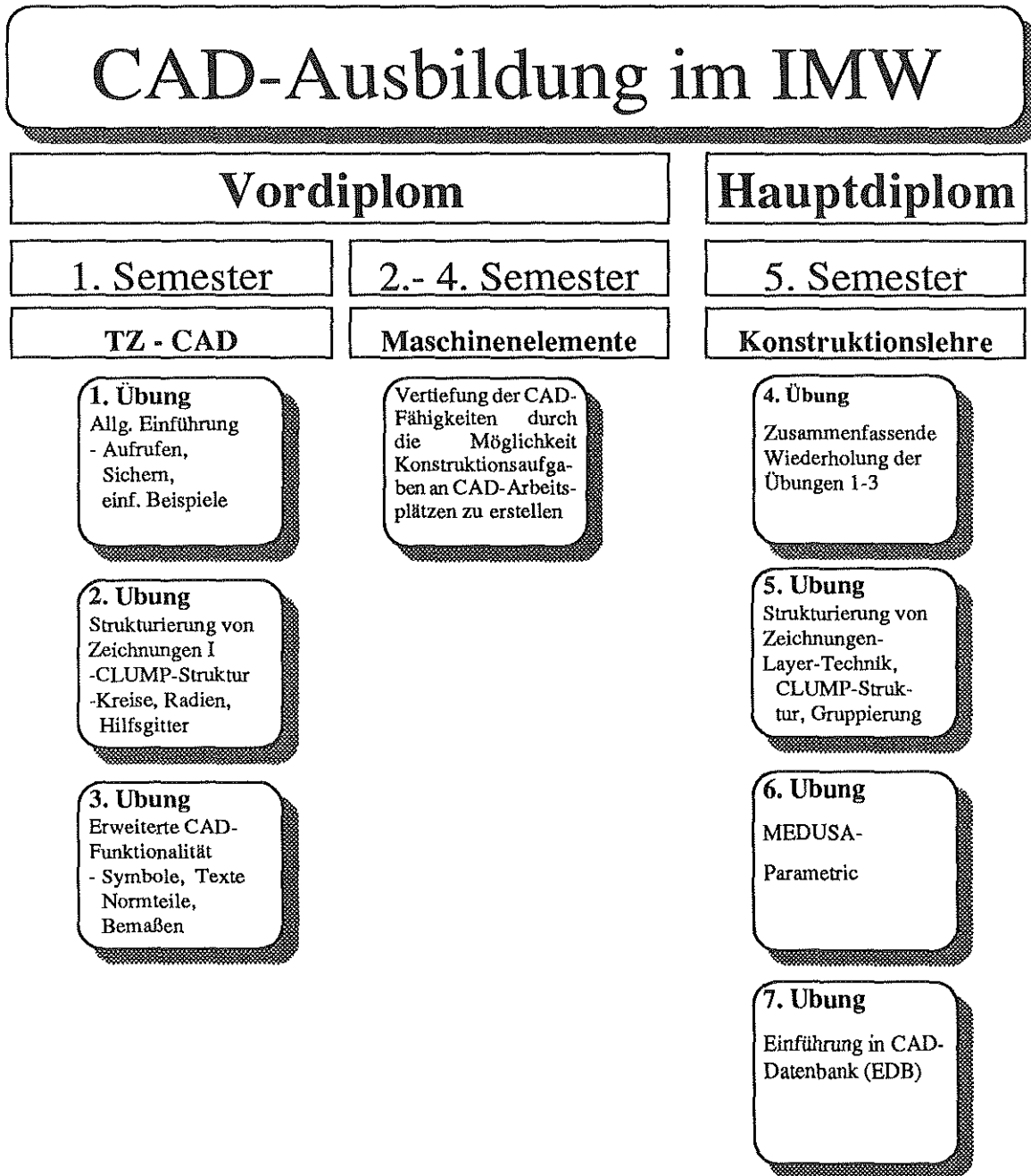


Bild 2: Gesamtdarstellung des CAD-Lehrkonzeptes am Institut für Maschinenwesen

Zusammenfassend ist zu sagen, daß das vorgestellte Lehrkonzept CAD für den Studenten des Maschinenbaus eine gute Möglichkeit darstellt, für sein Studium und auch für seine spätere Berufspraxis Kenntnisse mit diesem in der heutigen Konstruktionspraxis wichtigen Werkzeug zu erwerben. Es ist jedoch darauf zu achten, daß keine Ausbildung der Studenten zu Systemspezialisten erfolgt, sondern das vermittelte Wissen möglichst universell und damit auch übertragbar auf andere CAD-Lösungen einsetzbar ist. Außerdem sollten die Übungsinhalte auch für andere Gebiete genutzt werden können, in denen Rechner zum Einsatz kommen.

Nach der Erstellung und Validierung des Konzeptes am jeweiligen Lehrstuhl wäre nun als nächster Schritt ein Hochschulweites Konzept für die Lehre im EDV-Bereich wünschenswert, das durch eine Integration der Institutskonzepte eine optimale Ausbildung der Studenten in dieser Thematik für alle Fachbereiche sicherstellt.

Literatur

- /1/ PRIME MEDUSA Vers.5.2 Dokumentation PRIME COMPUTER; Wiesbaden
- /2/ Vorlesungsumdruck Konstruktionslehre IMW, TUC 1991

Erstellung eines Variantenprogramms für Kreiselpumpen für die Aufstellungsplanung mit CAD

U. Neumann

Einleitung

Im Anlagenbau werden die Aufgabenstellungen immer komplexer, die Terminplanungen immer enger gesteckt und die Konkurrenz wächst. Um diesen Anforderungen genügen zu können, hat sich die deutsche und die schweizerische Großchemie zu einem losen Anwenderverbund zusammengeschlossen, um einerseits eine einheitliche Position gegenüber Intergraph zu beziehen und zum anderen bei der Erstellung von Werkzeugen für dieses CAD-System zusammenzuarbeiten.

Eines dieser Werkzeuge ist ein Variantenprogramm für die Aufstellungsplanung. Dieses bildet eine allgemeine Darstellung eines speziellen Typs aus dem Apparate- oder dem Maschinenbau parametrisch ab.

Am Beispiel des mit dem Anlagenbau-Softwarepaket PDS der Firma Intergraph erstellten Variantenprogramms für Kreiselpumpen soll der Aufbau und die Funktion eines solchen Programms gezeigt werden.

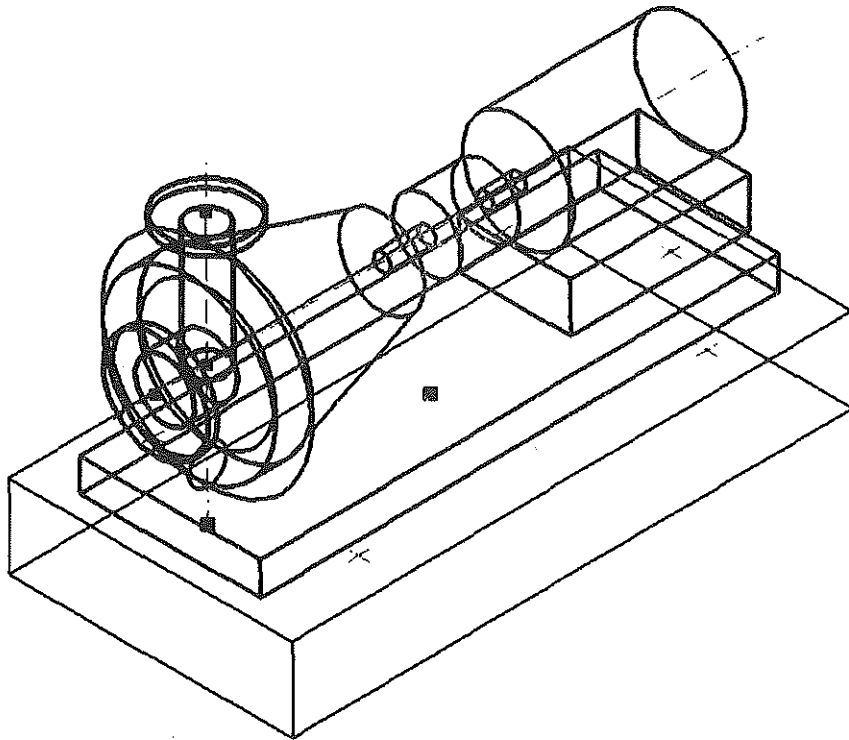


Bild 1: Kreiselpumpe

1. Aufbau einer Kreiselpumpe

In Bild 1 ist eine Kreiselpumpe dargestellt, wie sie im Anlagenbau verwendet wird. Dieses Bild wurde mit dem Variantenprogramm erzeugt. Man erkennt, daß die dargestellte Kreiselpumpe nicht nur aus der eigentlichen Pumpe, sondern noch aus einem dazu passenden Motor, einer Kupplung, welche Pumpe und Motor verbindet, sowie einer Grundplatte, auf der Pumpe und Motor montiert sind, besteht. Unterhalb der Grundplatte ist ein Fundament schematisch dargestellt.

2. Der Anwenderarbeitsplatz

Ein Intergraph Arbeitsplatz hat zwei Bildschirme, die sowohl alphanumerisch als auch graphisch genutzt werden können. Während einer normalen Arbeitssitzung werden beide Bildschirme im Graphikmodus betrieben. Die eingegebenen Befehle werden in einer Kommentarzeile dargestellt. Zum Intergraph Arbeitsplatz gehört ein Tablett, das vor den Bildschirmen angeordnet ist. Auf diesem Tablett können unterschiedliche Menues aktualisiert werden, je nachdem, ob man sich z.B. mit Anlagenplanung oder mit R & I-Schemata befaßt.

Bei der Anlagenplanung wird auf einem der Bildschirme eine dreidimensionale Gesamtübersicht dargestellt. Der andere Bildschirm ist in vier kleinere Fenster unterteilt, auf denen je nach Vorgabe, verschiedene zweidimensionale Ansichten, sowie meist noch eine dreidimensionale Darstellung angezeigt werden.

Bild 2: Eingabetutorial

KREISELPUMPE, PN16, NACH DIN 24256												EXIT
PUMPENGROESSE <input style="width: 100px;" type="text" value="80-315"/>												ACCEPT
<input type="text" value="32-125"/>	<input type="text" value="40-125"/>	<input type="text" value="50-125"/>	<input type="text" value="65-125"/>									
<input type="text" value="32-160"/>	<input type="text" value="40-160"/>	<input type="text" value="50-160"/>	<input type="text" value="65-160"/>	<input type="text" value="80-160"/>								
<input type="text" value="32-200"/>	<input type="text" value="40-200"/>	<input type="text" value="50-200"/>	<input type="text" value="65-200"/>	<input type="text" value="80-200"/>	<input type="text" value="100-200"/>							
<input type="text" value="32-250"/>	<input type="text" value="40-250"/>	<input type="text" value="50-250"/>	<input type="text" value="65-250"/>	<input type="text" value="80-250"/>	<input type="text" value="100-250"/>	<input type="text" value="125-250"/>	<input type="text" value="150-250"/>					
	<input type="text" value="40-315"/>	<input type="text" value="50-315"/>	<input type="text" value="55-315"/>	<input type="text" value="80-315"/>	<input type="text" value="100-315"/>	<input type="text" value="125-315"/>	<input type="text" value="150-315"/>					
				<input type="text" value="80-400"/>	<input type="text" value="100-400"/>	<input type="text" value="125-400"/>	<input type="text" value="150-400"/>					
MOTORGROESSE <input style="width: 100px;" type="text" value="132M"/>												
<input type="text" value="71"/>	<input type="text" value="80"/>	<input type="text" value="90S"/>	<input type="text" value="90L"/>	<input type="text" value="100L"/>	<input type="text" value="112M"/>	<input type="text" value="132S"/>	<input type="text" value="132M"/>	<input type="text" value="160M"/>	<input type="text" value="160L"/>	<input type="text" value="180M"/>	<input type="text" value="180L"/>	
<input type="text" value="200L"/>	<input type="text" value="225S"/>	<input type="text" value="225M"/>	<input type="text" value="250M"/>	<input type="text" value="280S"/>	<input type="text" value="280M"/>							
ELAST. KUPPLUNG <input style="width: 100px;" type="text" value="MIT"/> DISTANZSTUECK												
<input type="text" value="MIT"/> <input type="text" value="OHNE"/>												
												P24256

3. Aufbau und Anwendung des Variantenprogramms

Anhand des Beispiels einer Pumpe nach DIN 24256 soll der Programmablauf beschrieben werden. Nach der Auswahl dieses Pumpentyps erscheint auf einem frei wählbaren Fenster die Benutzeroberfläche, nachfolgend Tutorial genannt (Bild 2).

In diesem Tutorial befinden drei gekennzeichnete Felder zu erkennen, in welchen bereits gemachte Eingaben zu erkennen sind. Nach dem Aufrufen des Programms und dem Erscheinen dieses Tutorials sind diese Felder leer, und der Cursor steht in dem ersten Feld hinter der Abfrage "PUMPENGROESSE".

In der oberen Hälfte des Tutorials sind die eingetragenen Bezeichnungen der Pumpengrößen nach DIN 24256 angeordnet. Mit Hilfe eines Datenpunkts in einen der Rahmen mit den Pumpenbezeichnungen wird die gewünschte Pumpengröße ausgewählt und in das dafür vorgesehene Feld geschrieben. Im Fall des Beispiels (Bild 2) handelt es sich dabei um eine Pumpe in der Größe 80-315.

Nach dieser Eingabe wechselt der Cursor in das Feld "MOTORGROESSE". Die Auswahl der Motorgröße und auch der Kupplung geschieht in der gleichen Weise wie oben beschrieben.

Das PDS-System kann jederzeit über den Menüpunkt EXIT verlassen werden. Die Eingabedaten können bei Fehleingaben nachträglich modifiziert werden.

Durch das auf der rechten Seite befindlichen ACCEPT-Feldes werden die Eingaben bestätigt.

Bei fehlenden Eingaben erfolgt durch das Programm eine Aufforderung, diese zu vervollständigen.

Nach erfolgreicher Bestätigung der Eingaben greift das Programm auf einen tabellarischen Hintergrund zu, der die DIN 24255 und DIN 24256 als Normen für die Kreiselpumpen, die DIN 24259 als Norm für die möglichen Grundplatten und die DIN 42673 als Norm für die Elektromotoren umfaßt. Mit den Angaben aus dem Tutorial prüft das Programm, ob die gewählte Kombination aus Motor

und Pumpe zulässig ist. Ist dies nicht der Fall, erscheint in der untersten Zeile des Tutorials eine Fehlermeldung, und der Cursor steht wieder in dem Feld bei der Abfrage PUMPENGROESSE, so daß die Eingaben, wie eingangs beschrieben, geändert werden können.

