



Institut für Maschinenwesen

Prof. Dr.-Ing. Peter Dietz

Mitteilung Nr. 14 (1989)



IMW
TU Clausthal

**Mitteilungen aus dem
Institut für Maschinenwesen
der
Technischen Universität Clausthal
Nr. 14
(November 1989)**

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. Peter Dietz

Redaktion und Layout: Sebastian Morgenroth

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

Titelbild: In diesem Jahr wird das Institut für Maschinenwesen 60 Jahre alt. Zur Erinnerung daran zeigt das Titelbild einen Blick in die Maschinenhalle. Das Foto entstand in den Anfangsjahren des Institutes, etwa um 1930.

| Inhaltsverzeichnis | Seite |
|---------------------------|--------------|
| | 3 |
| P. Dietz | 5 |
| S. Morgenroth | 13 |
| U. Bock | 19 |
| W. Kalliwoda | 23 |
| J. Albers, G. Wan | 27 |
| L. Rübhelke | 33 |
| A. Kratzsch | 39 |
| G. Deppermann | 45 |
| F. Rothe | 53 |
| U. Prengemann | 61 |
| R. Bugow | 65 |
| M. Holand, U. Prengemann | 69 |
| D. Hartmann | 73 |
| N. Müller | 77 |
| J. Mendel | 83 |
| | 86 |
| | 87 |
| | 88 |
| | 89 |
| | 90 |
| | 91 |
| | 92 |

Vorwort

Mit der letztjährigen 13. Institutsmitteilung und der vorliegenden Ausgabe möchten wir die Darstellung der Arbeiten des Instituts für Maschinenwesen zu einer jährlichen Tradition machen. Dies hat einerseits damit zu tun, daß das Institut mit zwei Professoren und zur Zeit 18 wissenschaftlichen Mitarbeitern auch jährlich genügend "Stoff" zum Füllen eines Informationsheftes aufweist. Andererseits sind die Entwicklungen auf dem Gebiet der Konstruktionsmethodik, des CAD und anderer Forschungsgebiete auch innerhalb des Institutes so rasant - und sie scheinen es auch weiterhin zu bleiben -, daß eine jährliche Dokumentation der Entwicklung des Institutes diesem Tempo angemessen erscheint.

Dabei sind zunächst Wandlungen in der Lehre zu nennen. Beginnend mit einem Unterrichtsprojekt werden ab 1989 die Studierenden der TU Clausthal am Institut für Maschinenwesen bereits im 1. Semester in computergestützten Methoden der Ingenieurwissenschaften unterrichtet. Die dank ministerieller Unterstützung relativ gute Ausstattung an Rechnerarbeitsplätzen ermöglicht es uns, das altbekannte Technische Zeichnen um die Variante Computer Aided Design (CAD) bereits im ersten Semester zu erweitern. Dies wird sich in den Übungen in Maschinenelementen fortsetzen, wobei in den letzten Jahren eine Reihe von Anwendungsprogrammen für Studenten zur interaktiven Berechnung von Maschinenelementen geschaffen wurden. Die rechnergestützte Arbeit wird nach dem Vorexamen innerhalb der Vorlesungen über Konstruktionsmethodik und durch den Vorlesungs- und Praktikumskomplex "CIM" (Computer Integrated Manufacturing) weiter aufgebaut. Auf diesem Gebiet haben wir vor einigen Jahren bereits mit Kompaktkursen für Gastwissenschaftler und Interessenten aus der Industrie angefangen, die sich eines regen Zuspruchs erfreuen.

Die in der letzten Mitteilung angekündigte Erweiterung der Institutsaktivitäten durch die Einrichtung eines CIM-Labors hat zur Anschaffung

von Werkzeugmaschinen modernster Techniken geführt - zwei Artikel in diesem Heft befassen sich mit Auswahl, Aufgaben und Weiterentwicklung dieses Labors. Die erfolgreiche Einrichtung ist in erster Linie einer großzügigen Förderung durch die Stiftung Volkswagenwerk zu verdanken, ein besonderer Dank gilt aber auch den Werkzeugmaschinenherstellern MAHO, Monforts, Zeiss, Gildemeister und Röhm, die mit zum Teil erheblichen Schenkungsbeiträgen diesem Labor "auf die Beine" halfen. Schon jetzt ist auch an der Begeisterung der Studenten zu erkennen, daß wir mit Hilfe dieser modernen Techniken einen interessanten Beitrag zur praxismgerechten Ausbildung unserer Studenten leisten können.

Der Sonderforschungsbereich 180: Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen unter besonderen mechanischen, thermischen und chemischen Belastungen, für den das Institut für Maschinenwesen eine Leitfunktion einnimmt, hat im Oktober mit seinem ersten zweitägigen Kolloquium einem internationalen Kreis von Wissenschaftlern und Industrieteilnehmern Forschungsergebnisse vorgestellt, die in einem Berichtsband veröffentlicht wurden. Auch der Forschungsbereich der Erarbeitung von Schnittstellen innerhalb der rechnergestützten Konstruktion und Fertigung, der in Zusammenarbeit mit Instituten der Universitäten Berlin, Stuttgart, Karlsruhe und Aachen durchgeführt wird, zeigt erste erfreuliche Ergebnisse, von denen in diesem Mitteilungsheft in drei Aufsätzen berichtet wird. Angesichts der bevorstehenden Erweiterungen solcher Arbeiten im gesamteuropäischen Raum wächst dieser Themenkreis zur Zeit zu einem der großen Schwerpunkte des Institutes heran.

Ein traditioneller Bereich unserer Forschungen - die Spannungsoptik - erhielt im letzten Jahr einige interessante Erweiterungen und neue Anwendungsaspekte. Die mit der Methode der dynamischen Spannungsoptik ermittelbaren Vorgänge des Stoßwellenverlaufs durch Bauteile konnte für Grundsatzbetrachtungen über die Über-

tragung von Körperschall angewendet werden und fand eine besondere Beachtung in der Automobilindustrie zu Fragen der Anbindung von Antriebsaggregaten an die Karosserie. Gleichzeitig erhielt diese Technik einen neuen Schub durch die Vervollkommnung unserer Bildauswertanlage und die Entwicklung einer neuen Meßmethode mit gleichzeitiger Anwendung von Spannungsoptik und Moiré-Technik. Diese Untersuchungsmethode befähigt uns zu neuen Überlegungen und Ansätzen bei der Gestaltung von Maschinenteilen für dynamische Beanspruchungen oder unter dem Einfluß von Körperschall.

Im Bereich der Maschinenelemente hat sich das Institut zum international anerkannten "Zahnwelleninstitut" gemausert, der erste Aufsatz dieses Heftes beschreibt den vorliegenden Stand unserer Arbeiten und die Aussicht auf eine zusammenfassende Ergebnisdarstellung in Form einer abgesicherten Berechnungsnorm innerhalb der nächsten Jahre. Daneben befassen wir uns mit der Untersuchung von Bolzen-Laschen-Verbindungen, in die wir auch plastische Verformungen und tribologische Vorgänge einbeziehen wollen.

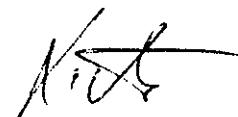
Bei allen genannten Aktivitäten arbeiten wir eng mit Wissenschaftlern dieser und anderer Hochschulen zusammen. Besonders erfreulich ist dabei die Stärkung des Kontaktes zu der Bergakademie Freiberg, mit der wir einen Kooperationsvertrag auf dem Gebiet verfahrenstechnischer Maschinen besitzen. Prof. Dr. rer. nat. Karl Höffl hielt im Frühjahr dieses Jahres einen Kompaktkurs zur Konstruktion und Berechnung von Zerkleinerungsmaschinen, der in der gesamten Hochschule als Bereicherung angesehen wurde. Professor Javier Castani aus Zaragoza, mit dem wir im Rahmen des ERASMUS-Programmes intensiv zusammenarbeiten, kam zu einem Seminar zur Konstruktion von Kunststoffteilen, der von einer Reihe von Studenten genutzt wurde und uns zu weiteren Überlegungen in der Zusammenarbeit mit Spanien anregt. Schließlich konnten wir unseren Kontakt zur Akademie in Krakau durch einen einwöchigen Besuch eines großen Teils der

Institutsmitglieder in Krakau festigen, Professor Sciemeniec nahm wie Professor Höffl aktiv am Kolloquium des Sonderforschungsbereichs teil.

In diesem Jahre haben wir als Titelbild eine historische Aufnahme aus dem Institut gewählt. Das hängt damit zusammen, daß wir im Herbst dieses Jahres einen Geburtstag hatten, das Institutsgebäude wurde 60 Jahre alt. Eigentlich hätten wir dieses Ereignis und unseren Jubilar gerne in einer größeren wissenschaftlichen und freundschaftlichen Veranstaltung gefeiert - aber wer lädt schon gern sein Freunde im naßkalten Oberharz auf eine Baustelle ein??? Leider ist nämlich unser im letzten Jahr freudig angekündigter Institutsumbau dank der rasanten Abwicklungstechnik bei Bauvorhaben von Behörden zu einem Projekt geworden, das uns offensichtlich noch länger beschäftigt und uns in abwechselnder Folge mit Farbspritzern, Betonstaub, Heizungszusammenbrüchen und fliegenden Dachziegeln bereichert - sehr zur Freude unserer empfindlichen Meßgeräte und Mitarbeiter. Wir sind dennoch guten Mutes und hoffen, Sie im Frühjahr 1990 in ein einigermaßen bewohnbares Fritz-Süchting-Institut zur Geburtstagsfeier einladen zu können.

Mit den hier aufgeführten Berichten aus den Arbeiten des Institutes möchten wir wie in den vergangenen Jahren einen kleinen Ausschnitt unserer Aktivitäten zeigen, der in vielen Fällen garnicht aus den wissenschaftlichen Haupttätigkeiten der Mitarbeiter herrührt. Ich würde mich freuen, wenn der eine oder andere Artikel Ihr Interesse fände und zu technisch-wissenschaftlichen Diskussionen auf einem unserer Tätigkeitsgebiete führt. In diesem Sinne wünsche ich Ihnen viel Spaß bei der Lektüre und freue mich über alle Anregungen und Kontaktaufnahmen aus Hochschule und Industrie.

Clausthal-Zellerfeld, im November 1989



Stand der Zahnwellenforschung am Institut für Maschinenwesen

Prof. P. Dietz

Ausgehend von vorangegangenen Arbeiten in Darmstadt [1] befaßt sich das Institut für Maschinenwesen seit 1980 mit der Erforschung des Betriebs- und Tragfähigkeitsverhaltens von Zahnwellenverbindungen. Die Forschungsarbeiten werden gefördert von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) und der Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), die Ergebnisse fließen in eine Berechnungsnorm DIN 5466 E ein und sind in unterschiedlichen Forschungsberichten und Veröffentlichungen dargestellt. Im folgenden soll in einer kurzen Zusammenfassung der jetzige Stand der Ergebnisse dargestellt werden.

1 Überblick anhand typischer Schadensfälle

Die Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen ist grundsätzlich begrenzt durch die Festigkeit von Welle und Nabe (Gewalt- oder Dauerbrüche, Zahnneckbrüche, Verformungen und Bruch der Nabe) und durch Verschleiß. Dabei sind oft anwendungsspezifische Einflüsse überlagert.

Bild 1 zeigt das charakteristische Bruchbild einer Zahnwelle, die über die Streckgrenze hinaus belastet wurde. Der Bruch beginnt in den Nutenecken, die Risse breiten sich radial und axial aus, die Welle zerfällt in eine Anzahl sektorförmiger Stäbe. Bei Gewalt- oder Dauerbrüchen gehen die Anrisse meist von einer Zahnfußkerbe am Rand der Verbindung aus, da die Spannungen infolge des Steifigkeitssprungs am Rand am höchsten sind. Zahnbrüche bei Steckverzahnungen sind verhältnismäßig selten und sehr oft auf Lasteinleitungsprobleme durch örtlich unterschiedliche Steifigkeiten der Nabenteile zurückzuführen.

Die unangenehmste und zugleich häufigste Schadenserscheinung ist der Verschleiß der Zähne, wie er bevorzugt an flankenzentrierten Verbindungen auftritt. Mit fortschreitendem Verschleiß vergrößert sich das Spiel der Verbindung, Welle und Nabe laufen exzentrisch und unruhig und sind damit oft auch die Ursache für weitere Ausfälle in Antriebssystemen (Bild 2)

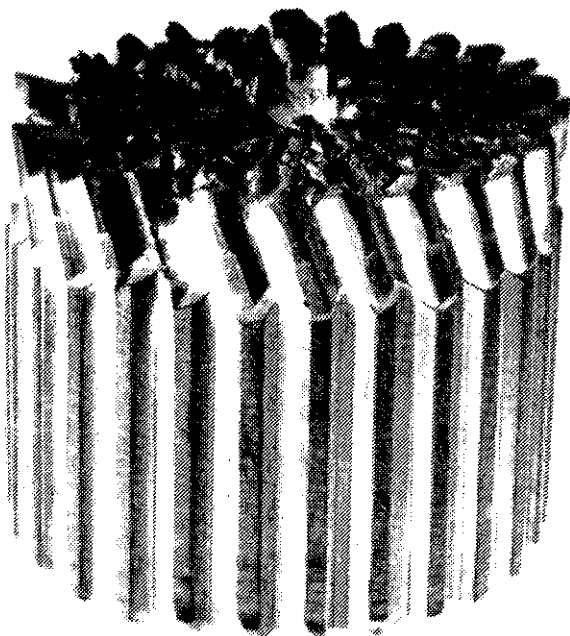


Bild 1: Gewaltsam verdrehte Zahnwelle, Rißausbildung in axialer Richtung



Bild 2: der Verschleiß einer überwiegend durch Drehmoment beanspruchten Zahnwellenverbindung (Wellenverzahnung)

2 Mechanische Ansätze zur Bestimmung von Lastaufteilung und Lastverteilung

Die Festigkeitsberechnung von Zahnwellenverbindungen berücksichtigt die Torsionsbeanspruchung der Welle, die Flächenbelastung an den Zahnflanken und die Biegebeanspruchung des Zahnfußes. Im Gegensatz zu heute üblichen Berechnungsgrundlagen der Literatur sind dabei die Einflüsse von Querkräften und Biegemomenten nicht zu vernachlässigen, da sie neben der Einleitung der Torsion die Lastaufteilung auf die einzelnen Zahnpaare und die Lastverteilung über der Länge der Verbindung entscheidend beeinflussen. Ziel der Untersuchungen war es deshalb, den Wirkmechanismus bei der Übertragung von Lastgrößen im Inneren von Zahnwellenverbindungen näher zu beleuchten, um daraus dann die auf ein Zahnpaar örtlich maximal wirkende Beanspruchung zu bestimmen.

Für einen mechanischen Ansatz kann man die Verbindung auffassen als ein in einem Außenteil federnd aufgehängtes Innenteil, die Federn symbolisieren das elastische Verhalten der im Eingriff stehenden Zahnpaare (Bild 3).