Nach erfolgreicher Überprüfung der gemachten Angaben werden die Maße für Pumpe und Motor aus vorhandenen Tabellen gelesen, sowie eine passende Grundplatte herausgesucht.

Daran anschließend, erscheint das nächste Tutorial, daß sogenannte Maßtutorial (Bild 3). In diesem Maßtutorial sind alle Maße der gewählten Baugröße in eine technische Skizze einer Pumpen-Motor-Anordnung zur Kontrolle eingetragen. Zur besseren Übersicht sind im oberen Bereich dieses Tutorials vier Kommentarzeilen angeordnet. In diesen Feldern werden die gewählte Pumpe, der gewählte Motor sowie die Grundplatte mit der dazugehörigen Norm und der Baugröße aufgeführt. Die vierte Zeile gibt Auskunft über die elastische Kupplung.

Unterhalb der Skizzen ist eine Datentabelle über die Flansche der Druck- und Saugseite angefügt. Oberhalb der Kommentarzeile sind die Koordinaten des Punktes, der zu Beginn als Positionierpunkt der Pumpe gewählt wurde, angezeigt.

Die in der technischen Skizze eingetragenen Maße dienen der Überprüfung der gewählten Pumpe-Motor-Kombination. Es gibt zwei unterschiedliche Arten von Maßen, solche mit und solche ohne einem Rahmen. Der Rahmen kennzeichnet überschreibbare, daß heißt, vom Anwender zu verändernde Daten. Die in den Rahmen befindlichen Maße beziehen sich auf die Abmessungen der Grundplatte.

In diesem Tutorial befinden sich außerdem noch zwei sogenannte Schalter. Mit Schaltern ist hier ein Feld gemeint, das durch Setzen eines Datenpunkts eine Voreinstellung ändert.

Der eine dieser Schalter ist das Feld vor dem Wort GRUNDPLATTE. In diesem Rechteck steht als Voreinstellung MIT, daß bedeutet, die Pumpe wird mit Grundplatte dargestellt. Wenn nun ein Datenpunkt in dieses Feld gesetzt wird, steht dort OHNE, daß heißt, die Pumpe wird ohne Grundplatte

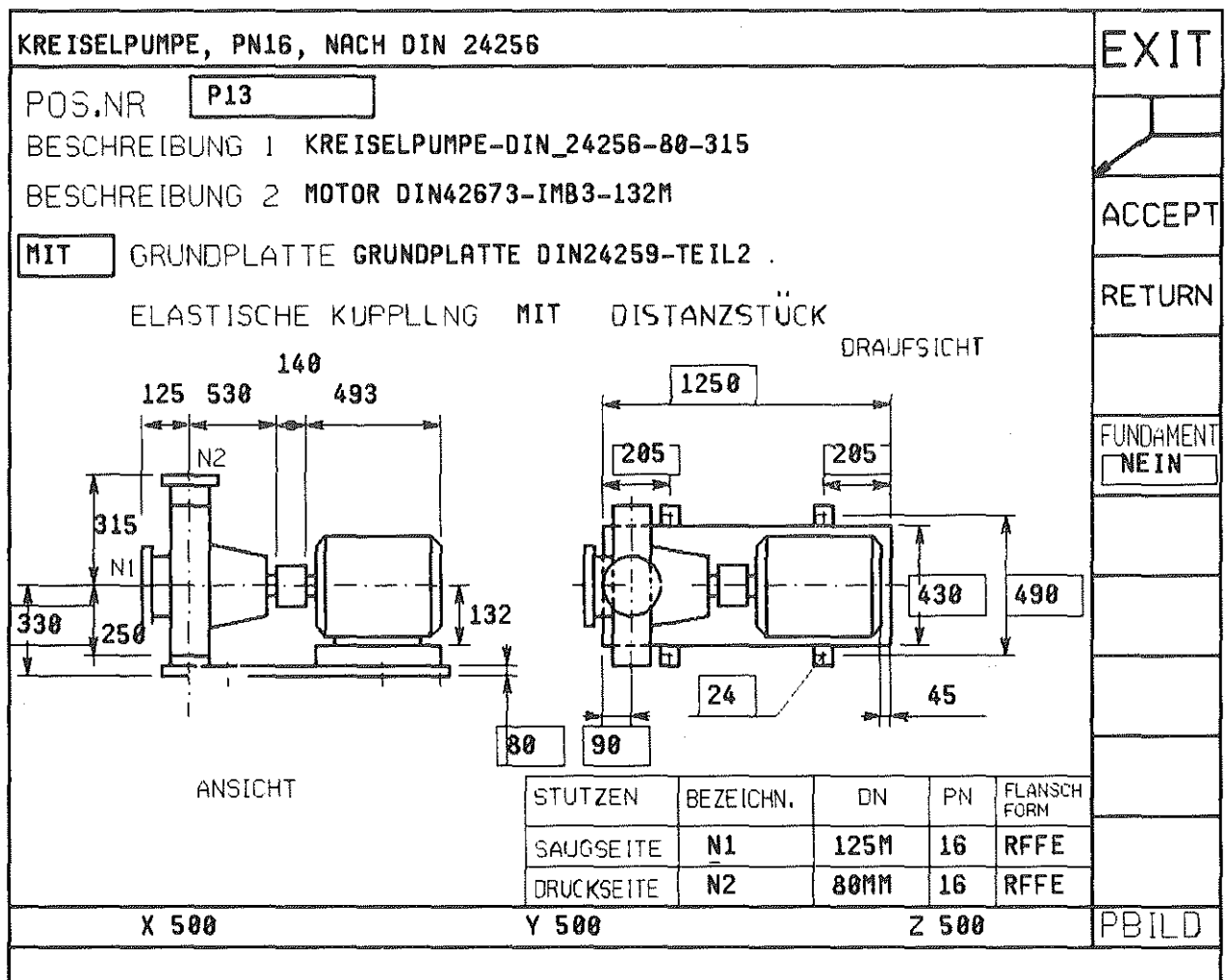


Bild 3: Maßtutorial

dargestellt, alle Grundplattendaten werden gleich Null gesetzt. Ein erneuter Datenpunkt in dieses Feld läßt die Grundplattendaten wieder aktuell werden.

Der zweite Schalter befindet sich in der senkrechten Spalte am rechten Rand des Tutorials und ist durch das Wort FUNDAMENT gekennzeichnet. Unterhalb dieses Worts befindet sich ein Feld mit der Voreinstellung auf NEIN, daß heißt, die Pumpe wird ohne Fundament dargestellt. Ein Datenpunkt in dieses Feld hat zur Folge, daß ein weiteres Tutorial erscheint, das Fundament-Tutorial (Bild 4). In diesem Feld sind die Maße für das Fundament angegeben. Die Maße sind eingerahmt, das bedeutet, daß sie überschrieben werden dürfen. Am rechten Rand sind wieder die Befehle ACCEPT, EXIT und RETURN angeordnet. Ein Datenpunkt auf RETURN bewirkt ein Zurückkehren in das Maß-Tutorial, ohne das die Einstellung des Fundament-

Schalters geändert wurde. Bei einem Datenpunkt auf ACCEPT erscheint ebenfalls das Maß-Tutorial, die Einstellung des Fundament-Schalters steht jetzt allerdings auf JA, es wird also für diese Einstellung die Pumpe mit Fundament gezeichnet.

Um nun die Pumpe zeichnen zu lassen, müssen im Maß-Tutorial mit ACCEPT sämtliche gemachten Eingaben bestätigt werden. Die so gewählte Pumpe wird an dem dafür vorgesehenen Punkt so platziert, daß sich das unter der Pumpe befindende Fadenkreuz auf diesem Punkt befindet, siehe Bild 3.

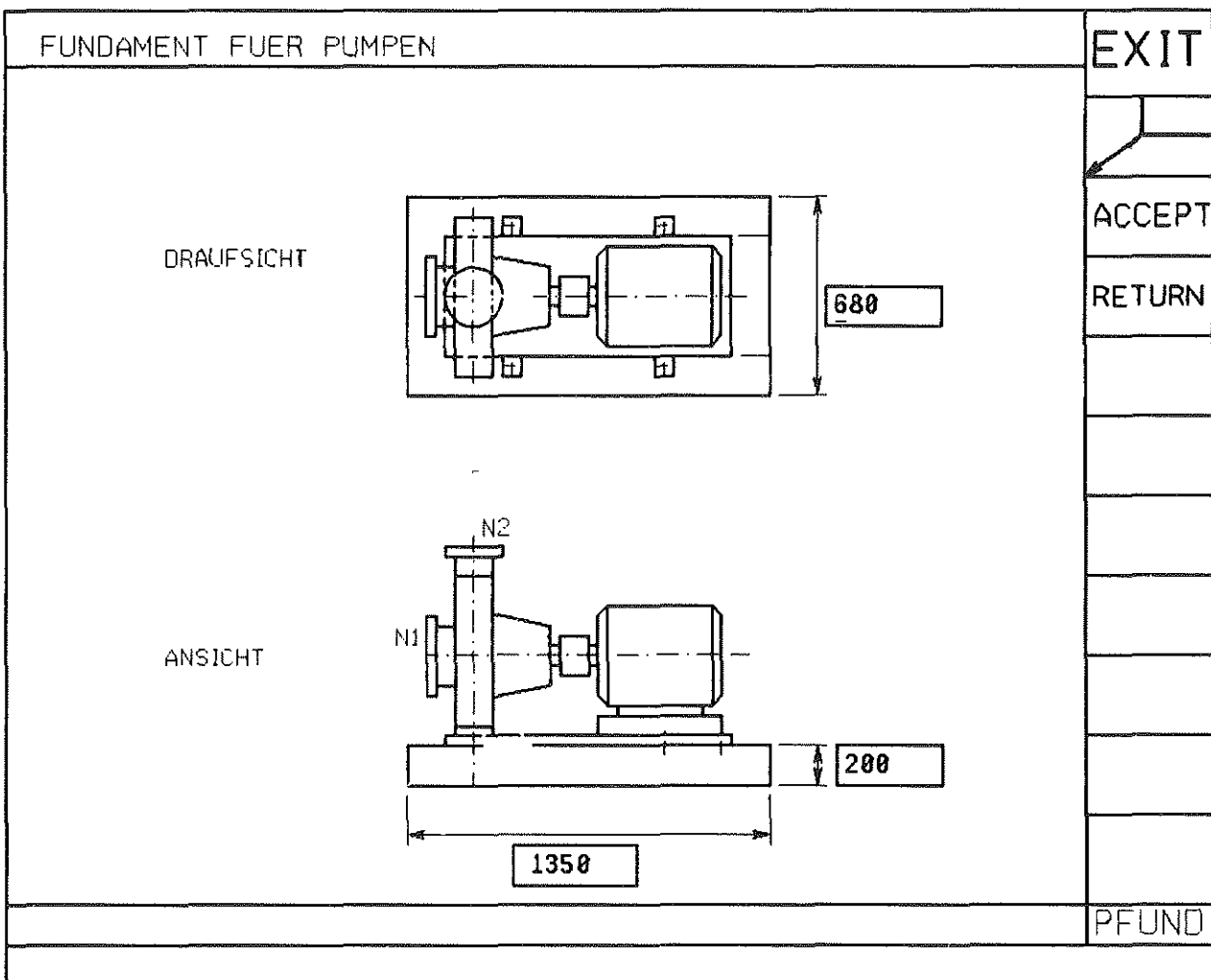
Um auch Nicht-Standard-Pumpen in das Programm einbinden zu können, wurde in Anlehnung an das Maßtutorial ein Nicht-Standard-Tutorial entwickelt, (Bild 5). In diesem Tutorial sind sämtliche Maße vom Anwender einzugeben, so daß jede beliebige Pumpengeometrie erstellt werden kann. Nach jeder Maßeingabe springt der Cursor an die

nächste Eingabeposition, zuvor wird jedoch programmintern überprüft, ob die voneinander abhängigen Maße im funktional richtigem Zusammenhang stehen. Die Maße der Grundplatte stehen gemäß einer Voreinstellung auf Null, eine Maßnahme, die die Anwendung vereinfachen soll. Auch in dieser Programmvariante läßt sich die Pumpe durch ein Fundament ergänzen.

4. Zielsetzung

Als Zielsetzung steht hinter diesen Variantenprogrammen das Bestreben, einmal die gesamten Werknormen der einzelnen Firmen in solchen Variantenprogrammen abzubilden. Des weiteren wurden im Rahmen dieses Verbunds an alle Beteiligten eine vergleichbare Aufgabe ausgegeben, um das von Intergraph gelieferte "Werkzeug" auf die speziellen Anforderungen innerhalb des Anlagenbaus hin anzupassen.

Bild 4: Fundamenttutorial



PNST, KREISELPUMPE NICHT STANDARD					EXIT
POS.NR	<input style="width: 95%;" type="text"/>				ACCEPT
BESCHREIBUNG	<input style="width: 95%;" type="text"/>				
BESCHREIBUNG	<input style="width: 95%;" type="text"/>				FUNDAMENT <input style="width: 80%;" type="text" value="NEIN"/>
ANSICHT		DRAUFSICHT			
STUTZEN		BEZEICHN.	DN	PN	FLANSCH FORM
SAUGSEITE					
DRUCKSEITE					
X 500	Y 500			Z 500	PNST

Bild 5: Nicht-Standard-Tutorial

5. Zusammenfassung

Basierend auf den Normen des DIN wurde ein Variantenprogramm für Kreiselpumpen erstellt. Die Auswahl der möglichen Pumpen und der dazugehörigen Motoren erfolgt über eine spezielle Benutzeroberfläche, falsche Eingaben werden durch programminterne Abfragen verhindert. Als Kontrolle werden die Abmaße der gewählten Geometrie angezeigt. Dieses Programm läßt sich sowohl für Standard- als auch für Nichtstandardpumpen einsetzen.

Mahlrotoren für hohe Umfangsgeschwindigkeiten in Feinprallmühlen

G. Deppermann

Unter Einhaltung bestimmter konstruktiver Randbedingungen ist ein Mahlrotor mit austauschbaren Werkzeugen entwickelt worden, mit dem es in Prüfstandsversuchen erstmals gelang, Umfangsgeschwindigkeiten bis zu 250 m/sec zu erreichen.

1. Einleitung

Die ungünstigen Voraussetzungen für die Steigerung der Umfangsgeschwindigkeiten bei herkömmlichen Rotoren in Feinprallmühlen /1/ werfen die Frage auf, ob es überhaupt möglich ist, Mahlrotoren mit peripheren Werkzeugen für derartige Einsatzzwecke zu konstruieren.

Eine Antwort hierauf konnte in /2/ gegeben werden, wonach bei Kerbarmut und Biegemomentenfreiheit sowie unter der Voraussetzung bestimmter kon-

struktiver Aspekte nur axial überströmte Rotoren dafür in Frage kommen. Als Beispiel wird ein solcher Rotor aus einer Leichtmetalllegierung vorgestellt. Der Rotor besteht aus einer konischen Scheibe mit Nabenwulst an der Innenbohrung sowie 24 rein formschlüssig im Rotorkranz gehaltenen Zerkleinerungswerkzeugen, siehe **Bild 1**. Das axiale Herausfallen der Schlagorgane verhindern Kugelsicherungen.

Die Verbindung zwischen Welle und Scheibennabe erfolgt nicht direkt, sondern mit einer ausgelagerten Koppelnabe, wie sie in /2/ beschrieben ist; diese ist – ähnlich einer Klauenkupplung – mit der Scheibennabe verbunden. Die Vorteile einer solchen Welle-Nabe-Verbindung beruhen auf folgenden wesentlichen Eigenschaften:

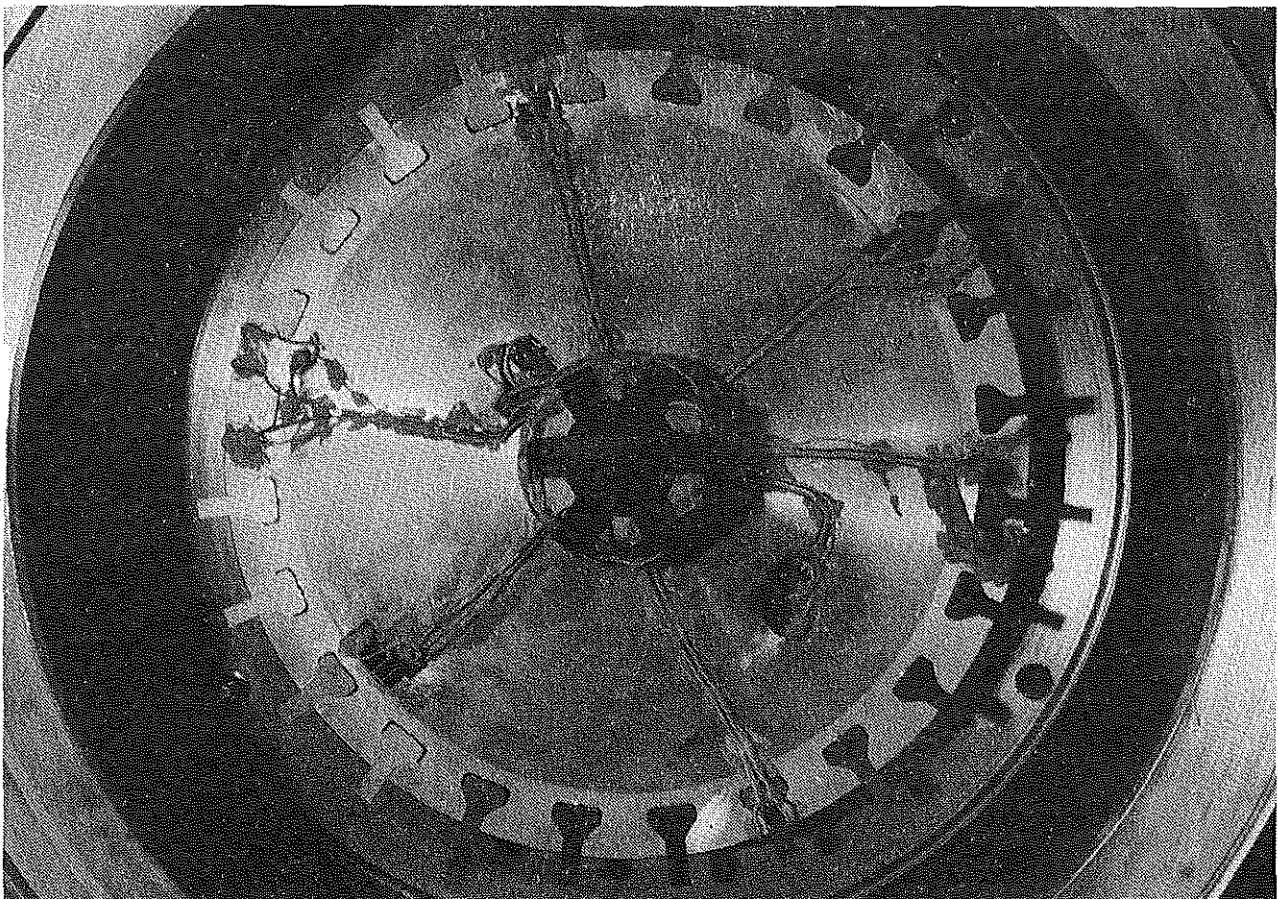


Bild 1: Mit Dehnungsmeßstreifen und Zuleitungen beklebter Versuchsrotor

- Im ruhenden und im rotierenden Zustand herrschen im Rotor keinerlei Radialspannungen, so daß das Beanspruchungsniveau bzw. die Vergleichsspannung sinkt.
- Die Aufweitung der Bohrung im rotierenden Zustand hat keinerlei Einfluß auf die Drehmomentübertragung.
- Im Rotor treten keine Biegespannungen auf.
- Das Prinzip der Aufgabentrennung ist in idealer Weise verwirklicht, denn die Rotorscheibe ist nur den eigenen und äußeren Fliehkräften ausgesetzt, die Koppelnabe hingegen hat bei sehr geringer Eigenfliehkraft fast ausschließlich den Beanspruchungen der radialen Vorspannung zur Erzeugung des Reibschlusses standzuhalten.
- Die axiale Druckbeanspruchung der Rotornabe ist äußerst gering, da lediglich auf eine Fixierung bzw. Positionierung der Scheibe durch den Gewindeanzug der Koppelnabe zu achten ist.
- Eine gute Zentrierung der Rotorscheibe auf ganzer Länge ist gewährleistet.
- Verschiedene Rotoren sind als Paket verknüpfbar, wobei unabhängig von der Rotorzahl durch den Formschluß der Rotornaben untereinander immer nur eine externe Koppelnabe benötigt wird und der Montageaufwand denkbar gering bleibt.
- Welle und Nabe können aus sehr unterschiedlichen Werkstoffen bestehen.

Die Rotorscheibe besteht aus einer Aluminiumknetlegierung AlZnMgCu 0,5; Schlagwerkzeuge und Koppelnabe sind aus Vergütungsstahl C 45 gefertigt. Ein Verschleißschutz wurde vorerst nicht eingebracht, da die Messungen auf dem in /1/ erläuterten Prüfstand ohne Mahlgut erfolgten.

2. Auslegung

Die bekannten Berechnungsgrundlagen für konische Scheiben mit Mittelbohrung beruhen auf tabellarischen Lösungswerten für die auftretenden hy-

pergeometrischen Reihen, wobei nur Stahlwerkstoffe (Querkontraktionszahl $\nu = 0,3$) berücksichtigt sind. Mit Hilfe einiger Erweiterungen für andere Querkontraktionszahlen (siehe /2/) sind die Verläufe von Radial- und Tangentialspannung sowie die Verschiebung in radialer Richtung auch für die gewählte Aluminiumlegierung berechenbar. Bekannt sein müssen lediglich die Radialspannung am Bohrungsinnenrand (hier: $\sigma_0 = 0 \text{ N/mm}^2$) und am Scheibenaußenrand (Fliehkraftspannung $\sigma_a = 91 \text{ N/mm}^2$) durch den Kranz sowie die Schlagwerkzeuge. Die Verläufe sind mit der sich daraus ergebenden Vergleichsspannung für den zweiachsigen Spannungszustand in **Bild 2** dargestellt.

Um auch die Spannungsüberhöhungen im Bereich des Kranzes durch die formschlüssige Einbindung der Zerkleinerungswerkzeuge zu berücksichtigen, wurden Finite-Elemente-Berechnungen /3/ und spannungsoptische Untersuchungen /4/ angestellt. Hierbei zeigte sich, daß für den Schrägungswinkelbereich von $30^\circ \dots 50^\circ$ und eine Befestigungsfußdicke von 25%...50% (bezogen auf die Halsdicke) ein Minimum an Kerbwirkung erzielt werden kann, ohne daß der Kranz und damit die Fliehkraftwirkung auf die Scheibe zu groß gerät.

Der höchste Kerbfaktor beträgt demnach etwa 2,3...2,5 und ist im Rotorkranz an der unteren Ausrundung für die Befestigungsfüße vorzufinden.

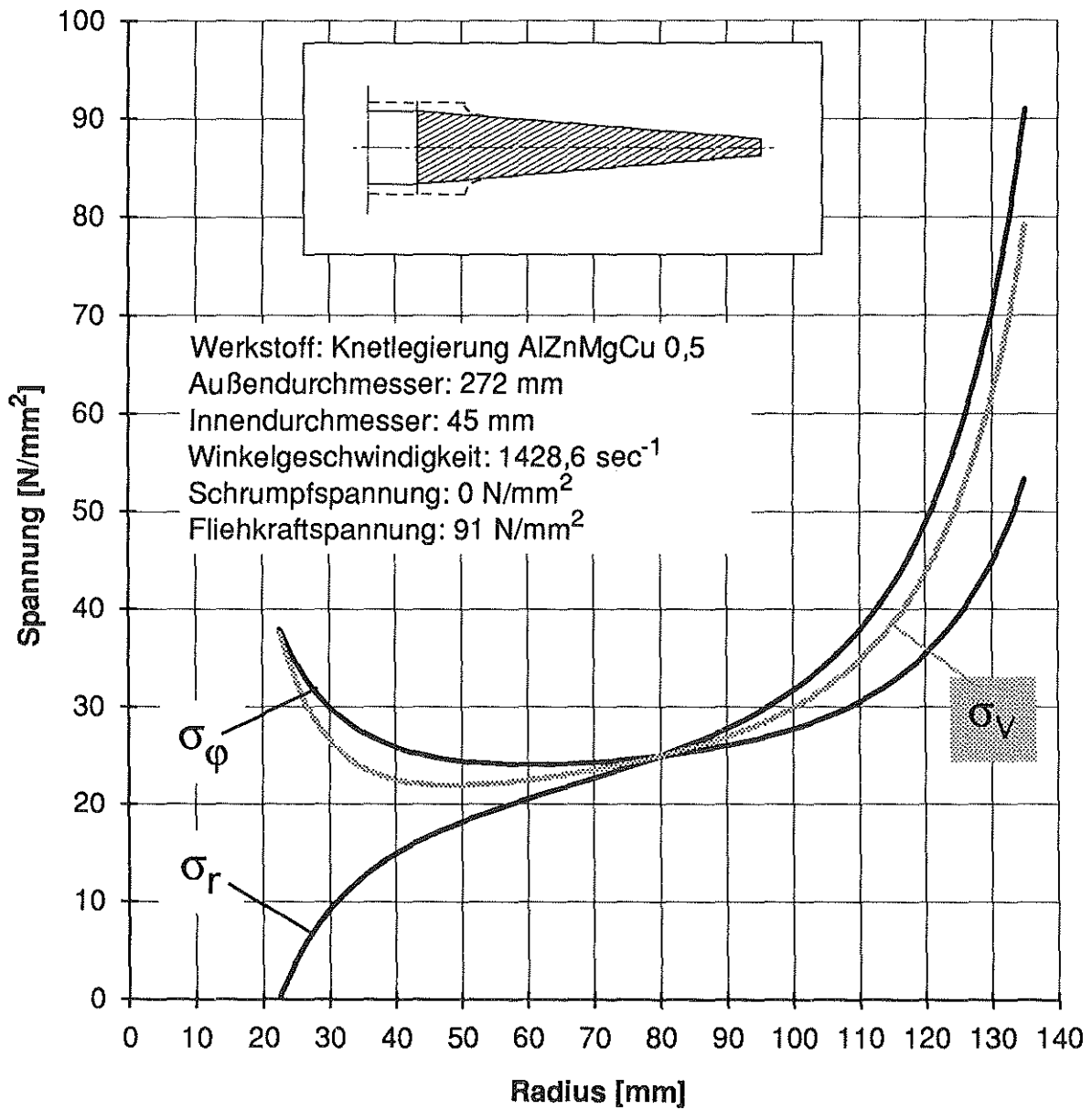
3. Mechanische Messungen

Die zur Erreichung der Umfangsgeschwindigkeit von 250 m/sec erforderliche Drehzahl von 13640 min^{-1} stellte sich im Verlauf der Messungen als problematisch heraus, weil die hochfrequenten Erschütterungen eine Reihe von Bauteilen der Schleifringübertragereinheit (siehe /1/) zerrütteten.

Nach mehreren Versuchen mit Drehzahlen oberhalb von 10000 min^{-1} konnten keine elektrischen Signale mehr übertragen werden; die entsprechenden Werte sind in den Meßkurven von **Bild 3** über die Ausgleichskurven extrapoliert. Bei der höchsten gefahrenen Drehzahl von 13640 min^{-1} liegt die maximal gemessene Spannung bei 215 N/mm^2 , was etwa einer Sicherheit von 1,5 gegenüber der 0,2%-Dehngrenze des Rotorwerkstoffs entspricht.