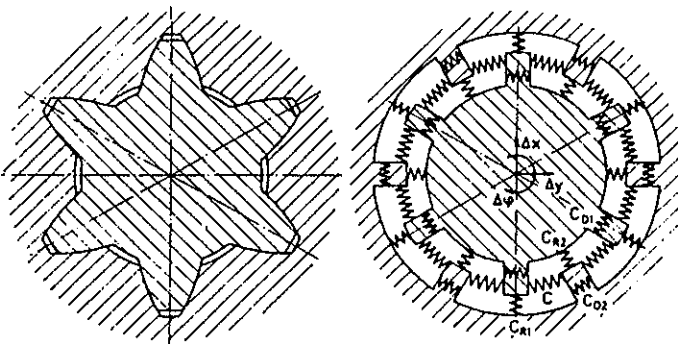


Bild 3: Zahnwellenverbindung. Prinzipieller Aufbau und mechanisches Ersatzsystem

Unter Belastung verschiebt sich das Innenteil relativ zum Außenteil, und zwar so lange, bis die von der Verschiebung im Federsystem hervorgerufenen Kräfte an den Kontaktflächen mit den äußeren Kräften im Gleichgewicht stehen. Dabei überwinden die Kontaktflächen zunächst ein von der Fer-

tigungstoleranz abhängiges Spiel, bevor die Federkräfte wirksam werden und eine elastische Verformung einsetzt. Die Lösung dieses statisch unbestimmten und wegen der Zustände "Inneneingriff" oder "Außereingriff" auch nicht linearen Systems gelingt mittels Iteration, bei der auch die auf die Flanken wirkenden Reibungskräfte berücksichtigt werden.

Maßgebend für diesen Übertragungsmechanismus ist das elastische Verhalten der im Eingriff befindlichen Zahn- und Keilpaare, das für die oben beschriebene Theorie die Federkennzahlen liefert. Die Zahnpaare werden dabei als zwei kurze, elastisch eingespannte Balken mit veränderlichem Querschnitt aufgefaßt, die über ihrer Kontaktlänge eine Druckbelastung erfahren. Die Lösung der Last- und Verformungsbeziehungen geschieht mit Hilfe von Polynomansätzen der Airy'schen Spannungsfunktion, die Kompatibilitätsbedingungen leiten sich aus dem Anliegen der beiden Flanken eines Zahnpaares ab. Dieser Ansatz erlaubt die Untersuchung des Einflusses unterschiedlicher Geometrien auf das Federungsverhalten und die Lastverteilung über der Zahnhöhe. Bild 4 zeigt in einer Variation des Eingriffswinkels einer grundsätzlich nach DIN 5480 gefertigten Verzahnung, daß der genormte Winkel von 30° einen guten Kompromiß bezüglich einer ausgeglichenen Lastverteilung über der Zahnhöhe darstellt.

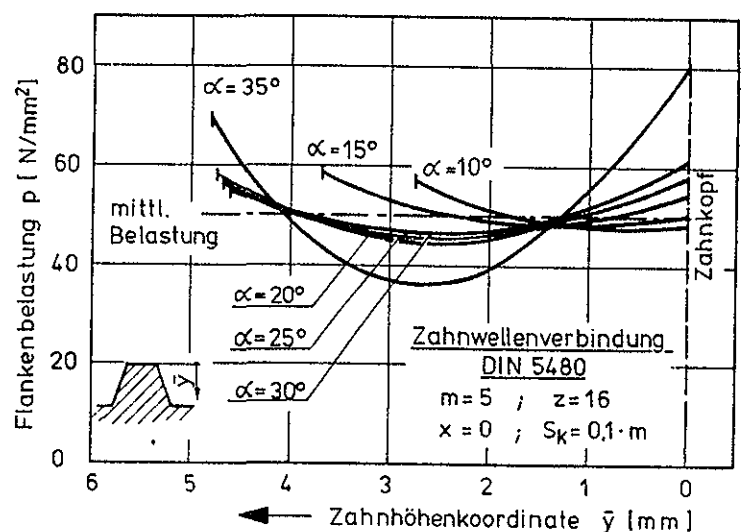


Bild 4: Abhängigkeit der Lastverteilung über der Zahnhöhe von der Wahl des Eingriffswinkels

In **Bild 5** ist die Lastverteilung einer Zahnkupplungsverzahnung mit der einer Zahnwellenverzahnung verglichen. Man erkennt, daß die 20°-Verzahnung in der Mitte der Flanke trägt, wogegen die stumpfe Zahnwellenverzahnung an Kopf und Fuß trägt. Hieraus lassen sich weitere Schlüsse ziehen für die Gestaltung von Zahnwellenverbindungen in ihrer Feingeometrie.

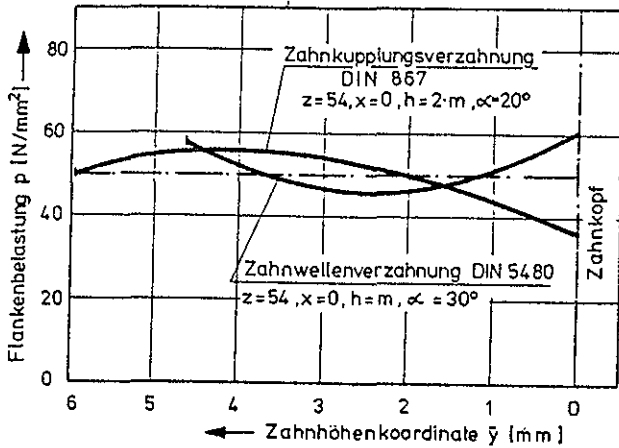


Bild 5: Lastverteilung an Verbindungen mit Evolventenverzahnung

Ein weiteres Problem besteht in der von der axialen Koordinate abhängigen Übertragung der Lastgrößen von der Welle zur Nabe und den damit verbundenen konstruktiven Fragen der Nabengestaltung. Der theoretische Ansatz hierzu gelingt mit der Darstellung eines Zahnes als elastischen Körper, der auf Biegung und Torsion beansprucht wird und auf seine Schwerlinie reduziert werden kann. Hierzu wird der Zahn gedanklich von seinem Unterbau abgetrennt und die Übertragung der Kräfte und Momente durch entsprechende Federn simuliert (**Bild 6**). Mit diesem Ansatz kann man das Verhalten des Zahnes durch die Differentialgleichung des elastisch gebetteten Balkens beschreiben. Bei Verknüpfung zweier Zähne durch die entsprechende Kompatibilitätsbedingung des Nichtdurchdringens erhält man ein System zur Berechnung der Last- und Beanspruchungsverteilung über der Länge dieses Paares, wobei die aus der Lösung der Differentialgleichung erhaltenen Zustandsgrößen des Balkens numerisch mit Hilfe von Übertragungsmatrizen erhalten werden. Die Erweiterung auf die Gesamtzahl der Zahnpaare und die Anwendung eines Iterationsverfahrens stellt

dann wieder die Gleichgewichtsbedingungen mit den äußeren Lastgrößen her.

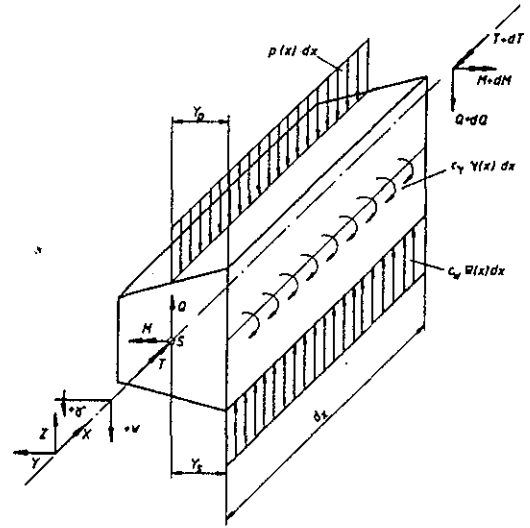


Bild 6: Belastetes Balkenelement mit geometrischen Angaben und Schnittgrößen

Das Verfahren wurde zuerst angewendet zur Bestimmung der Lastverteilung reiner Torsionsbelastung [2]. **Bild 7** zeigt an einem Vergleich mit spannungsoptischen Versuchen und DMS-Messungen, daß das Verfahren zuverlässige Werte liefert.

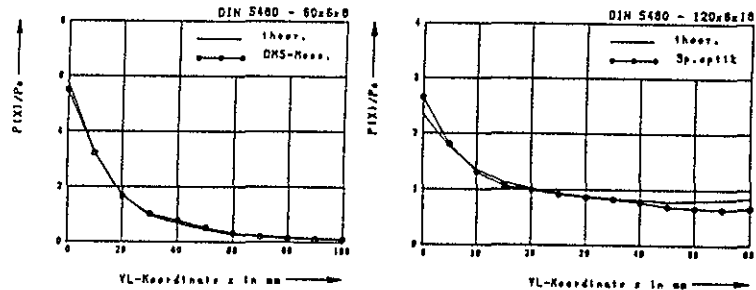


Bild 7: Beanspruchungsverlauf über der Zahnlänge, Vergleich theoretischer Berechnungen mit spannungsoptischen Versuchen und DMS-Messungen

3 Praktische Ergebnisse zu Lastaufteilung und Lastverteilung

Die für Tragfähigkeit und Verschleiß der Verbindung wichtigste Einflußgröße ist das Verhältnis von Drehmoment zu Querkraft, das die in **Bild 8**

dargestellten Betriebszustände bewirkt:

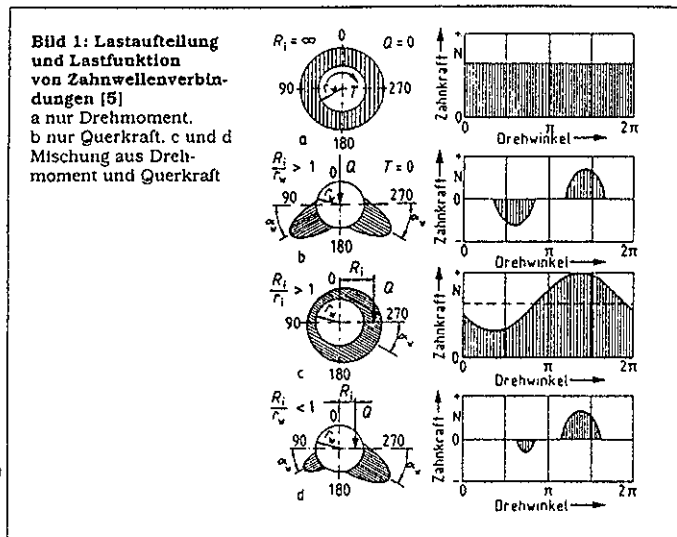


Bild 8: Lastaufteilung und Lastfunktion von Zahnwellenverbindungen
 a nur Drehmoment, b nur Querkraft, c und d Mischung aus Querkraft und Drehmoment

Geht man zunächst von fehlerfreien Verbindungen aus, so berühren sich die der Momentenrichtung zugeordneten Flanken, die Verbindung ist zentrisch. Alle Flanken sind an der Übertragung beteiligt und erfahren eine gleichgroße Belastung. Bei Belastung mit reiner Querkraft ohne Drehmoment tritt eine Mittenverlagerung der Wellenachse zur Nabenachse ein. Diese setzt sich zusammen aus einem Anteil zur Überbrückung des Flankenspiels und einem elastischen Anteil, der von der Querkraftgröße, dem Spiel, den Feder Eigenschaften und der Anzahl der Zähne bestimmt wird. Bei Umlauf der Verbindung erfahren die Zähne eine wechselnde Belastung. Bei einer Mischbelastung aus Drehmoment und Querkraft bestimmt das Verhältnis der aufgebrachtten Lastgrößen die Lastaufteilung und die geometrische Stellung von Welle und Nabe zueinander.

Neben den Lastgrößen haben Teilungsfehler einen starken Einfluß auf die Lastaufteilung, da sie ungleichmäßig über dem Umfang verteilte Flankenspiele erzeugen. Zudem bewirken sie eine Ausmittlung der Wellenachse gegenüber der Nabenachse, die dem jeweiligen Gleichgewichtszustand zwischen äußerer Belastung und den Zahnkräften in der Verbindung entspricht. Daraus folgt eine ungleichmäßige Lastaufteilung, die von

der statistischen Lage, Größe und Kombination der Teilungsfehler von Welle und Nabe bestimmt ist und damit qualitätsabhängig ist (Bild 9). Zur Beurteilung der auftretenden Belastungen werden zur Zeit umfangreiche numerische Berechnungen durchgeführt, die zur Trennung und Vereinfachung der einzelnen Parameterdarstellungen führen soll. Die Ergebnisse werden in der Berechnungsnorm DIN 5480 E so aufbereitet, daß die gegenüber einer vereinfacht berechenbaren Nennbelastung auftretenden Lastüberhöhungen durch Faktoren abgeschätzt werden können.

Der Verlauf der Flankenbeanspruchungen ist über

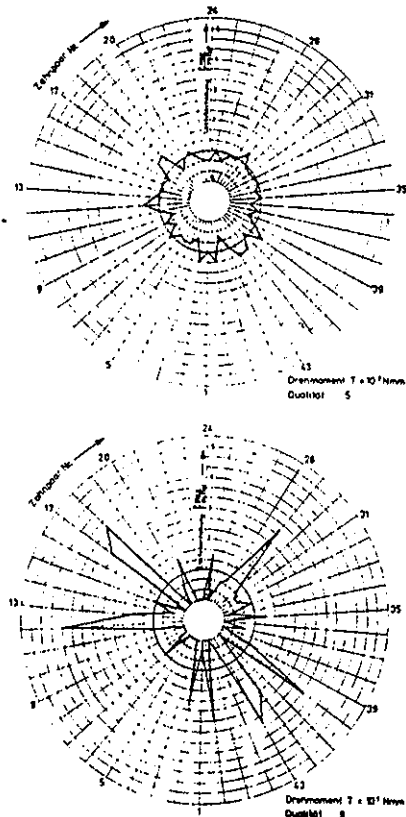


Bild 9: Lastaufteilung einer durch reines Drehmoment belasteten Zahnwellenverbindung 95x2 DIN 5480 in Abhängigkeit von der Herstellerqualität

der Länge einer Verbindung ungleichmäßig verteilt, das Maximum liegt an der der Drehmomenteinleitung zugewandten Seite. Bild 10 zeigt an den Ergebnissen spannungsoptischer räumlicher Versuche, daß die maximale Beanspruchung mit größerer Verbindungslänge zunächst fällt, daß aber bei Überschreitung einer optimalen Verbindungslänge diese Lasterniedrigung nicht weiter fortgesetzt wird und somit die Übertragungsfähigkeit der Welle-Nabe-Verbindung nicht weiter an-

steigt, - das Verhältnis der maximalen Zahnbelastung zu einer theoretisch ermittelten mittleren Belastung wird immer ungünstiger (Bild 11). Die Lastverteilung und damit die Übertragbarkeit der Verbindung ist auch beeinflussbar von der Gestaltung der Nabe. Bild 12 zeigt, daß dies für dünnwandige Naben gilt, bei denen der Nabenaußendurchmesser kleiner ist als das doppelte des Verbindungsdurchmessers.

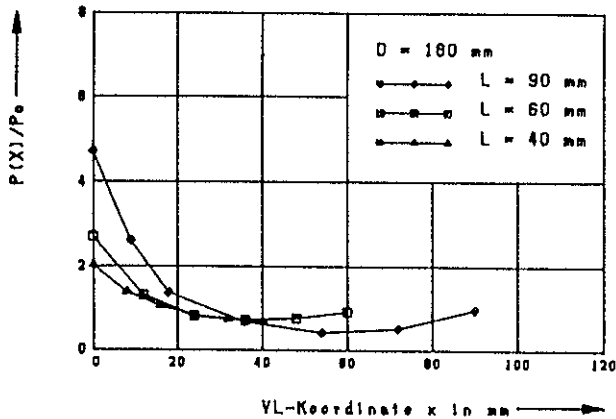


Bild 10: Lastüberhöhung bei verschiedenen Längen einer Zahnwellenverbindung (Zahnwelle DIN 5480 - 120 x 6 x 18, Nabenaußendurchmesser D=180mm)

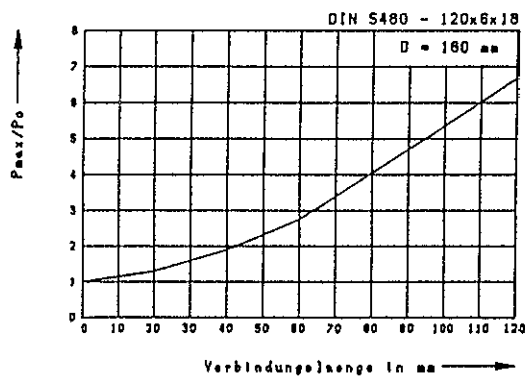


Bild 11: Maximaler Lastüberhöhungsfaktor als Funktion der Verbindungslänge (Zahnwelle und Durchmesser wie Bild 10)

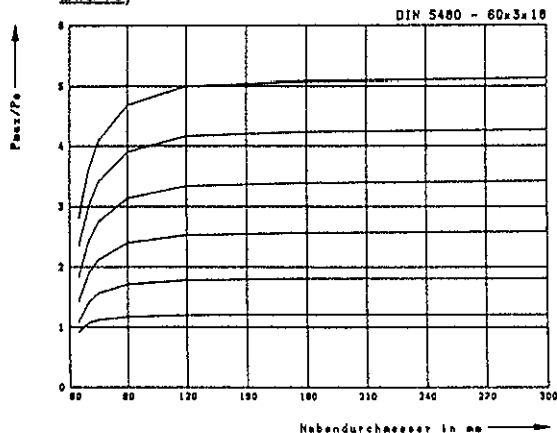


Bild 12: Maximale Überhöhung der Zahnlast am Verbindungsanfang in Abhängigkeit vom Nabenaußendurchmesser (Zahnwelle DIN 5480 - 60 x 3 x 18)

4 Zahnfußbeanspruchung

Für die sich aus der nach den Belastungen ergebenden Zahnfußbeanspruchungen werden Finite-Elemente-Untersuchungen und spannungsoptische Versuche durchgeführt [3]. Das Ergebnis ist eine grundsätzliche Verteilung der Spannungen an der Randkontur des Zahnes nach Bild 13, die wesentlich beeinflusst wird durch die Zahnfußausbildung und die Verteilung der Belastung über der Zahnhöhe ("Kopfräger" und "Fußträger"). Es kann ein vereinfachter Ansatz zur Berechnung der Zahnfußspannungen aufgestellt werden, der in Bild 14 dargestellt ist, der Einfluß der Zahnfußausrundung ist durch einen Kerbfaktor beschreibbar.

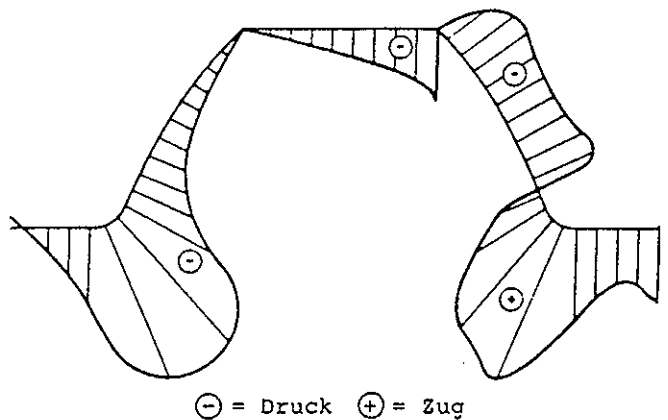


Bild 13: Randspannungsverteilung entlang eines Zahnes

Maximale Flankenkraft pro Längeneinheit bei Belastung durch Drehmoment T und Querkraft Q

$$w_{fmax} = \frac{Q}{2l} \left(\frac{R_t}{r_w} + 1 \right) \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4$$

(K_1 bis K_4 = Belastungsfaktoren nach DIN 5466, l = Verbindungslänge)

Zahnfußspannungen infolge Zahnbelastung

$$\sigma_F = \alpha_F \cdot Y_F \cdot \frac{w_{fmax}}{m}$$

$$Y_F = \text{Zahnfußfaktor} \approx 1,0 \dots 1,2$$

$$\alpha_F = \text{Kerbfaktor}$$

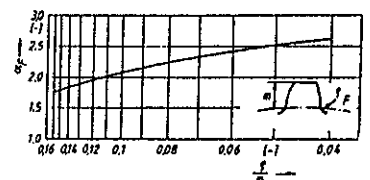


Bild 14: Berechnungsansatz und Kerbfaktoren zur Berechnung der Zahnfußspannungen

5 Verschleiß an Zahnwellenverbindungen

Bei Zahnwellenverbindungen liegt ein äußerst komplexes Tribosystem vor, in dem alle wichtigen Verschleißmechanismen

- Adhäsion
- Abrasion
- Oberflächenzerrüttung
- Tribooxidation

anzutreffen sind. Dabei erfolgt der Verschleiß in Abhängigkeit von der Reibdauer prinzipiell in drei unterschiedlichen Stadien (Bild 15).

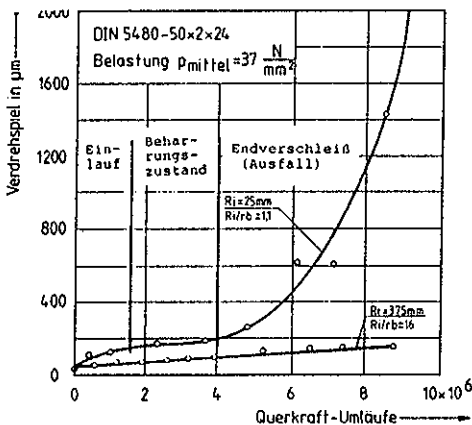


Bild 15: Verschleißfortschritt in Abhängigkeit von der Beanspruchungsdauer

Er beginnt mit einem sehr kurzen Einlaufbereich ("Einlappen"), gefolgt von einem Stadium mit einer annähernd konstanten und relativ geringen Verschleißrate. Die dritte Phase mit stark zerstörendem Verschleiß führt schließlich zum Ausfall der Verbindung. Das Verschleißverhalten und damit die Ausbildung der Verschleißkurve unterliegen einer Reihe von Einflüssen, die in Bild 16 dargestellt sind.

Aufgrund prinzipieller Überlegungen für den oben beschriebenen Zustand der Verschleißtieflage wird die von Kragelski entwickelte molekularmechanische Theorie für ungeschmierte Proben angesetzt, bei der eine Verschleißintensität definiert wird, die bei linearem Verschleißfortschritt konstant anzusetzen ist [4]. Hieraus ergibt sich der in Bild 17 dargestellte Formelsatz zur Berechnung einer aus Verschleißgründen zulässigen Lastspielzahl; die Abschätzung des Verschleißweges während einer Umdrehung läßt sich dabei aus der mittleren Exzentrizität abschätzen.

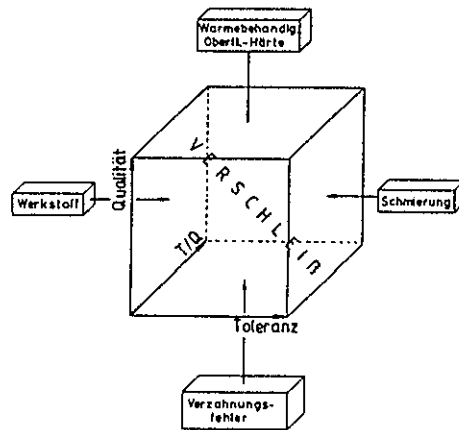


Bild 16: Einflüsse auf das Verschleißverhalten von Zahnwellenverbindungen

Mittlere Relativverschiebung pro Zahn

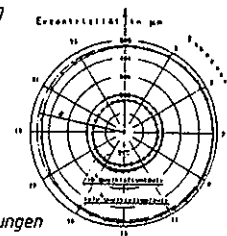
$$\bar{\Delta s} = \frac{1}{z} \cdot \sum_{i=1}^z \Delta s_i$$

Mittlere Exzentrizität

$$\bar{e} = \frac{1}{z} \cdot \sum_{i=1}^z e_i$$

Summe der Relativverschiebungen

$$z \bar{\Delta s} = 4 \cdot \bar{e}$$



Verschleißintensität bei Zahnwellenverbindungen

$$I_h = \frac{\Delta h \cdot z}{N \cdot 4 \cdot \bar{e}}$$

Lastspielzahl einer ZWV bis zur Erreichung eines zulässigen Spieles

$$N = \frac{z}{4 \cdot \bar{e} \cdot I_h} \cdot (h_{\text{zul}} - h_0)$$

(h_0 = Flankenspiel zu Einsatzbeginn, z = Zähnezahl)

Bild 17: Verschleißverhalten und zulässige Lastspielzahl von Zahnwellenverbindungen nach der Theorie von Kragelski

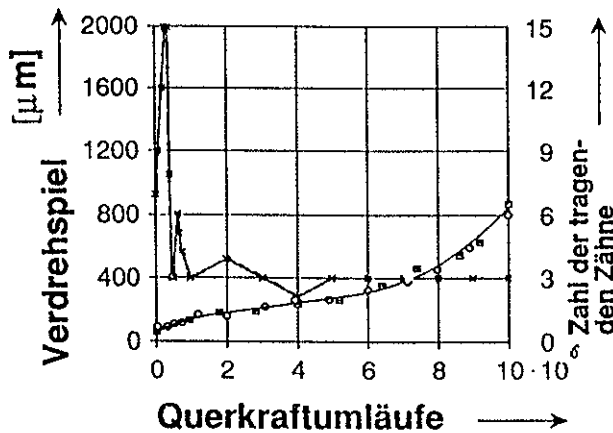
Ein weiterer Ansatz für die Abschätzung des Verschleißes ist die Bewertung der während einer Umdrehung geleisteten Reibarbeit der Flanken unter dem Einfluß von Drehmoment und relativ zur Verbindung umlaufender Querkraft. Unter fortgesetzter Anwendung des in Abschnitt 2 beschriebenen Iterationsverfahrens zur Berechnung von Lastverteilung und Exzentrizität kann die in Bild 18 formelmäßig dargestellte Reibarbeit durch numerische Integration gewonnen werden. Ordnet man nun der Reibarbeit einen proportionalen Verschleißabtrag zu, so kann man das Verschleißverhalten einer Verbindung über ihrer Lebensdauer rechnerisch simulieren. Bild 19 zeigt am Beispiel eines Lastfalles eine ausgezeichnete Übereinstimmung von Simulation und Prüfstandsversuchen. Die in diesem Bild eingezeichnete,

rechnerisch ermittelte Zahl der tragenden Zähne läßt darauf schließen, daß verschleißbedingt nach dem ersten Einlauf jeweils nur sehr wenige Zähne tragen, die über der Lebensdauer der Verbindung jeweils abwechseln, dies kann durch experimentelle Untersuchungen bestätigt werden.

$$W_R = \sum_{i=1}^z \int_0^{2\pi} F_i(\Phi) \cdot \mu_i(\Phi) \cdot ds_i(\Phi)$$

s_i = tangentielle Relativbewegung der Flanken
 m_i = Reibkoeffizient
 F_i = Flankenkraft der Zahnpaarung i
 z = Zähnezahl
 t = Angriffswinkel der Querkraft

Bild 18: Grundbeziehung zur Bestimmung der Reibarbeit an Zahnwellenverbindungen



- * Zahl der tragenden Zähne (Simulation)
- o Verdrehspiel (Prüfstandsversuch)
- o Verdrehspiel (Simulation)

Bild 19: Verdrehspiele aus Prüfstandsversuch und Simulation und Zahl der tragenden Zähne in Abhängigkeit von der Lastspielzahl

Experimentelle Ergebnisse zum Verschleißverhalten werden an insgesamt drei Prüfständen gewonnen, von denen zwei nach dem Verspannungsprinzip mit umlaufenden Verbindungen aufgebaut sind, der dritte arbeitet mit einer nicht umlaufenden Verbindung, die durch eine Exzentertrummel angetrieben wird und somit die Messung von Zustandsgrößen ohne Verwendung

von Drehübertragungssystemen erlaubt.

Die durchgeführten Verschleißversuche deuten eindeutig darauf hin, daß neben den üblichen tribologischen Parametern und der Werkstoffwahl die Art des Betriebszustandes eine entscheidende Rolle spielt. Verbindungen im Betriebszustand überwiegender Querkraft laufen von vornherein mit größeren spezifischen Zahnbeanspruchungen und Verschleißwegen und sind aus diesem Grunde wesentlich verschleißgefährdeter als Verbindungen mit überwiegender Drehmomentbelastung. Diesen Vergleich macht Bild 20 deutlich, der Bereich überwiegender Querkraft ist hier durch den Parameter $R_i < 100$ gekennzeichnet. Gegenüber dem Einfluß der Belastungskombination bewirken andere untersuchte

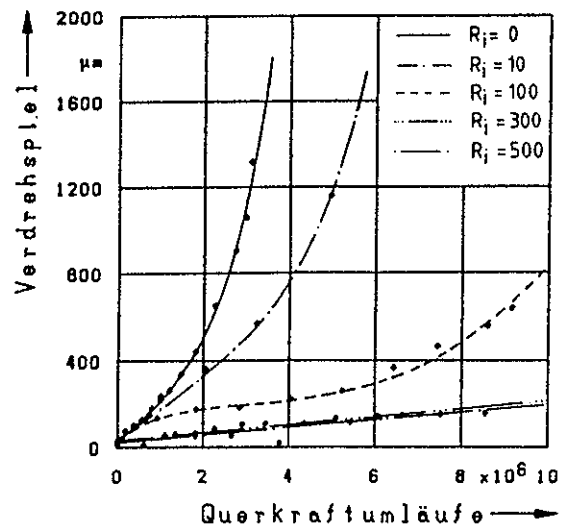


Bild 20: Verschleißverhalten bei unterschiedlichen Betriebszuständen (Verzahnung DIN 5480 50 x 2 x 24 8f/9H, rechnerische Flankenbelastung 37 N/mm²)

Parameter nur eine geringe Veränderung des Verschleißes. Bild 21 zeigt den gegenüber dem Belastungszustand nahezu verschwindenden Einfluß der Toleranz. Auch Fettschmierung hat, wie Bild 22 beweist, grundsätzlich keine positive Wirkung, wenn sie als Lebensdauerschmierung eingesetzt wird. Im Bereich mittlerer Drehmomente bewirkt sie sogar eine Verkürzung der Lebensdauer, weil der Schmierstoff die Verschleißpartikel festhält und somit zu einer Schmirgelwirkung führt. Neuere Untersuchungen mit Öl zeigen erhebliche Verbesserungen, die nicht zuletzt auf das ständige Ausspülen der Verschleißpartikel zurückzuführen sind.