Die gewonnenen Ergebnisse aus Rechnung, Kerb-

Analytische Spannungen des konischen Mahlrotors



Radiale Verschiebung des konischen Mahlrotors

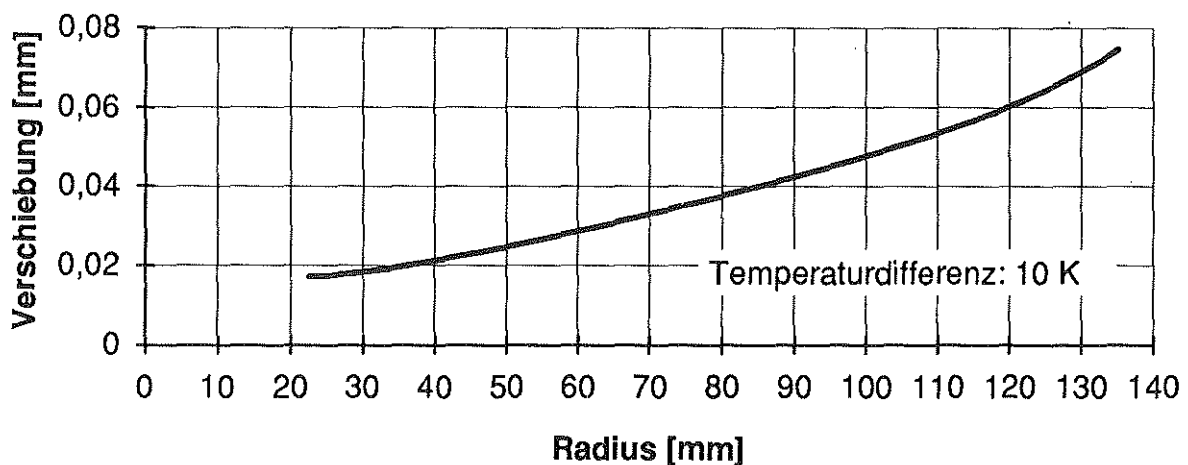


Bild 2: Spannungen (oben) und Verschiebung (unten) für die konische Versuchsrotorscheibe

faktorbestimmung und Messung sind in **Bild 4** gegenübergestellt; sie zeigen gute Übereinstimmungen.

4. Zusammenfassung

Die Möglichkeit, einen Mahlrotor für eine Umfangsgeschwindigkeit von 250 m/sec auszulegen und zu bauen, wurde unter Beweis gestellt. Es wird nun darauf ankommen, die Form der Wirkbereichszone der Zerkleinerungswerkzeuge dem jeweiligen Zerkleinerungsprozeß (Mahlgut, Durchsatz, Temperatur

etc.) optimal anzupassen sowie weitere verfahrenstechnische Parameter (u.a. geförderte Luftmenge, thermische Beeinflussung des Mahlguts, Zerkleinerungsgrad) zu erfassen. Desweiteren sind von der konstruktiven Seite Optimierungen hinsichtlich der geeignetsten – auch nichtmetallischen – Werkstoffe, des besten Verfahrens für Abrasionsschutz sowie Untersuchungen zu Baureihen-/Baukastenentwicklungen erforderlich.

Am Prüfstand ist die Schleifringübertragereinheit für weitere Hochgeschwindigkeitsläufe mit anderen Befestigungsmethoden und -materialien umzukon-

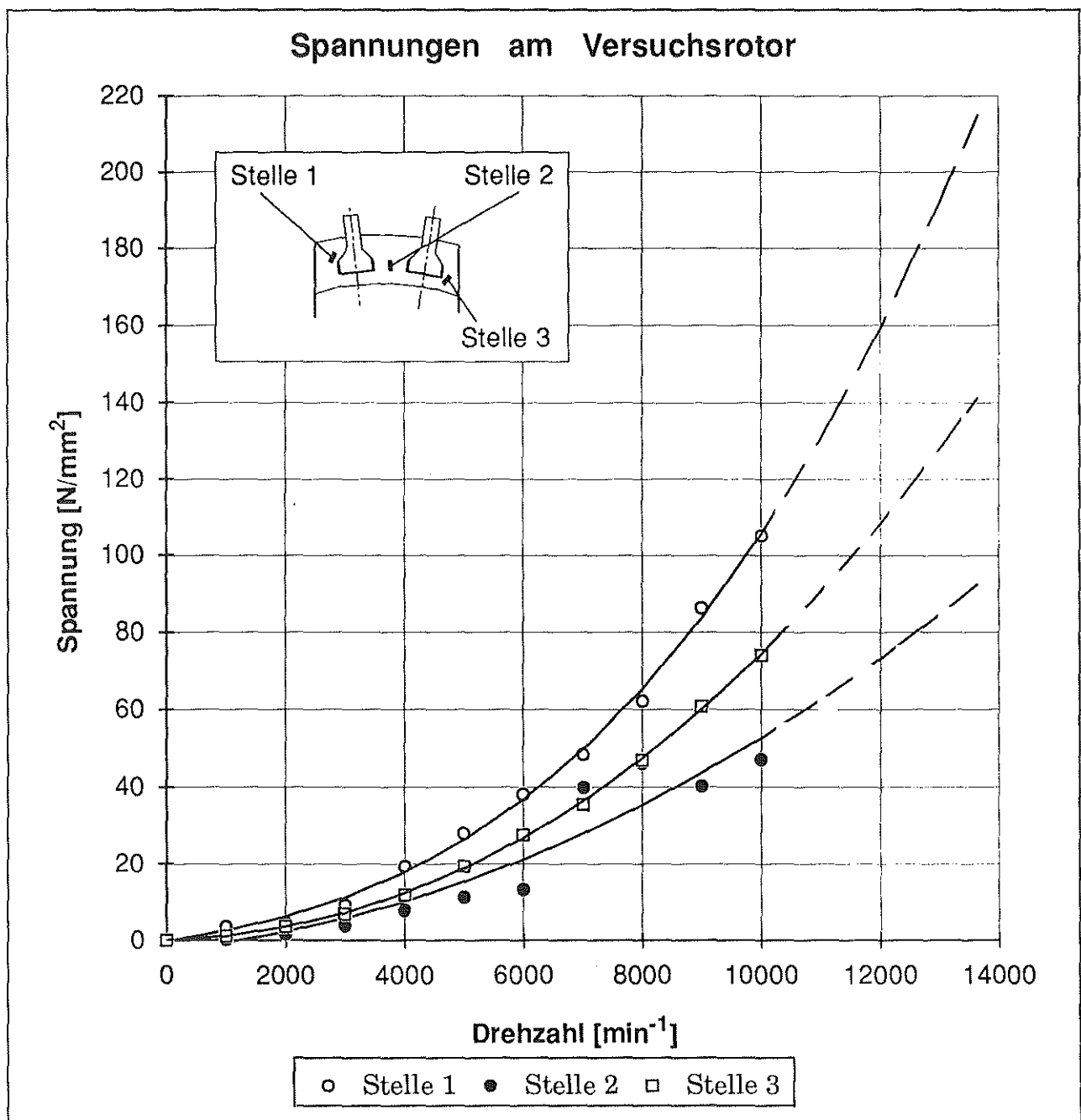


Bild 3: Spannungen an verschiedenen Stellen des Versuchsrotors

Verfahren	Meßstelle	Spannung [N/mm ²]	Bemerkung
Analytik	2	91	Radialspannung aus Fliehkraftbelastung
Messung	2	92,4	extrapolierter Wert
FEM/SpO	1	212	Spannung von Meßstelle 2 und Kerbfaktor 2,3
Messung	1	215	extrapolierter Wert

Bild 4: Gegenüberstellung der Ergebnisse aus Analytik, Messung und FEM/Spannungsoptik

struieren, so daß auch bei Drehzahlwerten von 15000 min⁻¹ die Ermittlung der Beanspruchungswerte sichergestellt ist.

5. Ausblick

Eine weitere Steigerung der Umfangsgeschwindigkeiten ist unter den für einen Mahlrotor zu berücksichtigenden Randbedingungen nur dann möglich, wenn man den Rotor nicht mehr mit Mahlwerkzeugen ausrüstet, sondern diese wegläßt und die Zerkleinerungsarbeit von Rotor und Stator übernommen wird. Hierbei bietet sich die Verwirklichung optimaler Scheibengeometrien als Grundkonstruktion an; ein vorhandener Kranz läßt sich in seiner Kontur wiederum an den vorgesehenen Mahlprozeß speziell anpassen.

Es kann gezeigt werden, daß sich für einen derartigen Rotor die Wahl des in Frage kommenden Werkstoffs über dimensionslose Kennzahlen bewerkstelligen läßt /2/, wobei nicht nur besonders exotische Materialien, sondern auch handelsübliche Vergütungsstähle eingesetzt werden können.

6. Literatur

- /1/ Deppermann, G.:
Rechnergesteuerter Mühlenprüfstand
Institutsmitteilung Nr. 5 (1990) des Instituts für
Maschinenwesen, TU Clausthal 1990
- /2/ Deppermann, G.:
Konstruktive Gestaltung von Hochgeschwindigkeitsrotoren in Feinprallmühlen
Dissertation TU Clausthal 1991
- /3/ Tanke, J.:
Untersuchung formschlüssiger Einbindungen
von Zerkleinerungswerkzeugen in Mahlrotoren
mit hohen Umfangsgeschwindigkeiten mittels
der FEM
Studienarbeit TU Clausthal 1991
- /4/ Heider, G.:
Entwurf und Variation formschlüssiger Einbindungen
von Zerkleinerungswerkzeugen in
Mahlrotoren mit hohen Umfangsgeschwindigkeiten
Studienarbeit TU Clausthal 1991

Traglastprüfungen an formoptimierten Zuglaschen

W. Kalliwoda

Einleitung

Symmetrische Zugglieder sind weitverbreitete Maschinenelemente an die hohe Anforderungen bezüglich der Kraftübertragung gestellt werden.

Im Rahmen von Traglastuntersuchungen an Zuglaschen ist am Institut für Maschinenwesen eine hydraulische Zugprüfmaschine gebaut worden. Die Zugversuche hatten zum Ziel optimale Abmessungen des Laschenkopfs festzulegen und eine Analyse der Grenzbelastung durchzuführen.

1. Aufbau der Zugprüfmaschine

Die Gesamtlösung des Zugprüfstands ergab sich unter Beachtung allgemeiner Richtlinien für Werkstoffprüfmaschinen und der DIN-Vorschriften zur Durchführung von Zugversuchen.

Bild 1 zeigt die Zugprüfmaschine mit hydraulischem Antrieb und mechanischer Ansteuerung der Zylinder.

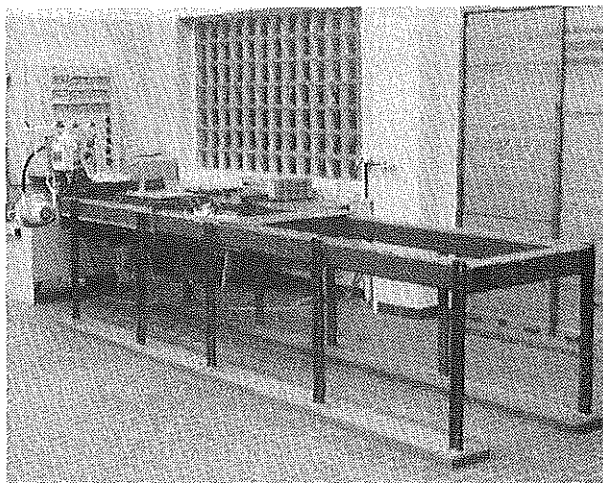


Bild 1: Am Institut für Maschinenwesen installierte Zugprüfmaschine

Die liegende Bauart ermöglicht die Durchführung von Zerreißversuchen an Zugelementen wie z.B. Schäkeln, Zuglaschen aber auch an Rundstahlketten bis 3 m Länge. Um die erforderliche Zugkraft zu gewährleisten, werden zwei doppelwirkende Hydraulikzylinder zur Kräfteerzeugung verwendet.

2. Optimierung der Zuglaschengeometrie

In /1/ und /2/ sind Reihenuntersuchungen zum Einfluß von Wangenbreite a und Kopfhöhe h (**Tab 1**) auf das Tragvermögen von Zuglaschen unter statischer Beanspruchung durchgeführt worden. Die ermittelten Belastungsgrenzen bei Fließbeginn (elastische Grenzlast) und die max. Tragfähigkeiten (Traglast) der Zugelemente sind im folgenden angegeben und durch eigene Untersuchungsergebnisse ergänzt und verifiziert worden.

2.1 Einfluß von Kopfhöhe und Wangenbreite auf die elastische Grenzlast

Für die Zuglaschen (Augenstäbe) ist zunächst ein Wangenbreitenverhältnis $p = b/D$ bestimmt worden, bei dem sich ausgehend vom Bohrungsrand gleichzeitig Fließzonen in den Bereichen von Kopf- und Wangenquerschnitt ausbreiten.

In einer 2. Versuchsreihe wurde dann mit dem gefundenen charakteristischen p -Wert die Kopfkontur der Augenstäbe variiert und der Einfluß auf die Grenztragfähigkeit ermittelt. Als Laschenwerkstoff wurde ein vergüteter Stahl verwendet.

Mechanik und Meßprinzip:

Bei den Augenstäben wurde mittels mech. Wegmessung in Zugrichtung die Gesamtverformung sowie die örtliche Verformung im Kontaktbereich Bolzen/Bohrung ermittelt. **Bild 2** zeigt den prinzipiellen Versuchsaufbau. Die Verformung im Wangenbereich der Lasche (schwächsten Schaftquerschnitt) ergibt sich nach skizzierter Prüfanordnung aus der Differenz von registrierter Gesamt- und Kontaktverformung.

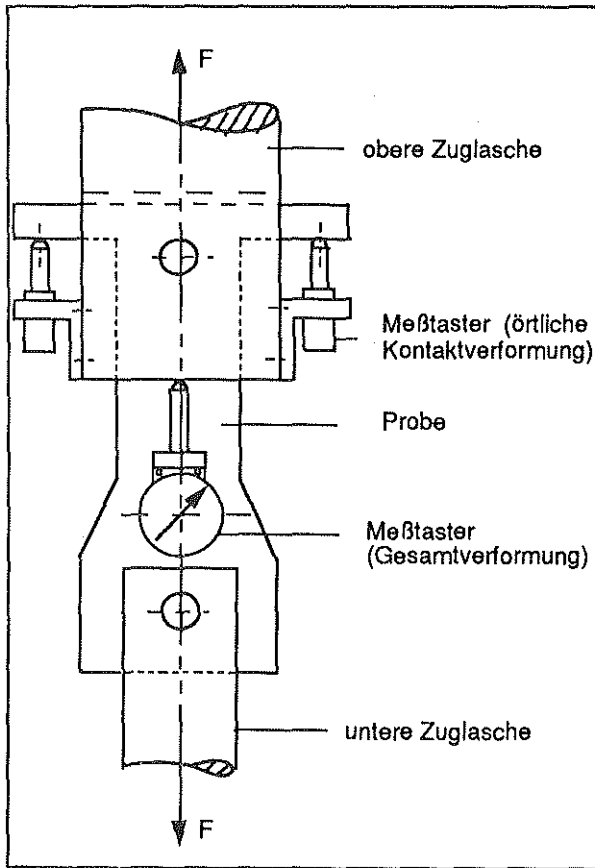


Bild 2: Schematische Darstellung zur Messung der örtl. Kontakt- und Gesamtverformung beim Augenstab

Messung der örtlichen Kontaktverformung:

2 Wegaufnehmer sind seitlich in Höhe der Augenstabbohrung an der oberen Zuglasche montiert. Die Tastspitzen der Aufnehmer liegen an dem zu Bügelform ausgebildeten Kopfende des Augenstabs an.

Messung der Gesamtverformung:

2 Wegaufnehmer sind auf Vorder- und Rückseite des Probenschafts montiert. Die Tastspitzen liegen am Laschenende der oberen Zuglasche an.

2.2. Charakteristisch p - Wert

Tab 1 zeigt in einer Übersicht die 3 Versuchsserien geprüfter Augenstabformen mit den Parametern Probendicke t_i ($i = 1-3$) und Wangenbreitenverhältnis p_i ($i = 1-6$).

In Bild 3 wird die Traglast und die elastische Grenzlast für 6 verschiedene Laschenbauformen angegeben (hier für Serie 3 mit der Laschendicke $t_3 = 3.5$ mm).

		$p = 3,0$	$p = 3,0$
		$p = 2,6$	$p = 2,6$
		$p = 2,2$	$p = 2,2$
		$p = 1,9$	$p = 1,9$
		$p = 1,7$	$p = 1,7$
		$p = 1,5$	$p = 1,5$
Serie 1,2,3		$t_1 = 1,1$	$t_2 = 2,1$
		$t_3 = 3,5$	

Tab.1: Probenserie der 1. Versuchsreihe (Laschengeometrie maßstäblich)

Der Fließbeginn ist konventionell durch erstes Abweichen des aufgezeichneten Kraft-Verformungs-Meßschriebs vom linearen $F, \Delta l$ -Verlauf bestimmt worden.

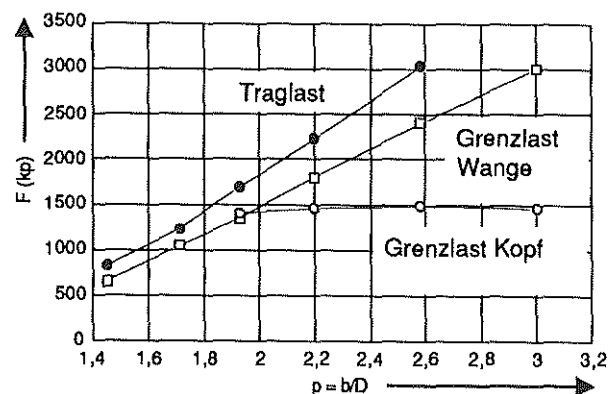


Bild 3: Elastische Grenzlast und Traglast von Augenstäben der Probenserie 3 (Tab 1) in Abhängigkeit vom Wangenbreitenverhältnis p

Als praktische Folgerungen ergaben sich:

- Bei einem Wangenbreitenverhältnis von $p \sim 2$ tritt am Bohrungsinnenrand von Kopf- und Wangenbereich ein gleichzeitiges Ausbreiten der plastischen Zonen auf.
- Bei einem Wangenbreitenverhältnis von $p \leq 1.7$ erfolgt bis zum Bruch keine meßbare Kontaktverformung (geringe Tiefenwirkung der plastischen Zone). Bei dieser Laschengeometrie bleibt die Fließzone auf den Wangenquerschnitt begrenzt.

2.3 Charakteristischer ρ -Wert

Tab 2 zeigt in einer Übersicht die 2. Gruppe von untersuchten Augenstabproben. Es sind 2 Laschenserien mit den Kennwerten von $p=1.7$ und $p=2$ bestehend aus jeweils 6 Proben unterschiedlicher Kopfhöhe (Kopfradienverhältnis $\rho = R_a/R_i$) geprüft worden.

Der Beginn erster plastischer Verformungen in Kopf- und Wangenbereich wurde aus den registrierten Meßschrieben der Traglastprüfungen bestimmt. Bild 4 zeigt das Ergebnis dieser Versuchsreihe.

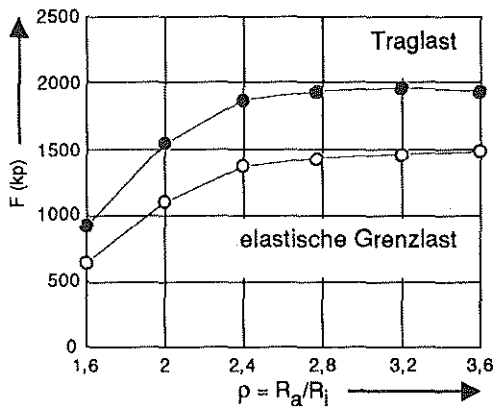


Bild 4: Elastische Grenzlast und Traglast ermittelt bei Zuglaschen der Probenserie 1 (Tab 2)

Als praktische Folgerungen ergaben sich:

- Bei einem Kopfradienverhältnis $\rho = R_a/R_i > 2.8$ ist die max. Tragfähigkeit des Augenstabs erreicht.
- Die optimale Bauform, d.h. maximal erreichbares Tragvermögen bei größter Materialeinsparung liegt bei einem charakteristischen

Wert von:

$$\rho / p = 2.8 / 2 = 1.4$$

Dieser Kennwert ergibt sich auch bei einem Wangenbreitenverhältnis von $p = 1.7$:

$$\rho / p = 2.3 / 1.7 = 1.4.$$

Versuchsreihe 2		$p = 2$	$\rho = 3.2$	$\rho = 3.2$
		$p = 2.7$	$\rho = 2.7$	$\rho = 2.7$
		$p = 2.4$	$\rho = 2.4$	$\rho = 2.4$
		$p = 2.0$	$\rho = 2.0$	$\rho = 2.0$
		$p = 1.7$	$\rho = 1.7$	$\rho = 1.7$
		$p = 1.7$	$\rho = 1.7$	$\rho = 1.7$
Probenserie 1 und 2: Dicke $t = 3,5\text{mm}$				
	1	$p=2$		
	2	$p=1.7$		

Tab 2: Probenserie der 2. Versuchsreihe (Geometrie maßstabsgerecht)

3. Verifizieren der Versuchsergebnisse

Die Versuchstechnik zur Messung der Laschenverformung im Kopfbereich ist gegenüber [2] ergänzt worden. Bild 5 zeigt das Prinzip der Meßwertaufnahme durch Meßverstärker und AD-Wandler mit 6 Kanal-Multiplexer. Zwei Verstärkereinschübe registrieren die Prüfkraft F und den Traversenvorschub. Die anderen vier Einschübe verstärken die Signale der paarweise am Augenstab angeordneten induktiven Wegaufnehmer zur Messung der örtl. Kontakt- und Gesamtverformung.

Der verwendete 12 bit AD-Wandler besitzt eine Abtastfrequenz von 20kHz. Damit sind je Kanal bis zu 3300 Meßwerte s^{-1} erfassbar.

Mit Hilfe des am Prüfrechner installierten Turbo-Pascal-Programms werden die Signale der sechs

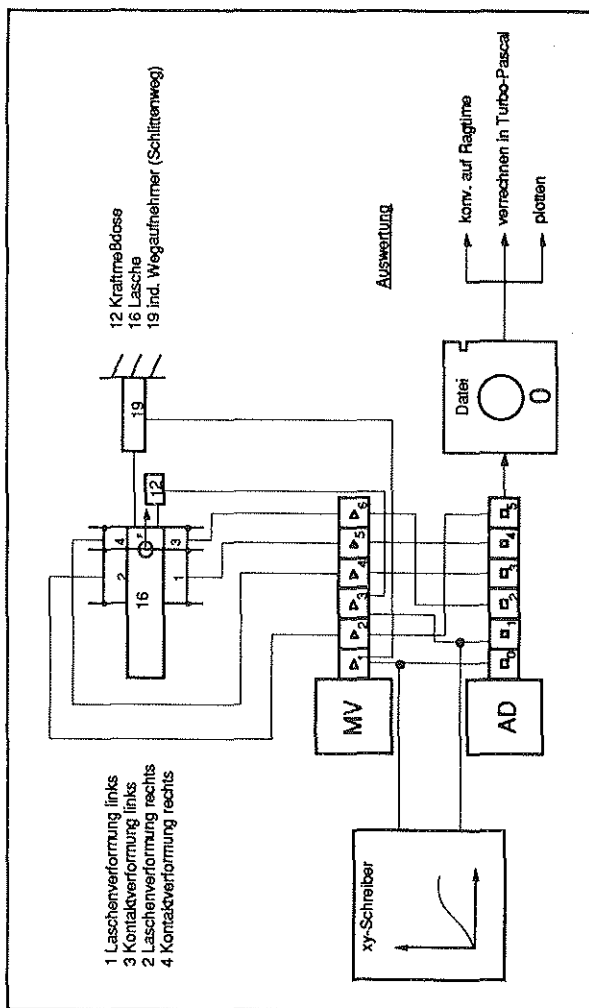


Bild 5: Blockschaltbild Meßwertfassung und -verarbeitung bei den Überlastversuchen an Augenstäben

Kanäle erfaßt und in Binärdarstellung gespeichert (integer-Dateityp).

Ein Konvertierungsprogramm liest die Integer-Datei und moduliert sie in eine vier byte-Textdatei. Die Höhe des digitalen Impulses liegt dann über Zahlenwerte codiert vor.

Die ASCII II-Datei wird zur Weiterverarbeitung in ein Tabellenkalkulationsprogramm konvertiert, wobei die Werte gleichzeitig den an den Verstärkereinschüben eingestellten Meßbereichen angepaßt werden. Die aus einem Zugversuch an einer St37-Lasche ($p=1.7$; $p=2.4$) ermittelten Meßdaten sind als Versuchsergebnis graphisch in **Bild 6** dargestellt. Die zeitgleiche Ausbildung von Fließzonen in Kopf- und Wangenquerschnitt kann bei einer Last von 50kN nachgewiesen werden.

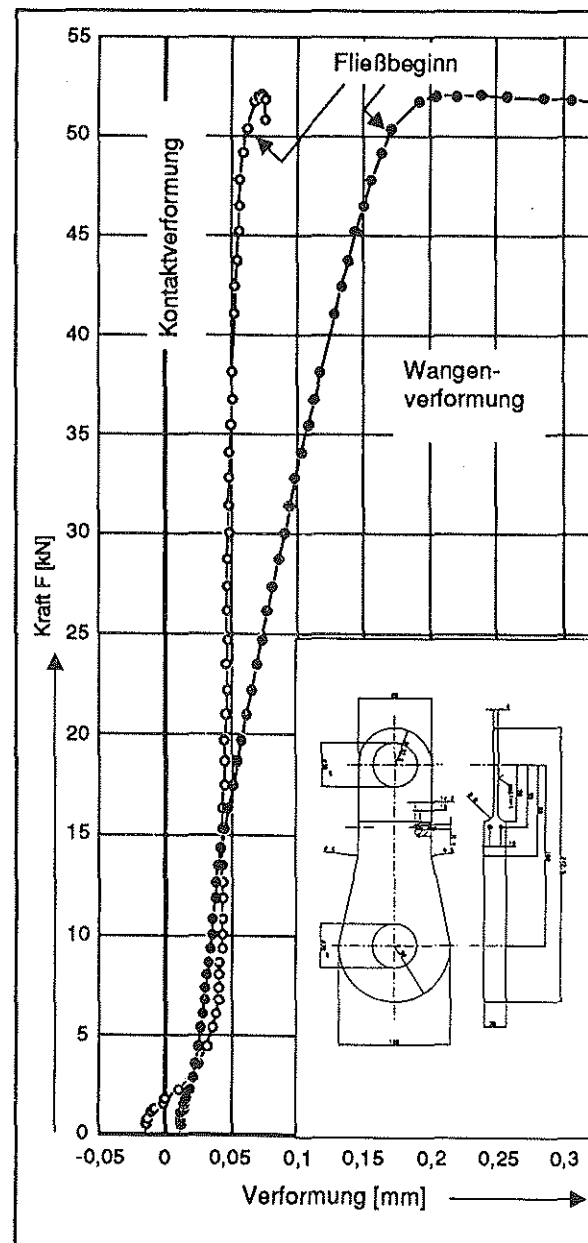


Bild 6: In Abhängigkeit von der Zugbelastung ermittelte Kontakt- und Wangenverformung bei einem St37-Augenstab (Laschendicke $t=4\text{mm}$)

4. Literatur

- /1/ Kuntzsch, V.
Laschenkettens-Bolzenberechnung,
Draht 1979, Heft 9, S.543-549
- /2/ Dietrich, L., Miastkowski, J.
Limit Load Tests of Pin Joints
Warschau 1971

Einsatz optischer Feldmeßverfahren zur Analyse der Körperschalleitung in Bauteilen und Maschinenstrukturen

K. Engel

1. Einleitung

Gewichtsminderung, Einbindung in ein Recyclingkonzept und Verringerung der Emissionen sind wesentliche Grundforderungen der Automobilindustrie für zukünftige Produktreihen.

Wechselwirkungen dieser drei Grundforderungen sind unvermeidbar. So zwingen Leichtbau und die Verwendung hochfester, aber auch wenig dämpfender, Werkstoffe zu neuen Lösungen bei der Minderung der Geräuschemission. Die bisher eingesetzten Gegenmaßnahmen, z. B. Konstruktionen mit großen Sperrmassen, aufwendige Kapselungen oder Dämpfung mit Fasermatten, bedeuten immer einen erheblichen Mehraufwand an Material und Finanzen und führen häufig zu Recyclingproblemen.

2. Die Körperschallproblematik

Körperschallerregte Geräusche entstehen, wenn durch Betriebskräfte oder Schwinggeschwindigkeiten die Maschinenstruktur zu mechanischen Schwingungen im hörbaren Bereich angeregt wird und eine Übertragung auf abstrahlungsfähige Außenflächen stattfindet.

Daher müssen systematische Untersuchungen zur Erfassung und gezielten Veränderung des akustischen Verhaltens von Maschinen und Anlagen neben der Entstehung von Schall, die Leitung in Maschinenstrukturen und Bauteilen und die Abstrahlung unter besonderer Berücksichtigung des Körperschalls in die Problemlösung mit einbeziehen. Insbesondere, da der maßgebliche Anteil der schallerzeugenden Energie bei vielen Maschinen auf Körperschalleitung zurückzuführen ist.

Im Gegensatz zur Schallerzeugung und -übertragung in Luft und Flüssigkeiten ist für eine Beschreibung des Körperschallfeldes in Festkörpern anstelle des skalaren Wechseldruckes formal die Feldgröße der Schnelle und Spannungszustände mit Tensorcharakter maßgebend.