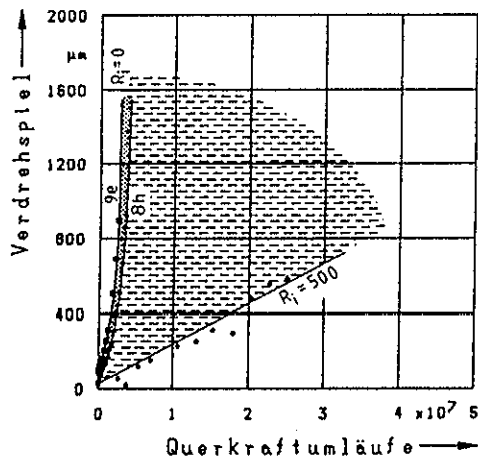


Bild 21: Einfluß der Toleranzen und der Querkraft auf das Verschleißverhalten

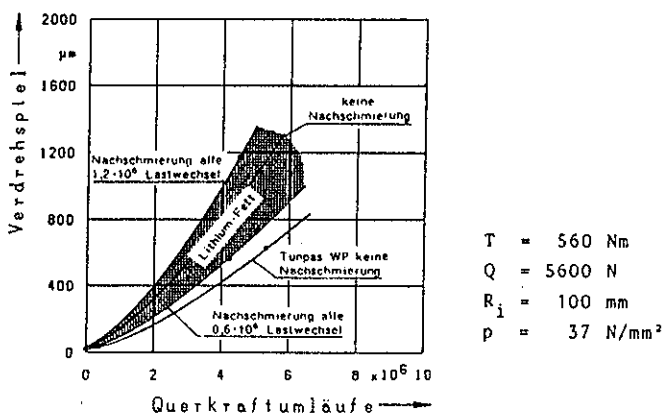


Bild 22: Verschleißverhalten von fettgeschmierten Verbindungen in Abhängigkeit vom Nachschmierintervall und der Verwendung eines Spezialfettes (Tunpas WP)

6 Zusammenfassung

Die Forschungen über Zahnwellenverbindungen am Institut für Maschinenwesen führen nach einer Reihe von Jahren nun zu einer zusammenfassenden Darstellung und zur Berechnung des Tragfähigkeits- und Betriebsverhaltens dieser Verbindungen, die auf mechanischen und tribomechanischen Grundlagen beruht. Die Ergebnisse werden in eine Berechnungsnorm DIN 5466 E einfließen, wobei die hier aufgezeigten zahlreichen Einflüsse durch Parameterrechnungen in entsprechende Faktoren zusammengefaßt werden.

Für die Konstruktionspraxis können einige grundlegende Zusammenhänge und Konstruktionsregeln abgeleitet werden:

1. Die für die Beanspruchung und das Verschleißverhalten an Zahnwellenverbindungen maßgebende Größe ist das Verhältnis von Drehmoment zu Querkraft, das Betriebszustände mit

völlig unterschiedlichem Verschleiß- und Beanspruchungsverhalten bewirkt. Der Betriebszustand überwiegender Querkraft ruft dabei eine Dezentrierung der Verbindung, die Belastung verhältnismäßig weniger Zähne auf Vor- und Rückflanken mit entsprechend hoher spezifischer Beanspruchung und größere Reibwege mit höherem Verschleiß hervor. Bei Lastfällen mit überwiegender Querkraft ist eine Gestaltung der Verbindung zu empfehlen, bei der die Querkraft durch andere Funktionsflächen als die Flanken der Verbindung aufgenommen wird (z.B. außen- und innenzentrierte Verbindungen wie bei den Keilwellen).

2. Kleinmodulige Verbindungen sind steifer und übertragungsfähiger als großmodulige Verbindungen. Infolge ihres besseren Zentrierverhaltens neigen sie auch weniger zu Verschleiß.

3. Die Übertragungsfähigkeit von Zahnwellenverbindungen bei Drehmomentübertragung kann durch Verlängerung des Verbindungsbereichs nur bis zu einer optimalen Länge verbessert werden, bei der das Verhältnis von Länge zu Verbindungsdurchmesser etwa 0,6 beträgt.

4. Die Wahl der Qualität wirkt sich auf die Lastaufteilung grundsätzlich aus, infolge des mit dem Anfangsverschleiß verbundenen "Einläppvorganges" wird sie aber zum Teil von anderen Einflüssen als nur von ihren Herstellungsbedingungen bestimmt. Die Passung sollte so eng gewählt werden, daß die Montage noch ungehindert möglich ist - der Anfangsverschleiß bewirkt eine Spielzunahme.

5. Die Schmierung von Zahnwellenverbindungen muß dem Tribosystem entsprechen, Fettschmierung ist wegen der verstopfenden Wirkung ohne hinreichende Schmierfristen nicht zu empfehlen.

Literatur

- [1] Dietz, P.: Die Berechnung von Zahn- und Keilwellenverbindungen, Lastaufteilung und Zentrierverhalten. Selbstverlag des Verfassers: Amikaweg 30, 3392 Clausthal-Zellerfeld 1978
- [2] Villmer, F.-J.: Zum Mechanismus der Lastverteilung in Zahnwellenverbindungen, Diss. TU Clausthal, 1984
- [3] Kohl, G.: Ein Ansatz zur Berechnung der Zahnfußspannungen an Zahnwellenverbindungen, Diss. TU Clausthal, 1986
- [4] Zapf, R.: Betriebs- und Verschleißverhalten flankenzentrierter Zahnwellenverbindungen mit Schiebeseit, Diss. TU Clausthal, 1986

Optimierung einer Vorrichtung zum Verschließen von Kartons mit Hilfe von Selbstklebeband

S. Morgenroth

Inhaltsverzeichnis:

- 0 Einleitung
- 1 Aufbau des Klebekopfes
 - 1.1 Funktion
 - 1.2 Bandbremse
 - 1.3 Rollenwechsel
 - 1.4 Messerschutz
 - 1.5 Bandbreite
 - 1.6 Stabilität und Dauerfestigkeit
 - 1.7 Allgemeiner konstruktiver Aufwand
- 2 Lösungsvorschläge
 - 2.1 Bandbremse
 - 2.2 Rollenwechsel
 - 2.3 Messerschutz
 - 2.4 Bandbreite
 - 2.5 Stabilität und Dauerfestigkeit
- 3 Zusammenfassung

0 Einleitung

Zum Verschließen von Kartons werden häufig Selbstklebebänder verwendet. Ein bereits vorhandener Selbstklebekopf soll optimiert werden. Zunächst werden die Schwachstellen der vorhandenen Konstruktion analysiert und danach die verbesserte Konstruktion vorgestellt.

1 Aufbau des Klebekopfes

Klebeköpfe bestehen üblicherweise aus zwei seitlichen Blechwangen, die durch Rundprofile auf einem bestimmten Abstand (etwa 100 bis 125 mm Breite) gehalten werden. Zwischen diesen beiden Wangen werden die erforderlichen Vorrichtungen (Bandführungen, Messer ect.) eingebaut. Da eine universelle Anwendung des Klebekopfes erreicht werden soll, ist die Baugröße durch den vorhandenen Klebekopf bereits vorgegeben.

1.1 Funktion

Das Verschließen der Kartons geschieht folgendermaßen:

Die Kartons werden aufgerichtet, befüllt und laufen dann durch einen Verschlußautomaten. Die zwei seitlich angreifenden Transportbänder transportieren den Karton über den eigentlichen Klebekopf. Dieser ist an der Ober- oder Unterseite oder auch seitlich - je nachdem, welche Seite des Kartons verschlossen werden soll- des Verschlußautomaten angebracht. Der Karton betätigt den Klebekopf selbsttätig, d.h. Beginn und Ende des Klebevorganges sowie das Abschneiden des Bandes geschieht automatisch.

Um eine dauerhafte Klebeverbindung zu erhalten, ist es erforderlich, das Band an den Stirnseiten des Kartons aufzubringen, es dann in Längsrichtung auf dem Boden resp. dem Deckel entlangzuführen und es schließlich nach dem Bekleben der hinteren Stirnseite automatisch abzuschneiden.

Da ein Selbstklebeband verwendet wird, muß es außerdem an den Karton angepreßt werden (speziell an den Stirnseiten), um eine ausreichende Klebwirkung zu erzielen. Die Länge der Klebestreifen an den Stirnseiten (Laschenlänge) muß ausreichend groß sein, um ein Abgleiten des Bandes beim Bekleben der Längsseiten zu verhindern. Die Laschenlänge sollte zwischen 50 und 70 mm variierbar sein. Siehe hierzu Bild 1.

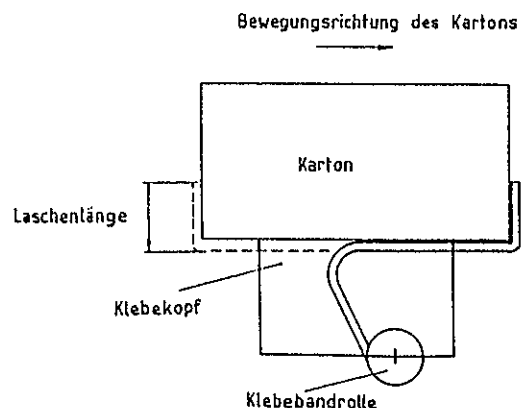


Bild 1: Führung des Klebebandes

Die Zugkräfte auf das Band sind beachtlich: aus Gründen einer einfachen Bauweise soll es nicht durch einen separaten Antrieb, sondern von dem durchlaufenden Karton gefördert werden.

Die Zugkräfte sind deshalb so groß, weil das Band auf der Rolle klebt (Selbstklebeband!). Die Funktionsstruktur zeigt Bild 2.

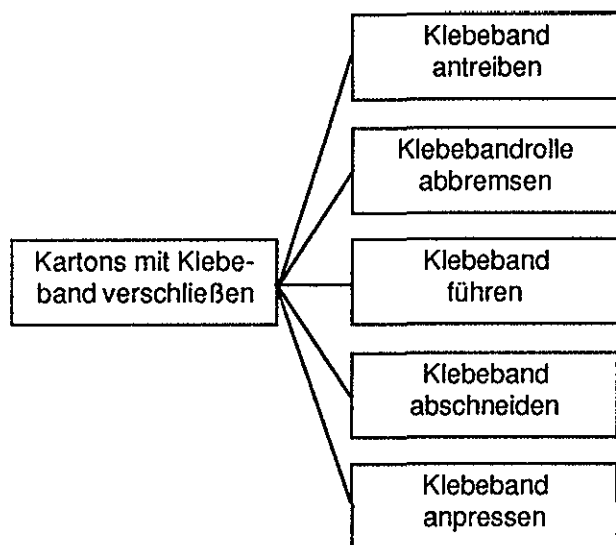


Bild 2: Funktionsstruktur

1.2 Bandbremse

Zu Beginn des Klebevorganges (Berührung des Klebers an Kartonstirnseite) wird das Band und somit auch die Bandrolle beschleunigt, nach Beendigung des Klebevorganges (Abschneiden des Bandes) sollte die Rolle im Idealfall sofort stehenbleiben, um ein Nachlauf des Bandes in den Klebekopf zu vermeiden.

Dies kann durch eine "Bandbremse" geschehen. Die Bremswirkung sollte aber nur gerade so groß sein wie unbedingt erforderlich. Andernfalls besteht die Gefahr, daß das Band zu Beginn des Klebevorganges von der Stirnseite des Kartons abrutscht oder daß das Band elastisch gedehnt wird.

Dies wiederum führt dazu, daß es nach dem Abschnitt kontrahiert und die Laschenlänge an der Rückseite des Kartons zu gering wird.

Idealerweise sollte die Bremswirkung der Bandbremse mit abnehmendem Rollendurchmesser (und damit abnehmendem Massenträgheitsmoment der Rolle) ebenfalls abnehmen.

1.3 Rollenwechsel

Das Auswechseln der Kleberollen muß schnell und mühelos möglich sein.

Bei der vorhandenen Konstruktion werden die verbrauchten Kleberollen einfach von der stramm sitzenden Rollenhalterung abgezogen. In der Praxis geschieht dies dadurch, daß man einfach an der leeren Rolle zieht (reißt), bis man sie in der Hand hält. Auf die Dauer führt dies zu Schäden am Klebekopf.

Schön wäre es, wenn der herstellungsbedingt zuweilen unterschiedliche Durchmesser der Rollen (an der Aufnahme) durch den Rollenaufnahmekopf ausgeglichen werden könnte.

1.4 Messerschutz

Das Band wird mit einem vom Karton selbst betätigten Messer abgeschnitten: es ist an eine federbetätigte Wippe angeschlossen, an deren Ende eine Gummirolle angebracht ist. Die Rolle drückt das Klebeband an den Karton, nach Durchlauf desselben schlägt die Wippe in das Lichtraumprofil des Kartons und zerteilt in diesem Moment den Klebestreifen.

Aus Gründen der Unfallverhütung muß ein Messerschutz vorgesehen werden, um eventuell an der Maschine arbeitendes Bedienungspersonal vor Schnittverletzungen zu bewahren. Bei der vorhanden Konstruktion geschieht das durch eine Kunststoffleiste, die mit einer kleinen Feder über die Messerspitze geklappt wird. Das durchlaufende Band schiebt den Schutz vor der Messerbetätigung zur Seite. Der Nachteil dieser Lösung besteht darin, daß ein Brechen der Feder zum Ausfall des Messerschutzes führt. Man stellt sich einen zwangsbetätigten Schutz in Form eines wannenförmig gebogenen Bleches vor. Zwangsbetätigt bedeutet hier, daß der Schutz durch die Kinematik der Wippe betätigt wird.

1.5 Bandbreite

Die Konstruktion sollte so ausgeführt werden, daß verschieden breite Bänder (50 und 75 mm Breite) verarbeitet werden können.

1.6 Stabilität und Dauerfestigkeit

Eine entscheidende Schwachstelle des vorhandenen Kopfes liegt darin, daß sie nicht dauerfest ist. Der Kopf besteht z.Z. im Prinzip aus zwei 2,5 mm starken Blechwangen, zwischen die die als Distanzstücke ausgeführten Einzelteile der Vorrichtung eingebaut sind.

Die Befestigung erfolgt über Senkschrauben, deren Köpfe in die Wangen eingelassen sind. Siehe hierzu Bild 3.

Dies führt einerseits zu einem sehr hohen Eigengewicht des Kopfes. Andererseits ist die Blechdicke zu gering, um die erforderliche Senkung für die Schraubenköpfe ganz in die Wange zu legen. Vielmehr muß das Distanzstück ebenfalls angesenkt werden, um ein Hervorstehen der Schraubenköpfe zu verhindern. Damit verringert sich der Querschnitt der Distanzstücke und es tritt ein Zustand ein, bei dem infolge der Doppelpassung keine Vorspannung der Konstruktion gewährleistet sein kann.

Dies wiederum ist die Ursache für eine erhebliches

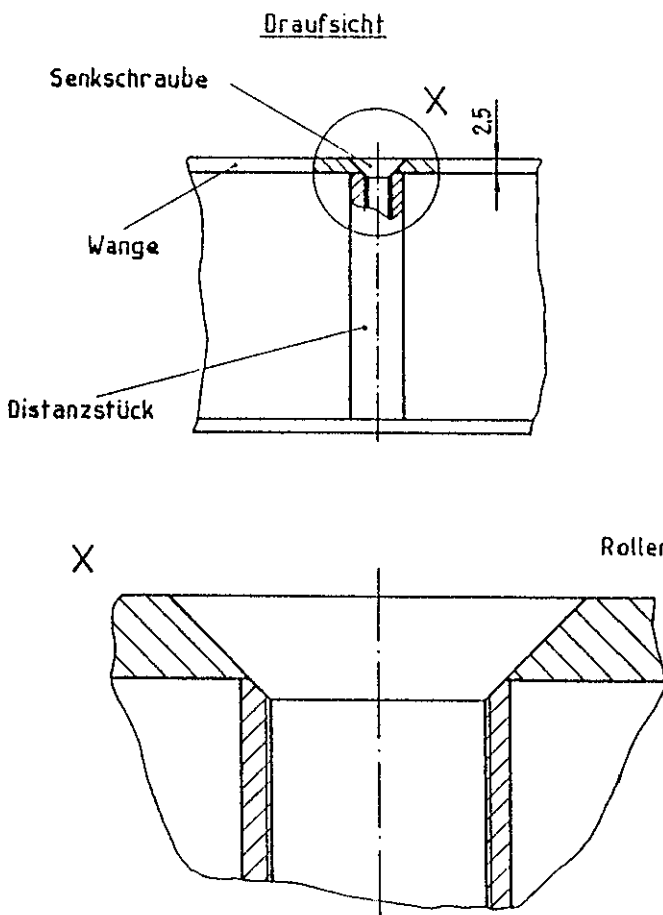


Bild 3: Befestigung der Wangen

Setzen und Lockern der Schraubenverbindung im Laufe der Zeit.

1.7 Allgemeiner konstruktiver Aufwand

Eine Vereinfachung der Konstruktion, Verringerung der Anzahl der Einzelteile sowie eine Gewichtsreduzierung ist erwünscht.

2 Lösungsvorschläge

2.1 Bandbremse

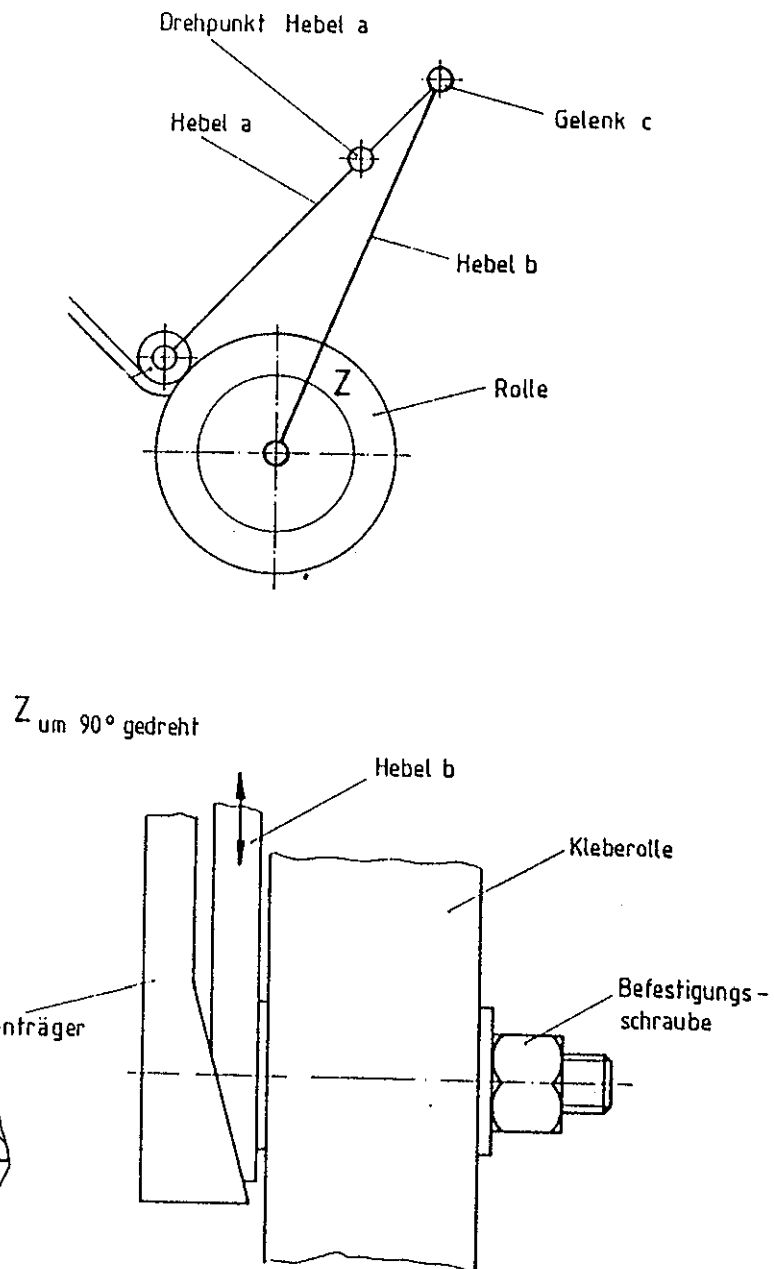


Bild 4: Bandbremse

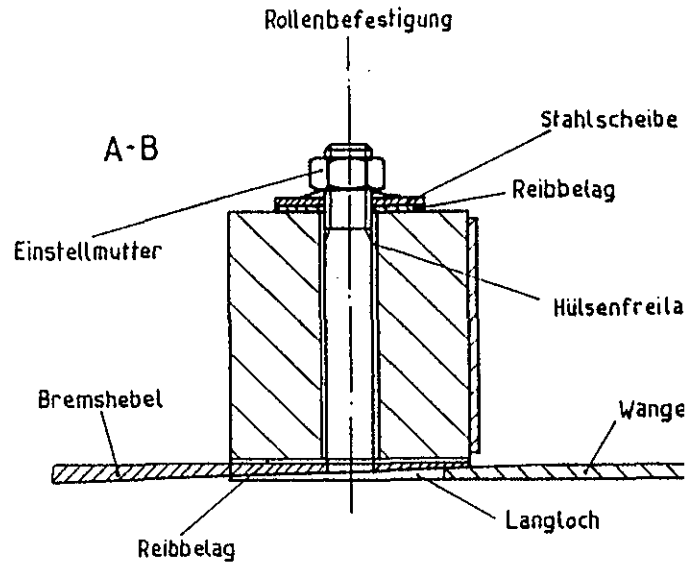
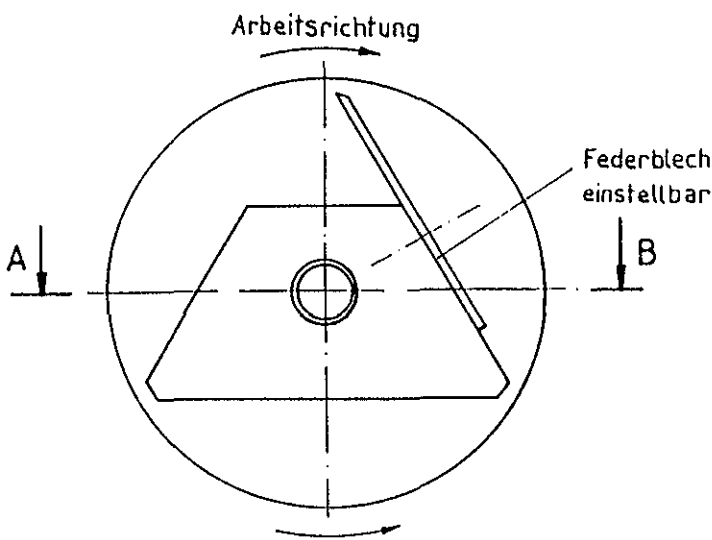


Bild 5: Aufbau der Bandbremse

Von der Andrückrolle wird über einen Anlenkhebel (a) ein weiterer Hebel (b) betätigt, der über einen Keil zu einer axialen Verschiebung der Kleberolle in ihrer Halterung führt (siehe hierzu Bild 4).

Die Höhendifferenz (Veränderung der Bremswirkung während der Abnahme des Rollendurchmessers) kann durch Veränderung des Anlenkpunktes (c) erreicht werden.

2.2 Rollenwechsel

Um eine optimale Lösung für die Rollenbefestigung zu finden, wurde ein Brainstorming durchgeführt. Nach einer Bewertung der 12 Lösungsvorschläge stellte sich eine axial auf die Rollenaufnahme aufgeschraubte, scheibenförmige Feder, die in radialer Richtung verschoben werden kann (Fixierung durch die Befestigungsschrauben), als günstigste Lösung heraus. Diese Verschiebemöglichkeit erlaubt eine Anpassung der Aufnahme an den Innendurchmesser der Kleberolle. Bild 5 zeigt die Anordnung:

Die Feder läuft über ihre Länge keilförmig zu. Der Rollenträger wird mit einem Freilauf versehen. Er gestattet ein Abrollen der Kleberolle. Das Auf- und Abziehen der Rolle geschieht durch eine entgegengesetzte Drehbewegung. In Verbindung mit der keilförmigen Scheibenfeder ist ein müheloses Auswechseln der Rollen möglich.

2.3 Messerschutz

Der Messerschutz erfolgt zwangsweise durch ein wannenförmig gebogenes Blech. Die Bilder 6 bis 9 zeigen die Funktion des Messers und des Messerschutzes während des Kartondurchlaufes.

2.4 Bandbreite

Die Verwendung verschiedener Bandbreiten wird wie bei der vorhandenen Konstruktion durch Auswechseln der Distanzstücke ermöglicht.

2.5 Stabilität und Dauerfestigkeit

In Kap. 1.6 wurde ausführlich die Ursache der mangelnden Dauerfestigkeit des Selbstklebekopfes dargelegt.

Eine Verbesserung kann nur durch eine Versteifung der Wangen erreicht werden. Da eine Vergrößerung der Blechstärke nicht in Betracht kommt, bleibt nur eine Versteifung durch Formveränderung. Anlehnend an die Prinzipien des Leichtbaus wird vorgeschlagen, die Wangen mit Sicken zu versehen.

Da Wange und Rollenhalter aus einem Stück gefertigt werden sollen, empfiehlt sich gerade hier (siehe Kap. 1.6) eine ausreichende Verwendung von Sicken. An der Rollenaufnahme soll eine schräge Fläche abgeschliffen werden, um die

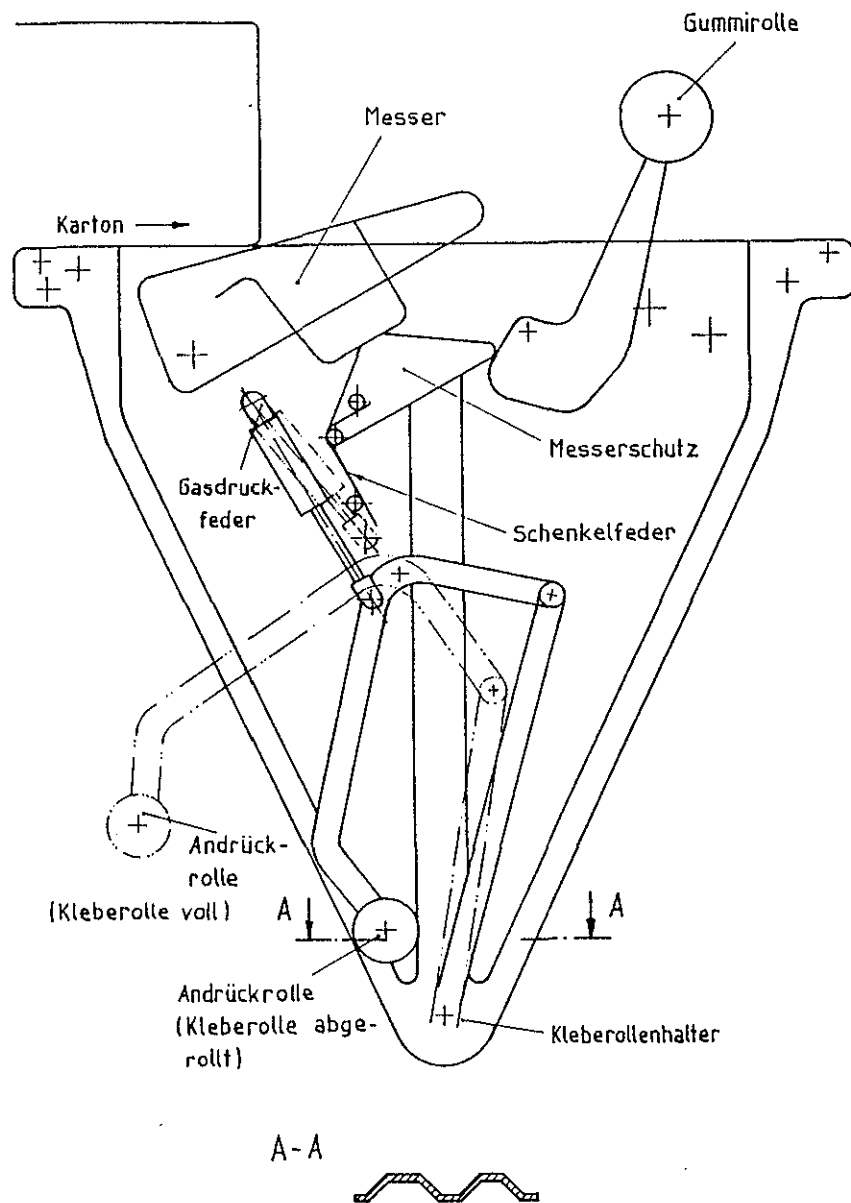


Bild 6: Aufbau des optimierten Klebekopfes

Bandbremse zu verwirklichen. Schon allein deshalb wird empfohlen, die Blechstärke bei 2 mm zu belassen.

Die Verwendung von Senkschrauben an der vorhandenen Konstruktion befriedigt nicht, weil die Senkung wegen zu geringer Blechstärke mit in die Abstandshalter hineingezogen werden muß. Ein Hervorstehen der Schraubenköpfe aus der Wange soll auf jeden Fall vermieden werden, um ein schnelles Auswechseln des Klebekopfes aus der Verpackungsmaschine zu gewährleisten. Es liegt nun nahe, die Sicken dort entlangzuführen, wo bei der vorhandenen Konstruktion die Schraubenlöcher liegen. Wenn diese Schrauben an ihrem Platz verbleiben, können Zylinderschrauben nach DIN 912, nach DIN 7984 oder Sechskantschrauben nach DIN 931 verwendet werden. Führt man alle Schraubenverbindungen an der Wange in der

Größe M 5 aus, so muß man die Sicken 3,6 mm tief ziehen.

Um eine ausreichend breite Auflagerfläche für die Schraubenköpfe zu bekommen, müßte die Sicke eine Breite von 8,5 mm (Schrauben DIN 912, DIN 7984) bzw. 11 mm (Schrauben DIN 931, Montage mit Steckschlüssel) aufweisen.

Die Form der Sicke zeigt Bild 10.

3 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurden die Schwachstellen des vorhandenen Klebekopfes aufgezeigt. Die Ergebnisse systematischer und intuitiver Lösungssuche wurden dargestellt. Ein optimierter Klebekopf wurde in seinen Grundzügen vorgestellt.