In der Praxis werden die hierdurch bedingten Schwierigkeiten durch gesonderte Betrachtung je-

der auftretenden Körperschallwellenart umgangen. Neben Kompression und Dilatation treten in Festkörpern Schubdeformationen auf, wodurch in berandeten Medien Quasilongitudinalwellen, Torsionswellen, Rayleighwellen und Biege-Wellen hervorgerufen werden.

Die Ausbreitung des Körperschalls erfolgt nach den physikalischen Gesetzen der Wellentheorie. Die erforderlichen Kenntnisse können aus theoretischen und experimentellen Forschungsergebnissen über Ausbreitung, Reflexion und Überlagerung von Festkörperwellen abgeleitet werden, wie sie beispielsweise unter Leitung von Kuske / 1 / durchgeführt wurden.

Zum Zweck einer Verminderung des Körperschalls denkt man in erster Linie an eine bewußte Verlängerung der Wege des Körperschalls, um die innere Dämpfung des Werkstoffs auszunutzen. Die Kennzeichnung der Körperschalldämpfung erfolgt nach DIN 53 440 Teil 2 durch einen werkstoffspezifischen Verlustfaktor d . Der Verlustfaktor ist der Quotient aus der pro Schwingung in Wärme umgewandelten Energie zur nicht umgewandelten. Eine hiermit mögliche Berechnung der schalltechnischen Effizienz einer Werkstoffänderung hat nur theoretische Bedeutung, da in der Praxis komplexe, rechnerisch kaum erfaßbare schalltechnische Verhältnisse vorherrschen und zusätzliche Dämpfung an Trennflächen und Einspannungen eine Erhöhung des Verlustfaktors um den Faktor 10 bis 300 bewirken können.

In der bewußten Auslegung von Trenn- und Fügestellen zur Reduzierung der Körperschalleitung kann ein neuer erfolgversprechender Ansatzpunkt gesehen werden. Über das Körperschallverhalten von Schweißnähten ist in /5/ berichtet worden.

Ein zweiter Ansatzpunkt ist in dem gezielten Einbringen von Diskontinuitäten in den Schallübertragungsweg zu sehen, an denen die Körperschallwellen gestreut, gebeugt, reflektiert und interferiert werden. Die Art der einzubringenden Störungen können von geometrischer Art sein, d.h. Durchbrüche, Mikrorisse, Poren, freie Oberflächen des Bauteils,

oder von Grenzflächen mit hoher Schallkennimpedanzdifferenz in komplexen Materialien gebildet werden. Dabei besteht die Notwendigkeit einer gezielten Auslegung der Diskontinuitäten in Abhängigkeit von Frequenzbereich und Dämpfungsvermögen.

Der Einsatz optischer Ganzfeldmeßverfahren (dynamische Spannungsoptik, Moiré usw.) zur Untersuchung der Körperschallausbreitung und -übertragung in Maschinenbauteilen gestattet das gezielte Auffinden von Körperschallbrücken. Gleichzeitig ermöglichen diese Modellverfahren ein besonders kostengünstiges Vorgehen. Der gezielte Einsatz sowie die Optimierung der in den Körperschallübertragungsweg einzubringenden Störungsarten auf deren frequenzselektive Wirkung wird durch den Einsatz optischer Ganzfeldmeßverfahren erleichtert. Im Folgenden soll das Reflexions- und Interferenzverhalten freier Bauteiloberflächen am Beispiel eines Kreissegments unter Stoßbelastung näher erläutert werden.

3. Versuchstechnik

Die Simulation des Körperschallverhaltens erfolgt durch eine Stoßbeanspruchung. Der Stoß regt ein breites Frequenzspektrum der möglichen Körperschallwellenformen an. Stoßvorgänge sind immer instationäre Sonderereignisse. Die Amplituden der Anregungsfrequenzen sind proportional dem Impuls. Das Spektrum ist in Abhängigkeit von der Stoßdauer τ_s bis zu einer Frequenz $f_s = 1/\tau_s$ nahezu konstant und fällt erst darüber ab. Bauteilresonanzen bis in den kHz - Bereich werden angeregt.

Der Einsatz der dynamischen Spannungsoptik bildet die Grundlage für die Analyse dynamischer Spannungszustände. Das von Kuske /1/ entwickelte Einzelblitzverfahren ermöglicht eine kostengünstige Betrachtung dynamischer Prozesse bis in den MHz-Bereich durch eine photographische Serie von Einzelbildern. Durch Kombination mit dem Moiréverfahren ist von G.Wan am Institut für Maschinenwesen ein hybrides Modellverfahren /3,4/ speziell zur simultanen Erfassung des Verschiebungs- und Spannungsfeldes entwickelt worden. Hierdurch können im elastischen Verformungsbereich arbeitsintensive spannungsoptische Isoklinenaufnahmen

unterbleiben, zudem können Untersuchungen im plastischen und viskoelastischen Bereich (Modellierung der inneren Werkstoffdämpfung) durchgeführt werden.

Bild 1 zeigt eine schematische Darstellung der spannungsoptischen Bank zur Aufnahme dynamischer Beanspruchungsvorgänge.

Grundlage der Spannungsoptik ist die Spannungsdoppelbrechung eines durch den belasteten Modellwerkstoff hindurchtretenden Lichtstrahls. Der isotrope Brechungsindex des unbelasteten Modells wird durch einen ebenen Spannungszustand proportional der Größe der Hauptspannungen σ_1 und σ_2 richtungsabhängig verändert. Der Lichtvektor des polarisierten Lichtes wird beim Eintritt in das Modell nach dem Brewster'schen Gesetz in Richtung der beiden Hauptspannungen zerlegt. Beide Teilstrahlen durchlaufen das Modell entsprechend des jeweils gültigen Brechungsindex mit unterschiedlichen Ganggeschwindigkeiten. Dadurch entsteht beim Durchlaufen des Modells ein Gangunterschied beider Teilstrahlen zueinander. Im zweiten Polarisationsfilter werden die Teilstrahlen in Richtung der Polarisationsachse projiziert und interferieren miteinander. Die Punkte gleicher Hauptspannungsdifferenz, Isochromaten, erscheinen auf dem Modell in der Komplementärfarbe der entsprechend dem Gangunterschied ausgelöschten Wellenlänge.

Ist eine Hauptspannungsrichtung parallel bzw. senkrecht zur Polarisationsachse, so wird der zweite Teilstrahl vom Analysator vollständig absorbiert. Somit werden die Punkte gleicher Hauptspannungsrichtung auf dem Modell als schwarze Linien sichtbar.

Die Stoßbeanspruchung wird durch eine Wälzlagerkugel simuliert, die durch Druckluft in einem Schießrohr beschleunigt wird. Die Stoßdauer und die Intensität können durch die Parameter Kugelmasse, -geschwindigkeit und Amboßmasse an die Ähnlichkeitsgesetze angepaßt werden. Eine Lichtschranke im oberen Teil des Schießrohres liefert ein Triggersignal für eine stufenlos einstellbare Verzögerungseinrichtung, Retarder genannt. Nach Ablauf der voreingestellten Verzögerungszeit wird ein Blitzgerät ausgelöst. Einzelbilder des Stoßvorganges können zu beliebigen Zeitpunkten erstellt werden. Durch dieses Verfahren können reproduzierbare Vorgänge

ge in ihrem zeitlichen Ablauf lückenlos durch eine photographische Serie einzeln festgehaltener Zeitpunkte dokumentiert werden. Ausgehend von den Isochromaten- und Isoklinenbildern, die mittels des Einzelblitzverfahrens für bestimmte Zeitpunkte unter verschiedenen Isoklinenwinkeln aufgenommen wurden, lassen sich die Hauptspannungen mit einem numerischen Verfahren trennen. Unter Berücksichtigung der Gleichgewichts- und Verträglichkeitsbedingungen hat Kuske in /1/ ein Verfahren zur quantitativen Auswertung vorgestellt. Nach diesem Verfahren wurde im Institut für Maschinenwesen ein Programmsystem entwickelt, das die Hauptspannungen trennt, die Koordinatenspannungen und die Formänderungsenergie berechnet.

4. Interpretation von Isochromatenaufnahmen

Das Körperschallverhalten eines Kreissegments unter Stoßbelastung kann didaktisch sehr gut an den in **Bild 2** dargestellten Isochromatenaufnahmen verdeutlicht werden.

Der Stoß erfolgt in der Simulation zentral auf die Kreisbogenkontur. Die Stoßdauer beträgt 30 μ s. Die höchsten Isochromatenordnungen treten an der Stoßstelle zu Anfang des Beanspruchungsvorganges

ges auf. Die Longitudinalwellen (L-Wellen) und die Transversalwellen (T-Wellen) breiten sich konzentrisch vom Stoßpunkt aus. An der Umfangsseite des Kreissegments treten Reflexions- und Umwandlungsreaktionen der Longitudinal- und Transversalwellen auf, die neue Wellenfronten bilden (LL-Wellen und LT-Wellen, bzw. TT-Wellen und TL-Wellen). Etwa ab dem Zeitpunkt $t = 40 \mu$ s bilden sich mit dem Auftreffen der L- und LL-Wellen und später der T- und TT-Wellen auf den sich verjüngenden Abschnitt des Modells symmetrische Reflexionsfronten aus, die sich senkrecht zur Symmetrieachse des Kreissegmentes von der rechten und linken Berandung ausgehend in das Innere des Modells ausbreiten. Die sich konzentrisch um dem Stoßpunkt ausbreitenden Isochromaten werden verformt.

Im Modellinneren überlagern sich diese Wellenfronten, zusätzlich treten Interferenzen mit den primären Longitudinal- und Transversalwellen auf. Die Isochromatenordnung wird durch sich überlagernde Wellenfronten gleicher Frequenz deutlich reduziert. Die Spitze des Kreissegmentes bleibt während des gesamten Beanspruchungsvorganges nahezu lastfrei, gekennzeichnet durch eine Isochromate erster Ordnung.

5. Zusammenfassung

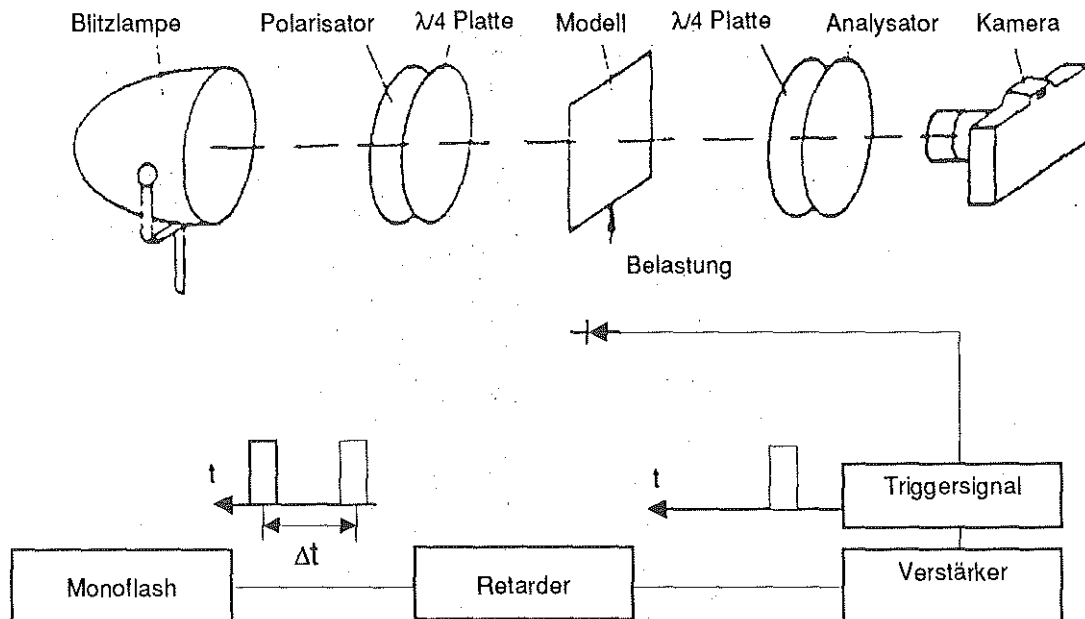
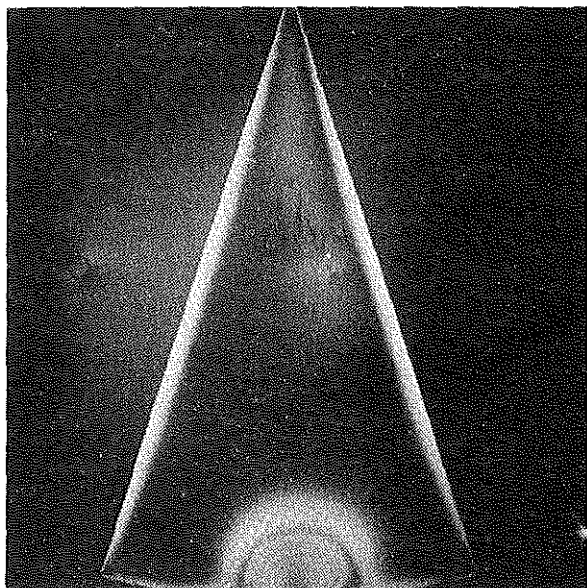
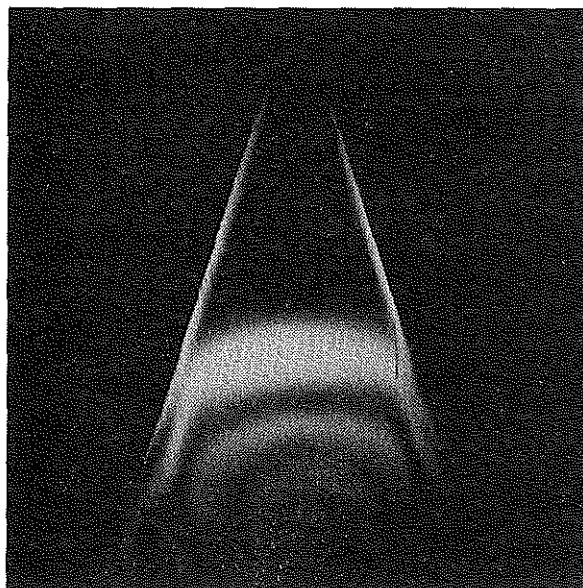


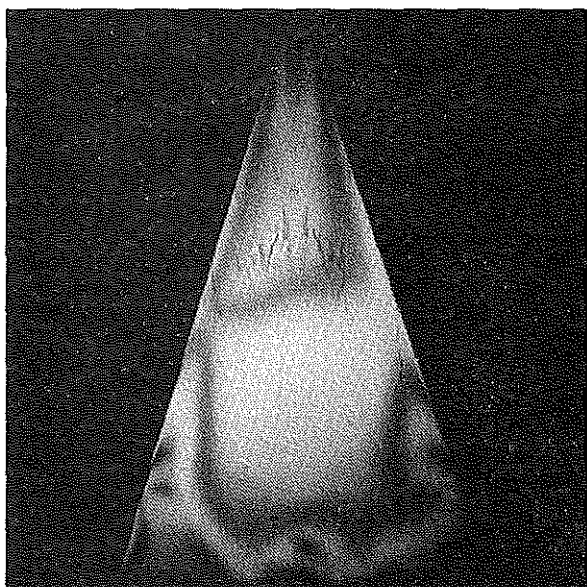
Bild 1 : Schematische Darstellung des dynamischen spannungsoptischen Versuchsaufbaus



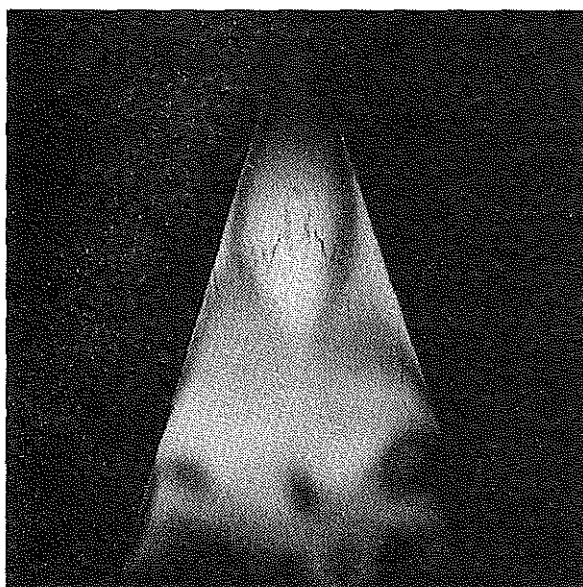
$t = 20 \mu\text{s}$



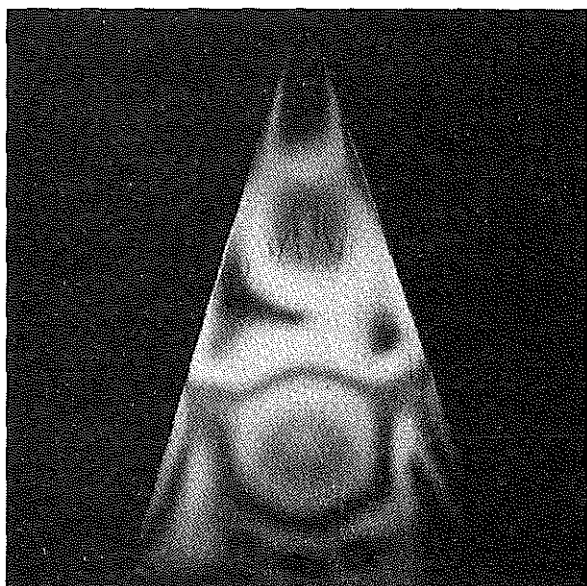
$t = 40 \mu\text{s}$



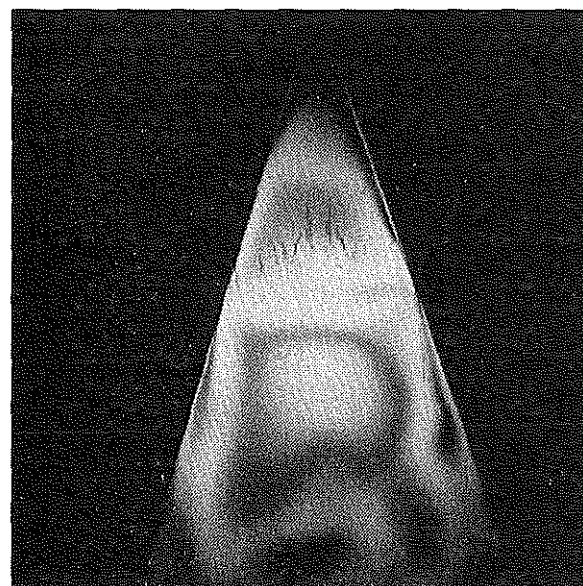
$t = 60 \mu\text{s}$



$t = 80 \mu\text{s}$



$t = 100 \mu\text{s}$



$t = 130 \mu\text{s}$

Bild 2: Isochromatenaufnahmen des Beanspruchungsvorganges

Durch die beschriebene Modelltechnik können Schwingungsknoten und Schnellemaxima am Modell lokalisiert und auf reale Bauteile übertragen werden. Zur Verifizierung der Ergebnisse am Originalbauteil kann auf ein teures Ganzfeldmeßverfahren, etwa 3D-Holographie, verzichtet werden.

Bereits anhand von einfachen Isochromatenaufnahmen des Beanspruchungsvorganges können Aussagen über die Körperschalleitung in einer Maschinenstruktur gemacht werden. Von besonderer Bedeutung ist dabei eine Reduzierung Körperschalleitung in unmittelbarer Nähe der Schallquelle um eine Abstrahlung an das umgebende Medium Luft zu verhindern.

Der Einsatz optischer Ganzfeldmeßverfahren (dynamische Spannungsoptik, Moiré usw.) ermöglicht die Einbeziehung freier Bauteiloberflächen in das Reflexions-, Beugungs- und Streuverhalten von Maschinenteilen. Eine gezielte Auslegung der Diskontinuitäten in Abhängigkeit von Frequenzbereich und Dämpfungsvermögen wird möglich.

Ab Mitte nächsten Jahres können zusätzlich eingeschwingene Betriebszustände durch einen elektrodynamischen Shaker simuliert werden.

6. Literaturverzeichnis

- /1/ A., Kuske:
Dynamische Spannungszustände und ihre Darstellung durch spannungsoptische Versuche
Konstruktion 17 (1965), H.6, S.213
- /2/ P. Dietz, J. Albers, G. Wan:
Dynamische spannungsoptische Untersuchungen über das Körperschallverhalten von Aggregatträgern
Institutsmittellung des IMW TU Clausthal 1988
- /3/ G. Wan:
Hybride Meßverfahren zur Untersuchung der dynamischen Spannungszustände
Diss. TU Clausthal 1990
- /4/ P. Dietz, G. Wan, J. Albers:
Ein hybrides Meßverfahren mittels Spannungsoptik und Moiré zur Bestimmung des vollständigen Spannungs- und Verformungszustandes bei dynamischen Beanspruchungen
13. GESA-Symposium VDI Berichte 815, Düsseldorf 1990
- /5/ P. Dietz, G. Wan, J. Albers:
Untersuchung der Körperschalleitung über Schweißnähte
(Veröffentlichung in Vorbereitung)

Forschungsaktivitäten des Instituts für Maschinenwesen

Spannungsoptik

Ermittlung und Beurteilung der Beanspruchung von Bauteilen und deren festigkeitsmäßige Optimierung

- unter statischer Beanspruchung (ebene und allgemeine räumliche Spannungszustände)
- unter dynamischer Beanspruchung (stoßartige Belastung, Ausbreitung von Spannungswellen)
- unter elastoplastischer Beanspruchung (Kerbwirkung, Festigkeitserhöhung durch plast. Formgebung)
- automatische Bildverarbeitung, Hybridverfahren Spannungsoptik- Moiré zur Untersuchung nichtlinear- elastischer Werkstoffe
- Entwicklung neuer spannungsoptischer Werkstoffe und Auswerteverfahren zur Erfassung plastischer bzw. hochdynamischer Vorgänge

Finite Elemente

Ermittlung und Beurteilung der Beanspruchung von Bauteilen und deren festigkeitsmäßige Optimierung unter verschiedenen Werkstoff- und Versagenskriterien mit den Programmsystemen ASKA, ADINA, SOLVIA, MARC

- ebene und räumliche, statische sowie dynamische Rechnungen
- homogenes, orthotropes sowie elastoplastisches Werkstoffverhalten
- Beanspruchungen unter Fliehkraft und Kontaktprobleme
- stationäre und instationäre Wärmerechnungen
- Hybridverfahren Spannungsoptik - FEM

Pneumatik

- Betriebsverhalten pneumatischer Antriebe
- Widerstandsverhalten pneumatischer Schaltelemente in stationärer und instationärer Strömung
- Konstruktion schneller Druckventile
- Systeme von Luftfedern und Ventilen zur Erzeugung vorgewählter Federkennlinien
- Kombination von Über- und Unterdrucksystemen für die Antriebstechnik

Maschinenakustik

- Geräuschminderung von Einzelmaschinen und Maschinenhallen
- Systematisches Konstruieren und primäre Schallminderung
- Schallminderung an Druckluft-Drehantrieben
- Durchströmte Absorptionsschalldämpfer
- Untersuchungen zu Körperschall
- Entwicklung von Körperschall-Impedanzelementen

Werkzeugmaschinen

- Baureihen- und Baukastenentwicklung von Werkzeugen und Maschinen
- Spannsysteme
- Spindellagerungen
- Rentabilitätsbetrachtungen
- Programmierung von Maschinen

Maschinenelemente

- Beanspruchungsermittlung
- Reibung und Verschleiß an Welle-Nabe-Verbindungen und Ausgleichskupplungen
- Tragfähigkeitsberechnung und Gestaltfestigkeitsermittlung an Zahnwellen
- Stabilität und Tragverhalten von Linearlagern

- Verbindungselemente unter hohen mechanischen und thermischen Belastungen
- Plastisches Verformungsverhalten bei Zuggliedern
- Verbindungstechniken Metall-Keramik bei hohen Temperaturen

Verfahrenstechnische Maschinen

- Entwicklung und Optimierung von Mühlen und Windsichtern, Zentrifugen, Heißgasgebläsen, chemischen Reaktoren, Entwicklung von Reaktionsmühlen sowie Industriebrennern in Hybridbauweise

CAD/CIM

- Schnittstellen für CAD-Systeme zu FE-, Berechnungs-, Organisationsprogrammen
- Entwicklung von Kurven- und Variantenprogrammen
- Einbindung von Konstruktionsdaten in den Produktdatenaustausch
- Anwendung von Datenbanken im CIM-Umfeld und von Konstruktionsinformationssystemen
- Strategien zur Informationserfassung, Datenhaltung und -verteilung
- Konstruktionsinformationssystem
- Übergabe von CAD-Daten in den Fertigungsprozeß
- Dreidimensionales Konstruieren und Tolerieren
- CAD-CIM-Schnittstellen-Normierung in der rechnergestützten Fertigung
- Schnittstelle Konstruktion-Fertigungsprozeß
- Einbindung von CAD (2D/3D) in den Konstruktionsprozeß

CIM-Labor

- Erprobung von Konzepten auf der Schnittstelle Konstruktion-Fertigungsprozeß, insbesondere in der CAD-NC-Verfahrenskette
- Ermittlung von Daten zur Qualitätssicherung und Übergabe zur Konstruktion
- Einbindung von PPS-Systemen
- Werkzeugdatenverwaltung

Laufende Forschungsprojekte

- Zahn- und Keilwellenverbindungen, Beanspruchungen und Verschleiß
- Geschwächte Schrupfverbindungen, Beanspruchungen und Berechnung
- Seiltrommeln (ein- und mehrlagig bewickelt)
- Konstruktionssystematik an Maschinen der Verfahrenstechnik, Expertensysteme für verfahrenst. Maschinen
- Gestaltung schnelllaufender Rotoren der Verfahrenstechnik (Windsichter, Prallmühlen usw.). Entwicklung von Heißgasumwälzaggregaten. Konstruktionsstrukturen von Kreislaufreaktoren für heterogen-katalytische Gasumwälzung, Entwicklung von Reaktionsmühlen. Untersuchung der dyn. Zusammenhänge beim Prallmahlen
- Entwicklung von Hochleistungs-Ofenbrennern und Ofenkonstruktion
- Entwicklung von Maschinenelementen und Verbindungstechniken bei hohen Temperaturen (über 1000 °C)
- Modelluntersuchungen zur elasto-plastischen Beanspruchung von Maschinenelementen (Optimierung von Zuggliedern mit teilplastischer Verformung)
- Dynamische Spannungsoptik (Bauteilbeanspruchung, Partikelzerkleinerung)
- Entwicklung spannungsoptischer Auswerteverfahren mittels elektronischer Bildverarbeitung
- Hybridverfahren Spannungsoptik - Moiré
- Spannungsoptische Ermittlung von Textureffekten in Metallen
- Systematisches Konstruieren lärmärmer Maschinen
- Schallemission, Schallanalyse im schallarmen Raum

- Schallminderung an Druckluft-Drehkolbenmotoren
- Beanspruchungsanalyse und Optimierung stoßbelasteter Maschinenteile
- Detailkonstruktionen an Werkzeugmaschinen, Genauspinnen zylindrischer Teile
- Einbindung von CAD in den interaktiven Konstruktionsprozeß
- Entwicklung von CIM-Schnittstellen (CAD-Normteiledaten, CAD-NC-Verfahrenskette, CAD- und Betriebsmittelmodelle)
- Programmierung elektronisch gesteuerter Werkzeugmaschinen

Weiteres Leistungsangebot

Beratung und Erstellen von Gutachten

- Festigkeit von Bauteilen
- Berechnung, Untersuchung, Messung
- Entwicklung neuer Konstruktionen
- CAD-Einführung in Betriebe
- Erstellung von Schnittstellen