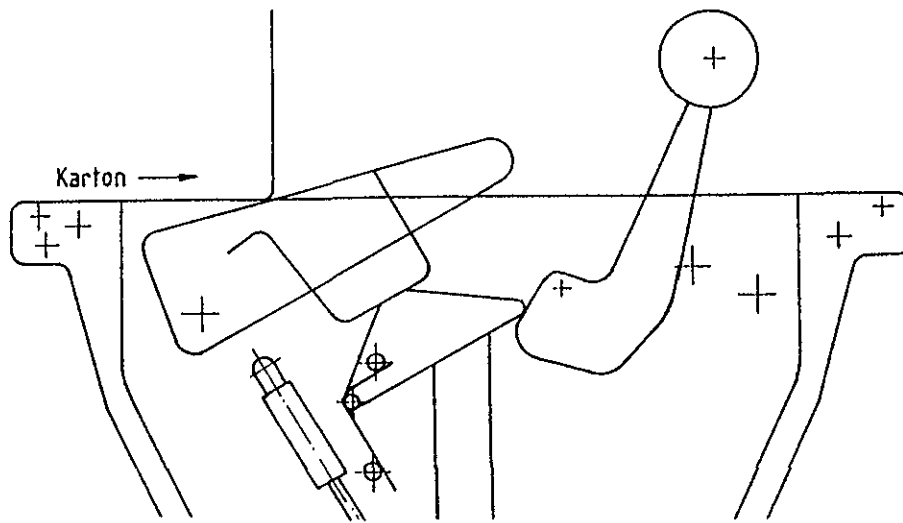


Bild 7: Stellung 1: Karton läuft in Klebekopf ein, Messer und Messerschutz oben

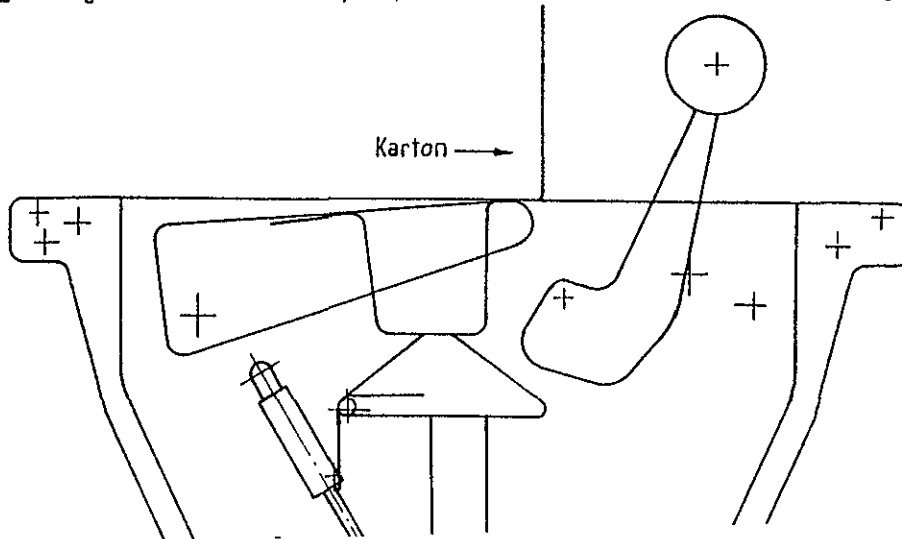


Bild 8: Stellung 2: Klebekopf verschließt Karton, Messer und Messerschutz unten

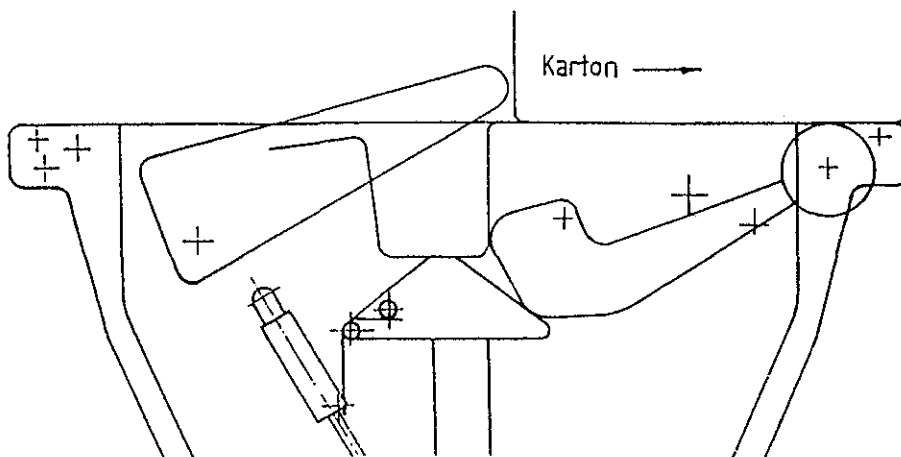


Bild 9: Stellung 3: Messer schneidet Band ab, Messerschutz ist noch unten

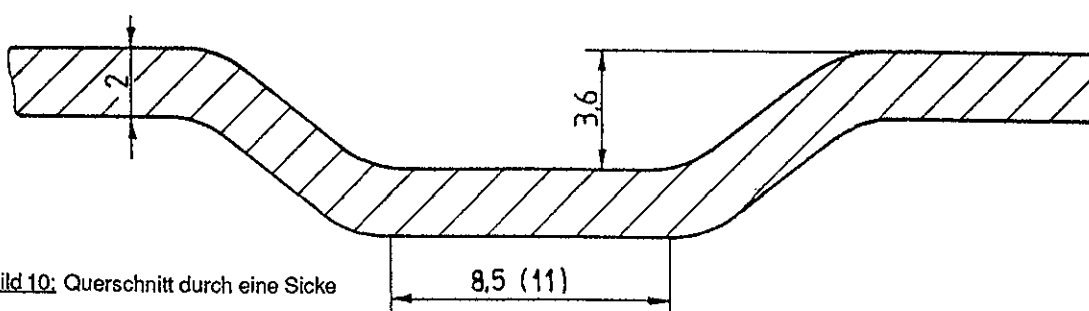


Bild 10: Querschnitt durch eine Sicke

Finite-Element-Analyse einer keramischen Brennerdüse

U. Bock

Einleitung

Bei der vorliegenden Untersuchung handelt es sich um die Optimierung einer Brennerdüse, die von der Fa. Heimsoth Keramische Öfen GmbH & Co KG, Hildesheim, entwickelt wurde und in Industrieöfen eingesetzt wird.

Es ist in der heutigen Zeit angesichts hoher Energiepreise grundsätzlich erforderlich, über die Einsparung von Primärenergie nachzudenken. Bei dem vorliegenden Beispiel des Industrieofens ist das durch die Vorwärmung der zur Beheizung des Ofens nötigen Verbrennungsluft durchführbar, da so die Nutzung der Abwärme des Ofens ermöglicht wird.

Bei solchen Vorhaben ist es jedoch erforderlich, bisherige Konstruktionen auf die neuen Anforderungen einzustellen; ein Aspekt ist hier die Verträglichkeit der Werkstoffe bezüglich neuer Randbedingungen.

Im vorliegenden Fall hat sich gezeigt, daß die bisher verwendeten Werkstoffe der erwähnten Düse den durch die Erhöhung der Verbrennungslufttemperatur gesteigerten thermischen Belastungen nicht standhielten; die Forderung nach einem hochtemperaturverträglichen Werkstoff kam auf.

Aufgrund der generellen Eigenschaft der Hochtemperaturfestigkeit fiel in diesem Fall das Augenmerk auf den Werkstoff technische Keramik.

1 Eigenschaften der keramischen Werkstoffe SiSiC und Al₂O₃

Zur Wahl standen die beiden keramischen Werkstoffe SiSiC (Siliciuminfiltriertes Siliciumcarbid) und Al₂O₃ (Aluminiumoxid); begründet ist diese Wahl durch spezifische Eigenschaften dieser Werkstoffe, die sich grundlegend z. B. von Stahl unterscheiden:

- Die bereits erwähnte Hochtemperaturfestigkeit bedeutet, daß die Festigkeitswerte der Werkstoffe, im Gegensatz zu metallischen Werkstoffen,

über einen sehr großen Temperaturbereich (bis zu 1250 °C bei SiSiC, bis zu 1700 °C bei Al₂O₃) konstant sind.

- SiSiC besitzt eine sehr gute Wärmeleitfähigkeit, die vor allem auch in hohen Temperaturbereichen weitaus größer ist als die von Aluminiumoxid, das oft als thermischer Isolator eingesetzt wird. Daher ist innerhalb eines Bauteils aus SiSiC eine relativ gleichmäßige Temperaturverteilung zu erwarten, verbunden mit einer ebenso gleichmäßigen Wärmedehnung und den daraus resultierenden geringen Spannungswerten.
- Der Wärmeausdehnungskoeffizient beider Werkstoffe ist vergleichsweise gering, was auf die Höhe der durch ungleichmäßige Wärmedehnungen hervorgerufenen Thermospannungen einen günstigen Einfluß hat.
- Die Herstellung von Bauteilen aus Al₂O₃ ist durch das Verfahren des Plasmaspritzens bei größeren Stückzahlen weitaus günstiger als die von Teilen aus SiSiC, die im Schlickergußverfahren hergestellt werden.
- Weitere Eigenschaften von SiSiC und Al₂O₃ sind, wie bei den meisten keramischen Werkstoffen, die Gasdichtigkeit, eine hohe Härte und, im Gegensatz zur Zugbeanspruchbarkeit, die hohe Druckfestigkeit.

Der Einsatz von Keramikmaterial im Hochtemperaturbereich bringt zwar grundsätzlich den Vorteil der Temperaturverträglichkeit, aber auch den Nachteil von Weibull-verteilten Festigkeitskennwerten mit sich, das heißt, daß die Festigkeitswerte streuen und kein Mindestwert garantiert werden kann. Außerdem sind für alle Keramiken, zumindest bei niedrigen und mittleren Temperaturen (bis ca. 1000 °C), ideal-spröde Eigenschaften charakteristisch. Plastisches Fließen tritt nicht auf, so daß lokale Spannungsspitzen nicht durch plastische Verformung abgebaut werden können.

Die Minimierung der hier durch thermische Belastung hervorgerufenen Beanspruchungen in geometrisch komplizierten Keramikteilen ist demnach

das entscheidende Kriterium für deren optimale Gestaltung. Ziel ist eine möglichst zugspannungsfreie Konstruktion.

2 Schadensfälle an der zunächst verwirklichten Konstruktion

Die in Bild 1 gezeigte ursprüngliche Form der Düse, bestehend aus einem durch eine Scheibe (3) abgedecktem Rohr (1) und einem tulpenförmigen Teil (2), wurde zunächst aus den beiden Werkstoffen SiSiC und Al_2O_3 hergestellt. Sie erwies sich in der Praxis als nicht "keramikgerecht" konstruiert, wie auch aus der durch die Funktion der einzelnen, fest miteinander verbundenen Bauteile hervorgerufenen Belastungen ersichtlich wird:

Das innerhalb des Rohres einströmende Brenngas,

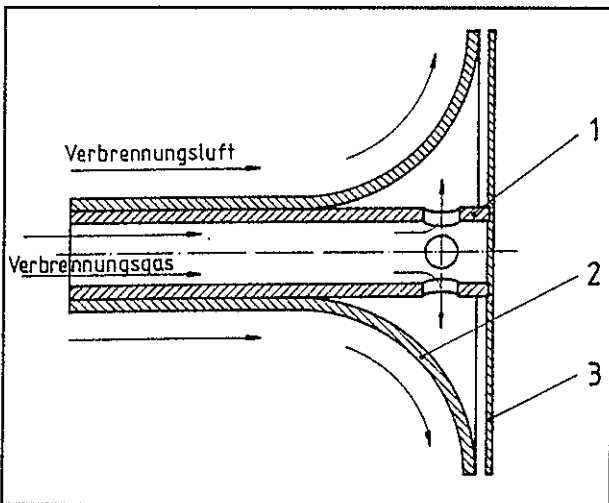


Bild 1: Ursprüngliche Form der Düse

das etwa Raumtemperatur hat, wird mit der außen an der Tulpe vorbeigeleiteten, auf bis zu 600 °C vorgewärmten Luft vermischt. Die außerhalb der Düse gezündete Flamme erwärmt das umgebende Schamottegehäuse, das seinerseits durch Wärmestrahlung vor allem auf die Deckelplatte der Düse einwirkt.

Es entsteht infolge der einseitigen Aufheizung der Platte ein Temperaturgefälle, zumal die übrigen Teile der Düse durch das Brenngas und die gegenüber der Verbrennungstemperatur relativ kalte Verbrennungsluft gekühlt werden.

Die vorliegende Konstruktion hielt der Belastung in-

sofern nicht stand, als am Düsenrohr im Bereich der Zuführbohrungen Stücke abplatzten und am Deckel ganze Winkelsegmente herausbrachen. Die äußere Brennertulpe wurde hingegen nicht in Mitleidenschaft gezogen.

3 Einsatz der Finite-Elemente-Methode

Die Beanspruchungsermittlung an den besonders gefährdeten Bereichen der Düse entzieht sich einer einfachen analytischen Berechnung; es bietet sich hier der Einsatz der Methode der Finiten Elemente (FEM) an.

Damit ergibt sich unter Umgehung aufwendiger Laboruntersuchungen die Möglichkeit, verschiedene Rand- und Einsatzbedingungen wie Temperaturbeaufschlagung, Wärmeübergang, zeitabhängige Belastungen usw. an den interessierenden Bauteilen rechnerisch zu simulieren und die Bauteilreaktionen wie Verschiebungen und Beanspruchungen zu ermitteln. Variantenrechnungen erlauben es dabei, auf theoretische Weise eine Anzahl möglicher anderer Bauformen zu "erproben" und die für den Einsatz günstigste Bauform zu ermitteln.

Voraussetzung für eine exakte rechnerische Analyse ist jedoch die genaue Kenntnis der Randbedingungen.

Während materialspezifische Werte - in diesem Fall die Wärmeleitfähigkeit, E-Modul und Querkontraktionszahl - entsprechender Literatur oder Herstellerangaben entnommen werden können, müssen die für die Ermittlung der Temperaturverteilung erforderlichen Werte wie die Umgebungstemperatur (hier z. B. die Temperatur der Verbrennungsluft und des Verbrennungsgases) und u. U. die Bauteiltemperatur an prägnanten Stellen vorgegeben werden. Diese Randbedingungen sind mit Hilfe von Betriebsmessungen ermittelt worden.

Da die äußere Brennertulpe im Betrieb nicht in Mitleidenschaft gezogen wurde, konnte auf deren Nachbildung zugunsten geringeren Speicherplatz- und Rechenzeitbedarfs verzichtet werden.

4 Ursprüngliche und optimierte Version

Das **Bild 2** zeigt das FE-Netz der bisherigen Konstruktion. Wegen der Rotationssymmetrie des Bauteils konnte die Generierung auf die Hälfte des Modells beschränkt werden.

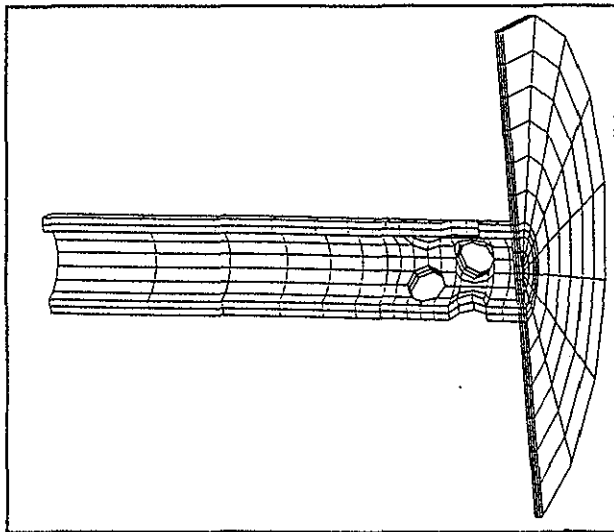


Bild 2: FE-Modell der ursprünglichen Düse

Die Beanspruchungsanalyse der zu untersuchenden Bauform aus SiSiC ergibt die durch Wärmeeinwirkung hervorgerufene Verformung, die in **Bild 3**, mit dem Faktor 30 übertrieben, zu sehen ist.

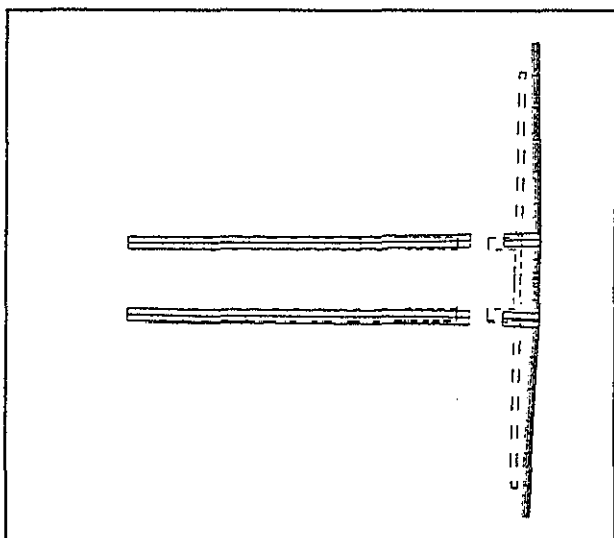


Bild 3: Verformung der Düse durch Temperatureinwirkung

Die Verformung der Düse hat eine Spannungsverteilung zur Folge, die **Bild 4** zeigt. Die Höhe der Umfangsspannungen beträgt maximal 1080 N/mm².