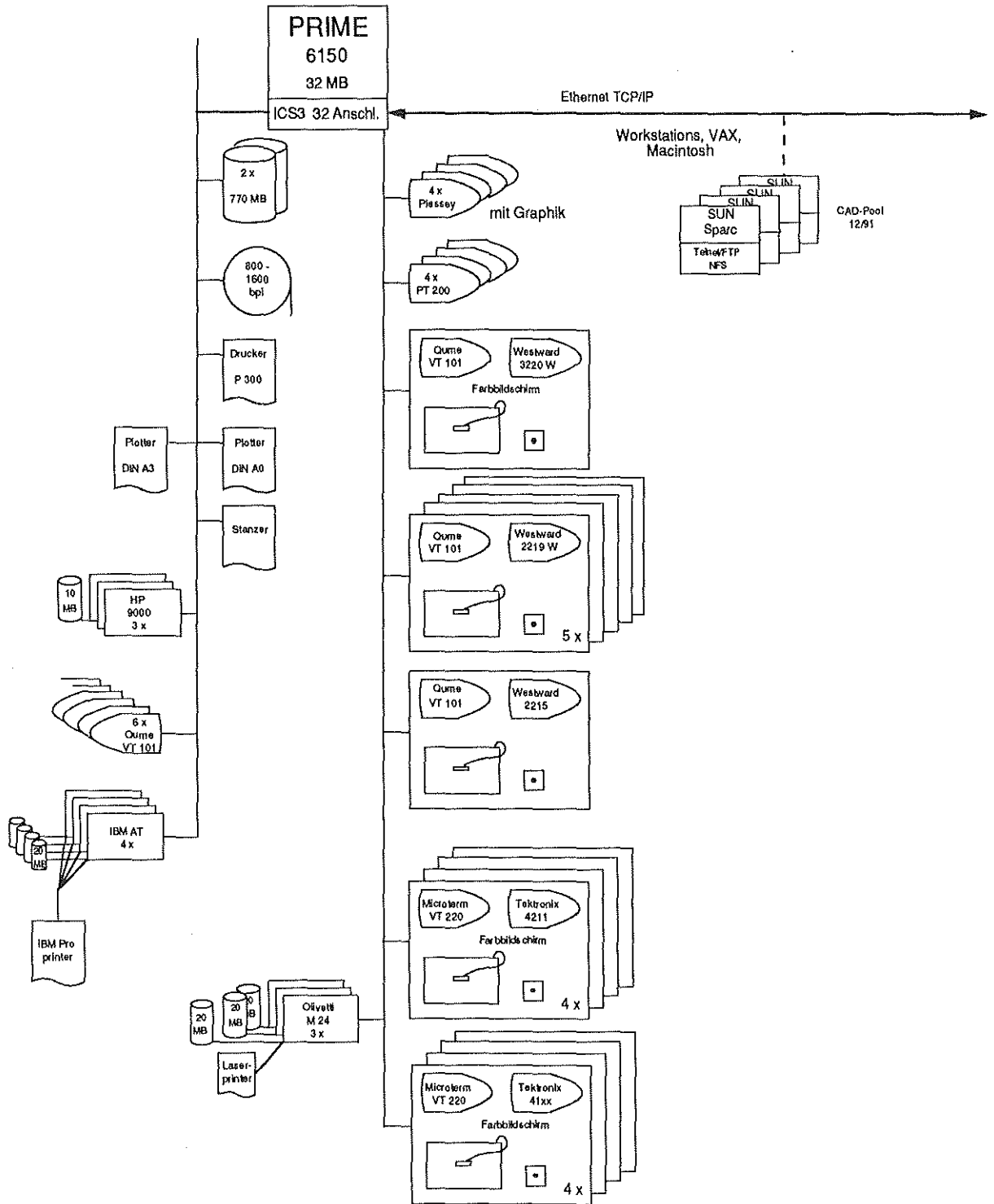
Fort- und Weiterbildung

- Seminare in "Maschinentechnik, Methodisches Konstruieren, CAD-Einführung, CIM-Einführung, Baukasten-Baureihenkonstruktion, Kostenbewußtes Konstruieren, Erzeugnisstrukturen und Stücklistenwesen, Pneumatische Antriebstechnik"

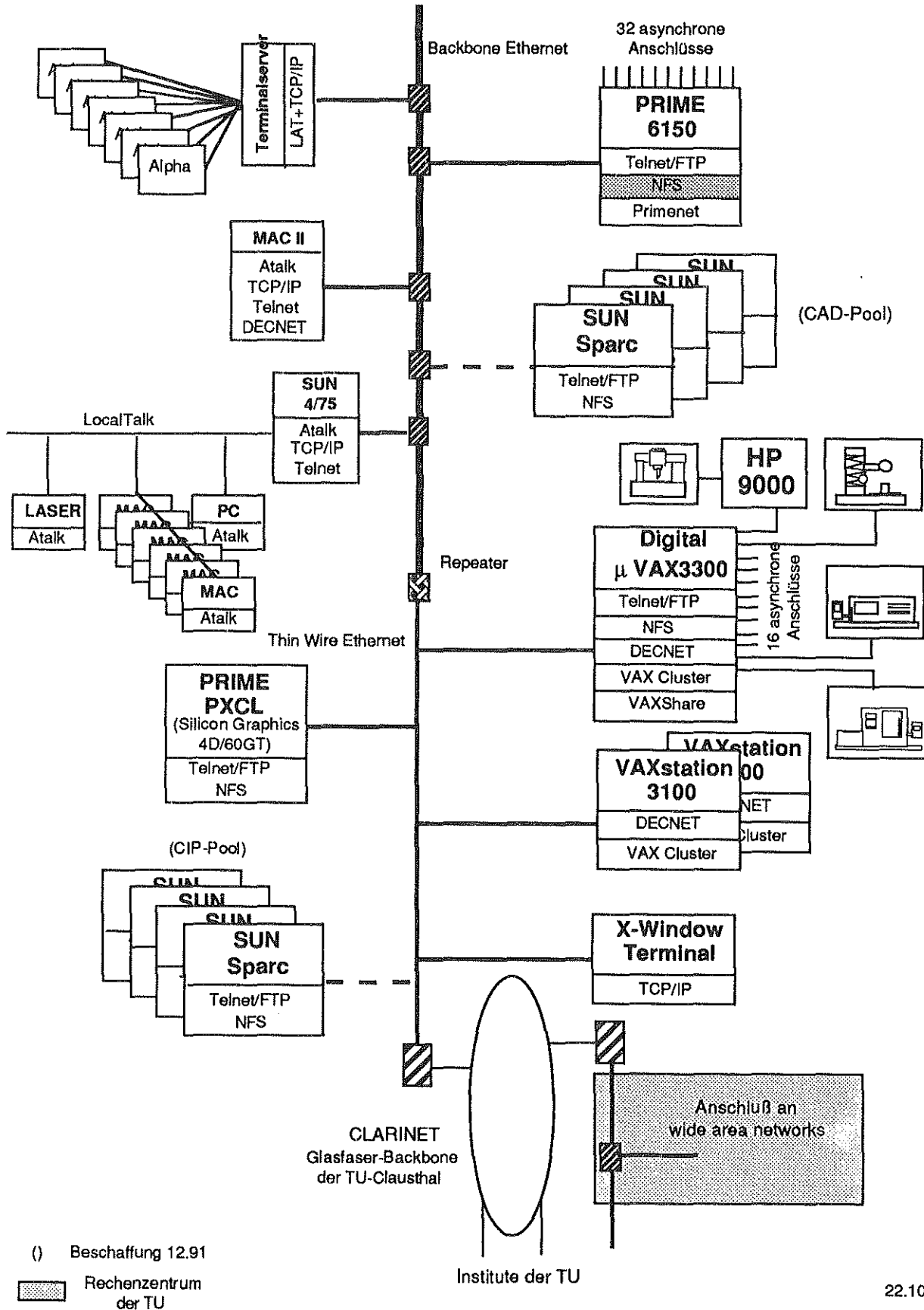
Kooperation mit der Industrie

- Werkzeugmaschinenindustrie
- Verfahrenstechnische Industrie
- Schwermaschinenindustrie
- Maschinen- und Apparatebauunternehmen allgemein

Konfiguration CAD/CAE



Netzwerkkonfiguration im IMW



() Beschaffung 12.91

Rechenzentrum der TU

Softwareausstattung im IMW

	PRIME 6150	SUN Sparc	VAX 3300/3100	PRIME PXCL 5500
FEM	ASKA ASKAMESH ASKA- VIEW NPCL MENTAT MARC	MENTAT MARC (ProEngineer)		MENTAT MARC
CAD	MEDUSA	MEDUSA (ProEngineer)	MEDUSA	MEDUSA 3D
NC	AUTOPIT GNC	GNC	AUTOPIT GNC	GNC
PPS			PIUSS-O	
Fertigungssteuerung			MAHO FS 2000	
Werkzeugverwaltung			WKZ+	
Expertensystemshell	KES	Prokappa		
Benutzungsoberfläche	PRIFORMA (X-Windows)	OpenWindowsSUN- TOOLS	FMS DEC Windows	4Sight X-Windows
Datenbank Software	ORACLE	ORACLE	RDB	
Entwicklungs- unterstützung	DEBUG	UNIX-Tools	VAX-Set	UNIX-Tools
	EMACS	EMACS	(EMACS)	(EMACS)
Programmier- sprachen	FORTRAN 77 C PASCAL	FORTRAN 77 C	FORTRAN 77 C PASCAL	FORTRAN 77 C
Netzwerke	NFS FTP / TELNET TCP/IP	NFS FTP / TELNET TCP/IP	NFS FTP / TELNET TCP/IP	NFS FTP / TELNET TCP/IP
Betriebssystem	PRIMOS Rev. 22	UNIX SunOS 4.1.1	DECNET VMS 5.1-1	UNIX IRIX 3.2

(Produkt): bei Bedarf installierbar bzw. Installation geplant

Prüfstände und Laboratorien des Instituts für Maschinenwesen

Prüfstände für Untersuchungen an Maschinenelementen

- Zahnwellen-Prüfstand zur speziellen Untersuchung verschiedener Schmierbedingungen
- Zahnwellen-Prüfstand zur Aufbringung dyn. Drehmomente, von Lastkollektiven und Axialbewegungen
- Zahnwellen-Schwingungsprüfstand zur experimentellen Ermittlung der Gestaltfestigkeit (im Bau)
- Umlauf-, Biege- und Torsions-Prüfstand für universelle Untersuchungen an Verbindungselementen
- Liegende hydraulische Zugprüfeinrichtung

Prüfstände zur Untersuchung verfahrenstechnischer Maschinen

- Schleuderprüfstand für schnell drehende Rotoren (Windsichter)
- Prüfstand für Feinprallmühlen
- Prüfstand zur gleichzeitigen Schwing-Mahlung und Aktivierung mineralischer Rohstoffe

Spannungsoptisches Labor

- Dyn. spannungsoptische Bank mit Belastungseinrichtungen und elektronisch gesteuertem Einzelblitz
- Versuchsanlage zum hybriden Meßverfahren mit Spannungsoptik und Moiré (dyn. Nichtlinearitäten)
- Opt. Bank zur Trennung und Vervielfachung der Verschiebungsisotheten mittels Weißlichtzerlegung
- Modellerstellungs- und Auswertungseinrichtungen ebener und räumlicher spannungsoptischer Modelle
- Bildverarbeitungssystem zur Bildauswertung der Aufnahmen von optischen Verfahren
- Spannungsoptische Untersuchungen im elastoplastischen Bereich mit dem Werkstoff Silberchlorid

Akustisches Labor

- Schallarmer Raum
- Geräte zur Messung der Schalleistung
- FFT-Analyser zur Untersuchung des Schwingverhaltens von Maschinen und Maschinenelementen

CIM-Labor

- 4-Achsenbearbeitungszentrum
- CNC-Drehmaschine mit interpolierender C-Achse
- 3-Koordinatenmeßgerät mit NC-Rundtisch
- Werkzeugvoreinstellgerät

Lebensläufe

Bock, Uwe: Jahrgang 1963, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.10.1988 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Bugow, Rainer: Jahrgang 1959, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.10.1988 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Deppermann, Georg: Jahrgang 1959, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal. Seit 01.08.1986 wiss. Angestellter am IMW. Dissertation 1991 über die konstruktive Gestaltung von Hochgeschwindigkeitsrotoren in Feinprallmühlen.

Dietz, Peter: Jahrgang 1939, studierte Maschinenbau an der TH Darmstadt, wiss. Assistent am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebe der TH Darmstadt, Promotion 1971 über die Berechnung von Seiltrommeln. Seit 1974 Leiter der Stabstelle Konstruktionssysteme der Pittler Maschinenfabrik AG, Langen, seit 1977 dort Leiter der Entwicklungsabteilung, seit 01.10.1980 Professor und Institutsdirektor des IMW.

Engel, Klaus: Jahrgang 1960, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.04.1991 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Hartmann, Detlef: Jahrgang 1961, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.10.1988 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Holland, Martin: Jahrgang 1961, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.10.1988 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Jakel, Roland: Jahrgang 1965, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.09.1990 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Kalliwoda, Werner: Jahrgang 1959, studierte allg. Maschinenbau an der TH Darmstadt, seit 01.12.86 wiss. Angestellter am IMW.

Kalwa, Ralf: Jahrgang 1962, studierte Physik; Schwerpunkt Atom-, Molekül- und Festkörperphysik - Computergestützte Methoden, an der TU Clausthal. Vom 15.05.1990 - 30.04.1991 wiss. Mit-

arbeiter am Institut für Theoretische Physik der TU Clausthal, gleichzeitig qualifizierte wiss. Hilfskraft am RZ der TU Clausthal mit Schwerpunkt Rechnernetzung. Seit 01.05.1991 wiss. Angestellter am IMW.

Kruse, Peter J.: Jahrgang 1962, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.11.1989 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Neumann, Uwe: Jahrgang 1963, studierte Verfahrenstechnik; Schwerpunkt Anlagenbau/Energieverfahrenstechnik an der TU Clausthal, seit 01.10.90 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Prengemann, Ulf: Jahrgang 1962, studierte Fertigungstechnik / Maschinenbau an der TU Dresden. Vom 01.03. 1987 bis Juni 1988 Konstruktionsingenieur bei einem Baumaschinenhersteller in Berlin. Seit 01.10.1988 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Rothe, Frank: Jahrgang 1961, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal. Seit 01.03.1989 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Rübelke, Ludger Jahrgang 1963, studierte Maschinenbau, Studienrichtung Konstruktionstechnik / Mechanik an der Uni-GH-Paderborn. Seit 01.03.1989 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Schäfer, Günter: Jahrgang 1963, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.11.89 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Tan, Li Jahrgang 1958, studierte Maschinenbau an der Technischen Hochschule Nanjing, China. Von 1984 bis 1986 Assistent an der TH Nanjing; seit 01.04.1988 wiss. Angestellter am IMW.

Tan, Zhenlun: Jahrgang 1952, studierte Maschinenbau an der TU Fuxin (China) mit dem Abschluß Master Eng.. Seit 01.09.1985 Assistent am Institut für Maschinenwesen der TU Fuxin; seit 01.07.1988 wiss. Angestellter am IMW.

Wesolowski, Klemens: Jahrgang 1963, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.01.1991 wiss. Mitarbeiter am IMW.