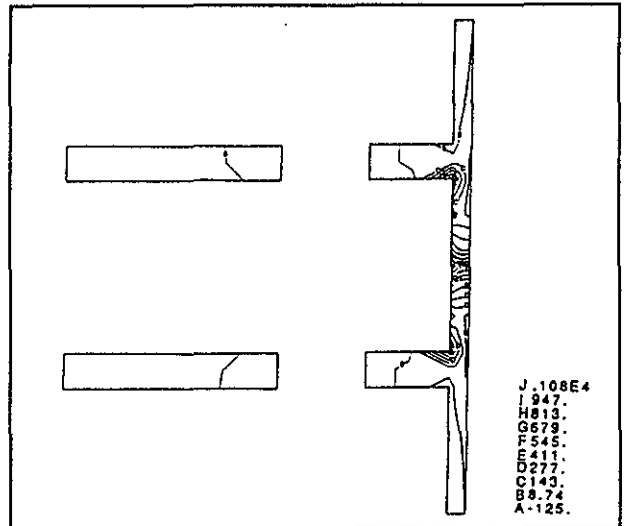


Bild 4: Umfangsspannungen, Ausschnitt

Die Umgebung der Zuführbohrungen erweist sich als weniger gefährdet, da sowohl die absoluten Spannungswerte als auch die Spannungsgradienten deutlich niedriger liegen als diejenigen an der Rohrvorderseite. Dennoch erscheint es sinnvoll, jeden Kerbeinfluß in den thermisch belasteten Zonen zu vermeiden und die Bohrungen in den weniger belasteten vorderen Teil des Rohres zu verlegen.

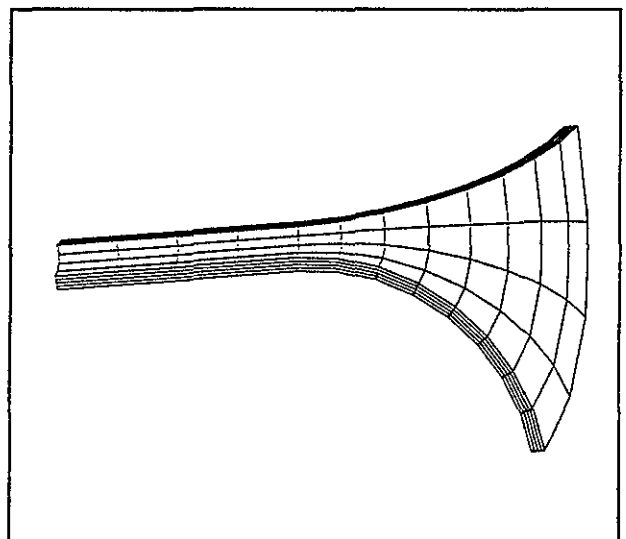


Bild 5: Tulpenförmige Düse

Die Generierung von weiteren Varianten am Bildschirm und deren Auswertung führt zu einer Konstruktion, die als "keramikgerecht" gelten kann.

Die Neukonstruktion des inneren, bisher rohrförmigen Teils der Düse in Tulpenform (siehe **Bild 5**) erbringt eine dem Verlauf der Beanspruchung ent-

sprechende Geometrie; deutlich wird dies in den Bildern 6 und 7, die die Verformung unter Temperaturbelastung für den Werkstoff SiSiC bzw. Al_2O_3 wiedergeben, und in den Bildern 8 und 9, die den Verlauf der Umfangsspannungen jeweils für die beiden Werkstoffe unter denselben Randbedingungen wie bisher zeigen. Es ist deutlich zu erkennen, daß hier zum einen der Betrag der Spannungen reduziert wird, daß zum anderen aber auch keine extremen Spannungskonzentrationen wie in Bild 4 auftreten.

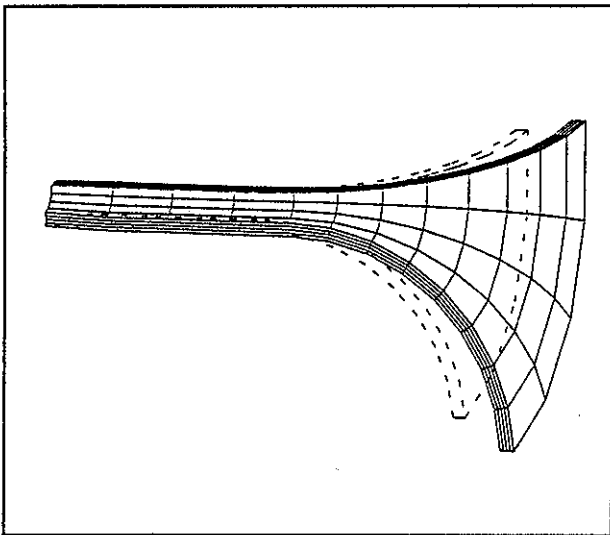


Bild 6: Verformung unter Temperaturbelastung für SiSiC

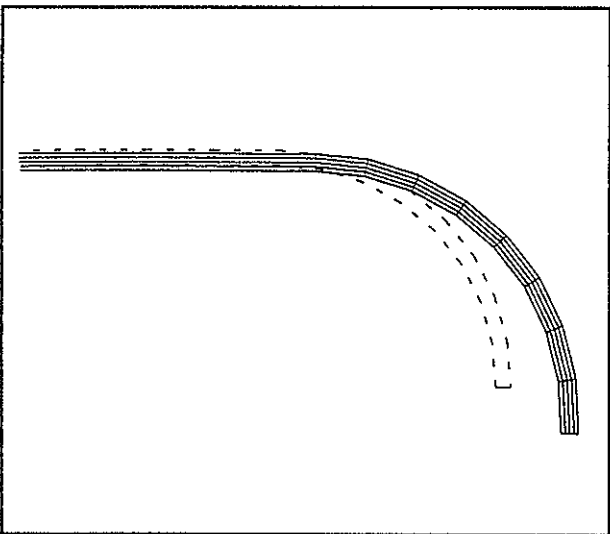


Bild 7: Verformung unter Temperaturbelastung für Al_2O_3 .

Schnittdarstellung

Bei beiden Werkstoffen liegen die Spannungen auf einem jeweils ertragbaren Niveau; es ist den Ergebnissen damit zu entnehmen, daß die Düse aus dem kostengünstiger zu verarbeitendem Al_2O_3 herge-

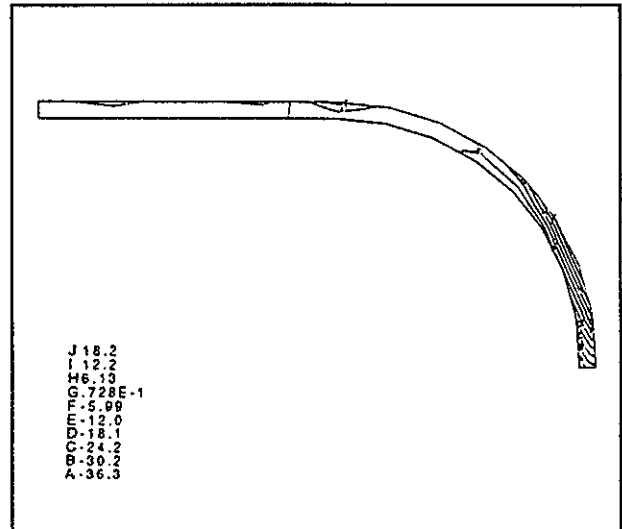


Bild 8: Verlauf der Umfangsspannung für SiSiC

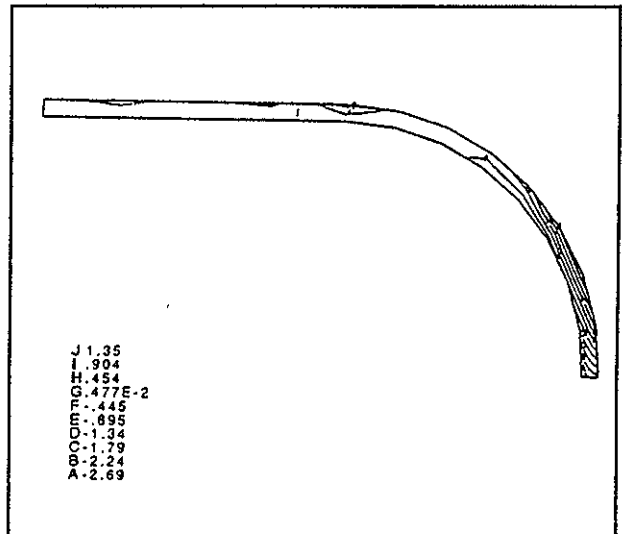


Bild 9: Verlauf der Umfangsspannung für Al_2O_3

stellt werden kann, ohne daß ein Versagen der Konstruktion im Betrieb zu befürchten ist.

5 Zusammenfassung

Mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode konnten für eine Keramik-Brennerdüse die Betriebsbedingungen rechnerisch nachvollzogen werden; Schadensfälle der Düse wurden so anschaulich belegbar.

In mehreren Schritten wurde die Geometrie der Düse so gestaltet, daß eine beanspruchungsgerechte Form entstand - eine Form, die ihre praktische Erprobung jetzt bereits hinter sich gelassen hat und sich im Einsatz in Industrieöfen vielfach bewährt.

Spannungsoptische Untersuchungen an Bolzen-Lasche-Verbindungen

W. Kalliwoda

Einleitung

Bolzen-Lasche-Verbindungen sind weitverbreitete Maschinenelemente, an die hohe Anforderungen bezüglich der Kraftübertragung gestellt werden. Die Verbindung tritt in vielfältiger Form auf. Im Motorenbau sind die Kolben über Bolzen an die Pleuelstangen angelenkt und hohen Kräften ausgesetzt. Als Gelenkverbindung wird das Element insbesondere bei Hebezeugen und in der Krantechnik eingesetzt (Bild 1 und Bild 2). Im Hinblick auf steigende Leichtbauanforderungen ist das Ausnutzen des Tragvermögens unter Zulassung elastoplastischer Bauteilverformung von Interesse. Dazu ist eine exakte Kenntnis der Beanspruchungsverteilung in der Verbindung erforderlich.

Mit Hilfe spannungsoptischer Modelluntersuchungen kann eine schnelle und anschauliche Übersicht zur Spannungsverteilung gemacht werden. Dieses Verfahren der experimentellen Festigkeitsuntersuchung ist nicht nur auf den elastischen Bereich beschränkt. Bei Untersuchungen im elastoplastischen Bereich muß allerdings das spannungsoptische Modellmaterial besondere Anforderungen erfüllen.

1 Berechnungsverfahren und Berechnungsmodelle

Es gibt eine Fülle teils genormter Richtlinien und Vorschriften zur Dimensionierung von Augenstäben. Sie unterscheiden sich je nach Industriezweig und Verwendungszweck. Die Grundform aller Bolzen-Lasche-Verbindungen ist der Augenstab (Bild 3). Die Spannungsverteilung im Augenstab wird durch den Kontaktdruck zwischen Bolzen und Lasche maßgeblich bestimmt. Bei der Ermittlung der Spannungsverteilung in diesem Bauteil muß deshalb die Kontaktproblematik berücksichtigt werden. Die Kontaktdruckverteilung hängt dabei von einer Vielzahl von Parametern ab, weshalb trotz vieler Untersuchungen noch Unsicherheiten bei der Berechnung dieser Verbindungen bestehen.

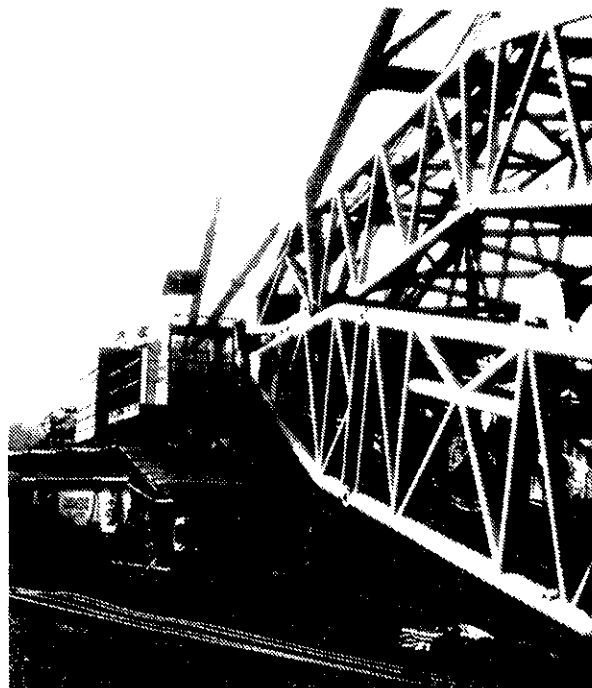


Bild 1: Gittermastkran

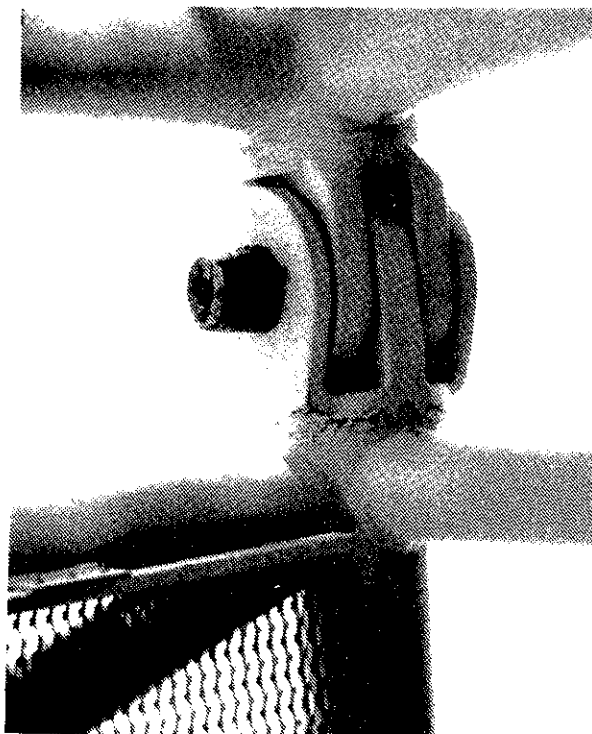


Bild 2: Bolzen-Lasche-Verbindung

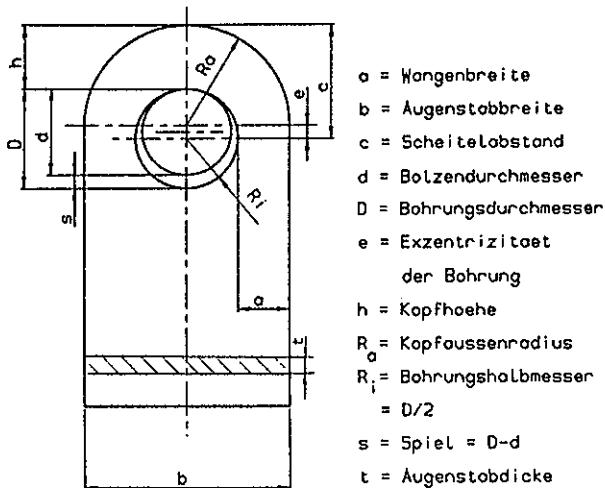


Bild 3: Augenstababmessungen

Bei üblichen Laschenformen, bei denen die Wangenbreite a etwa der Kopfhöhe h entspricht, ist der Wangenquerschnitt der gefährdete Bereich. Es wird die im Wangenquerschnitt $(b-d) \cdot t$ auftretende Zugspannung unter Berücksichtigung der Formzahl α berechnet [1]. Für kritische Kopfquerschnitte wird die Lochleibung p errechnet. Unter Annahme einer konstanten Pressungsverteilung ergibt sie sich zu $p = F/t \cdot D$. Die Lochleibung wird gegen die Fließgrenze dimensioniert.

Viele Berechnungsmodelle beschreiben den Laschenkopf als Kreisringscheibe oder als Modell einer unendlichen Scheibe mit Bohrung und cosinusförmiger Kontaktdruckverteilung am Innenrand des Auges. Aus diesen Berechnungen ergeben sich große Abweichungen gegenüber experimentellen Untersuchungen am Originalbauteil. So erhält man bei spielbehafteten Verbindungen mit steigender Last ein Anschmiegen der Bohrung an den Bolzen, wobei die verformungsbehindernden Querschnittsflächen zunehmen. Der sich ändernde Kontaktwinkel φ_0 bleibt in diesen Berechnungsmodellen unberücksichtigt.

Aus Ergebnissen einer spannungsoptischen Untersuchung [2], wird die Formzahl α in Abhängigkeit vom Kontaktwinkel φ_0 angegeben. φ_0 hängt dabei vom Bolzenspiel s , der Belastungshöhe F sowie der Laschendicke t und dem E-Modul-Verhältnis Bolzen (B) / Lasche (L) $E_{red} = 2 E_L \cdot E_B / (E_B + E_L)$ ab.

$$\varphi_0 = \frac{\pi}{2} \cdot \tanh \left[0.962 \frac{b/D}{b/D - 1} \right] \cdot \sqrt{\frac{F}{E_{red}} \cdot s \cdot t}$$

2 Spannungsoptische Untersuchungen

In der Spannungsoptik wird der Effekt der Spannungsdoppelbrechung genutzt. Im belasteten ebenen Modell wird unter polarisiertem Licht eine Interferenzerscheinung sichtbar. Die im Modell erscheinenden Streifen der Isochromaten sind eine Grundlage der Auswertung. Die Isochromatenordnungen, durch Abzählen zu ermitteln, sind im elastischen Bereich proportional der Hauptspannungsdifferenz $(\sigma_1 - \sigma_2)$.

Bild 4 zeigt die Isochromatenaufnahme eines Augenstabmodells mit großem Bolzenspiel. Es wirkt ein konzentrierter Kontaktdruck auf eine kleine Fläche am Bohrungsinnenrand des Laschenkopfs. Das Isochromatenbild ähnelt dem charakteristischen Bild einer auf eine Halbebene wirkenden senkrechten Einzellast. Der Spannungszustand entspricht dabei der Hertz'schen Pressung. In der Nähe des Lastangriffs ist jedoch eine Abweichung vorhanden und zwar verlaufen die Kreise etwas vom Lastangriffspunkt entfernt. Das Isochromatenbild ist hier vergleichbar dem Bild einer Halbebene unter dem Druck einer Walze. Auch in diesem Fall ist das Maximum der Hauptspannungsdifferenz $(\sigma_1 - \sigma_2)$ und damit die max. wirkende Schubspannung nicht am Rande, sondern etwas unterhalb der Oberfläche. Bei der Betrachtung des Gesamtmodells zeigen sich nur geringe Ordnungen im Bereich der äußeren Hälfte von Wangen- und Kopfquerschnitt (Bild 4).

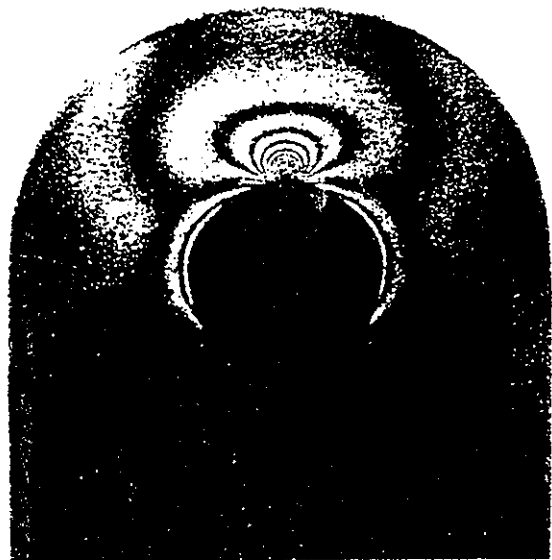


Bild 4: Augenstabmodell mit großem Bolzenspiel

Bild 5 zeigt eine beanspruchungsgerechtere Laschengeometrie mit kleinerer Wangenbreite a und mit gepaßten Bolzen. Die äußere Belastung dieser Lasche ist identisch mit der Augenstabelbelastung aus **Bild 4**. Ebenso ist der Bohrungsdurchmesser D gleich. Auch hier läßt sich schnell eine qualitative Aussage über die Spannungsverteilung geben. Durch den überhöhten Kopf und den gepaßten Bolzen minimiert sich die Biegebeanspruchung in den Wangen. Dies ermöglicht geringere Wangenbreiten und damit eine Materialeinsparung ohne daß die Festigkeit abnimmt.

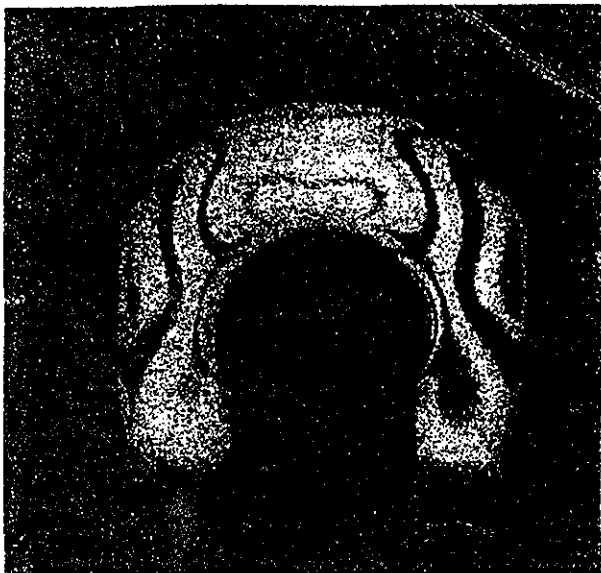


Bild 5: Lasche mit Kopfüberhöhung und vergrößerten Kopfaußenradius R_a

Die Größe und Verteilung der Kontaktpressung wird beeinflusst durch: [3]

- Spiel zwischen Bohrung und Bolzen
- Belastungshöhe F
- Laschenform

Dabei lassen sich folgende qualitative Aussagen machen:

- Mit zunehmenden Spiel s wird der Kontaktwinkel φ_0 kleiner und das Maximum der Kontaktpressung p_{max} steigt an.
- Mit zunehmender Belastung wird der Kontaktwinkel φ_0 größer. Zwischen Belastung und maximaler Pressung p_{max} besteht ein degressiver Zusammenhang.
- Vergrößert sich das E-Modul-Verhältnis E-Bolzen / E-Lasche so wird der Kontaktwinkel φ_0 kleiner und das Maximum der Kontaktpressung p_{max} wird größer.

3 Spannungsoptische Untersuchungen im teilplastischen Bereich

Um die Methode der Spannungsoptik auch im teilplastischen Bereich anwenden zu können, muß ein dafür geeigneter Modellwerkstoff verwendet werden. Die im Vorversuch eingesetzten Araldit-Kunstharze eignen sich nur für Untersuchungen im elastischen Bereich. Bei Verwendung plastifizierbarer Kunststoffe zeigen sich grundlegende Unterschiede im plastischen Verhalten gegenüber Metallen. Wegen dieser Verschiedenheit der rheologischen Eigenschaften von Modell- und Originalwerkstoff sind Untersuchungen nur unter großen Einschränkungen möglich. Ein besser geeignetes Modellmaterial muß neben den erforderlichen spannungsoptischen Eigenschaften auch metallähnliche mechanische Eigenschaften besitzen. So muß oberhalb der Fließgrenze der Modellwerkstoff gegenüber dem Material der Hauptausführung einem vergleichbaren Verfestigungsverhalten folgen.

3.1 Modellwerkstoff Silberchlorid (AgCl)

Der am Institut für Maschinenwesen verarbeitete Modellwerkstoff Silberchlorid zeigt metallähnliche mechanische Eigenschaften. Dies geht aus Spannungs-Dehnungs-Diagrammen und der Aufnahme von Fließkurven von AgCl-Proben hervor. So wurde der Zusammenhang zwischen der Fließspannung k_f und dem Umformgrad φ in Abhängigkeit der Umformgeschwindigkeit geprüft. Hierbei zeigte sich, daß AgCl wegen seines kubischen Kristallaufbaus metallähnlichen Charakter besitzt. Auf Grundlage dieser Versuche konnte ein Vergleich zwischen AgCl und Aluminium durchgeführt werden [4].

Die für spannungsoptische Untersuchungen erforderlichen optischen und mechanischen Eigenschaften werden durch eine besondere Versuchstechnik erzielt. Dazu wird ein Zonenschmelzverfahren durchgeführt und der dabei gewonnene Schmelzrohling in mehreren Stufen kaltumgeformt und rekristallisiert. Daraus resultiert der erforderliche feinkörnige Gefügebau. Nur polykristalline quasisotrope Proben sind spannungsoptisch verwendbar.

3.2 Überelastisch beanspruchter Augenstab

Beim Zugversuch einer ebenen AgCl-Probe wurde die Belastung schrittweise bis zu teilplastischer Beanspruchung erhöht. Die Probengeometrie entspricht der eines Zugstabs, mit an den Enden ausgebildeten Augenstabsköpfen bei verschiedenem Bolzenspiel. Die Belastung wird über 2 Metallbolzen eingeleitet. Während sich die Probe bei elastischer Beanspruchung nach Entlastung wieder entspannt, kann nach elastoplastischer Verformung der plastisch verformte Teil nicht in seine ursprüngliche Lage zurückkehren. Die plastisch verformten Zonen wirken deshalb auf die benachbarten elastischen Bereiche dehnungsbehindernd.



Bild 6: Isochromatenbild der AgCl-Probe mit Spiel

Dies führt zu Restspannungen die nach Probenentlastung wirksam bleiben. **Bild 6** und **Bild 7** zeigen die aufgrund dieser Eigenspannungen in der Probe sichtbaren Isochromatenfelder.

Um die Bohrung des gepaßten Bolzens sind nur geringe Isochromatenordnungen sichtbar (**Bild 7**). Dagegen tritt bei der spielbehafteten Augenstabhälfte durch das Anschmiegen der Bohrung an den Bolzen eine hohe Verformung im Kopf- und Wangenquerschnitt auf (**Bild 6**). Nach erster plastischer Verformung am Bohrensinnenrand des Laschenkopfs, wird die aktive Plastifizierung durch Mittragen benachbarter Querschnittsbereiche gestoppt und setzt sich danach im Wangenquerschnitt fort.

4 Zusammenfassung

Mit Hilfe einer ebenen spannungsoptischen Modelluntersuchung läßt sich schnell eine anschauliche Übersicht zur qualitativen Spannungsverteilung unterschiedlicher Laschengeometrie gewinnen. Damit lassen sich Bauteile nach gestaltsoptimierten Gesichtspunkten prüfen. Der am Institut verwendete Modellwerkstoff Silberchlorid ermöglicht auch Untersuchungen im elastoplastischen Bereich. Es können Aussagen zum Plastifizierungsfortschritt und zur Restspannungsverteilung eines überelastisch beanspruchten Augenstabmodells gemacht werden.

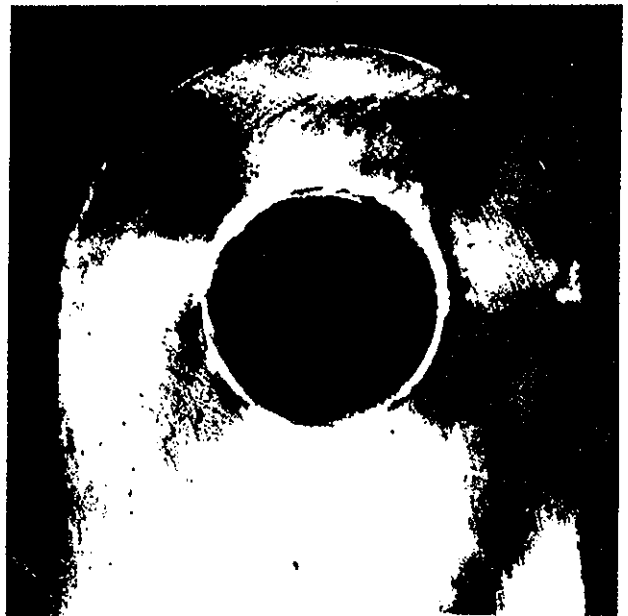


Bild 7: Isochromatenbild der AgCl-Probe mit Paßbolzen

Literatur:

- [1] Neuber, H. Kerbspannungslehre
Springer Verlag, 1985
- [2] Joensson, D. Ergebnisse zu Spannungs- und
Ruczka, M. Verformungsanalysen an Au-
genstäben, Maschinenbautech-
nik, Berlin 35 (1986) 9
- [3] Siemieniec, A. Druckverteilung und Span-
nungszustand in einer Bolzen
verbindung, IMW- Institutsmit-
teilungen 1988
- [4] Dietz, P. Spannungsoptische Modellun-
Hirchenthain, A. tersuchung mit Hilfe des Modell-
Schmidt, O.A. materials Silberchlorid, VDI-Ber-
richt Nr. 439, 1982

Digitale Bildverarbeitung und rechnergestützte Auswertung im Bereich der dynamischen Spannungsoptik

J. Albers, G. Wan

Einleitung

In vielen Bereichen der Technik bietet sich die Anwendung dynamischer spannungsoptischer Methoden an, z.B. bei der Erforschung von Körperschall oder bei Untersuchungen zur Prallzerkleinerung. In diesem Beitrag soll die rechnergestützte Auswertung spannungsoptischer Versuche unter dem Einsatz der digitalen Bildverarbeitung behandelt werden.

Versuchstechnik:

Zur Registrierung dynamischer spannungsoptischer Aufnahmen wird das von Kuske entwickelte verzögerte Einzelblitzverfahren eingesetzt. Die Versuche wurden in dem in Bild 1 skizzierten Versuchsaufbau durchgeführt. Die Stoßbelastung des Modells wird durch eine Wälzlagerkugel aufgebracht, die in einem Schießrohr (Bild 1) beschleunigt wird. Durch Auslösen eines Magnetventils wird das Schießrohr mit Druck beaufschlagt, der die Kugel beschleunigt. Beim Durchlauf der Kugel durch das Schießrohr wird über eine Lichtschranke ein Impuls ausgelöst, der eine stufenlos einstellbare Verzögerungseinrichtung triggert. Dieser sogenannte Retarder löst dann nach der voreingestellten Verzögerungszeit eine Blitzlampe aus.

Dieser Hochleistungsblitz hat eine Blitzdauer von 1 Mikrosekunde und eine Blitzenergie von 2,2 Ws. Das Spektrum ähnelt dem des Tageslichtes. Die Intensität ist ausreichend, um einen handelsüblichen Film zu belichten. Durch die Variation der Verzögerungszeit am Retarder können so zu jedem beliebigen Zeitpunkt des Stoßvorganges Einzelbilder erstellt werden. Durch die hohe Reproduzierbarkeit der Versuche ist es möglich, den Stoßvorgang in einer Reihe von Einzelbildern vollständig zu dokumentieren. Zur Aufnahme der Isoklinen werden beide Viertelwellenplatten ausgeschaltet. Bei einer synchronen Drehung der beiden Polarisationsfilter werden die Isoklinen für eingestellte Winkel zum gleichem Zeitpunkt bei wiederholten Belastungen aufgenommen.

Digitale Bildverarbeitung

Bis vor wenigen Jahren war die digitale Bildverarbeitung, vor allem im Echtzeit- und Echtfarbbereich nur mit sehr hohen Rechnerkapazitäten und hohem finanziellen Aufwand möglich. Durch die rasch voranschreitende Entwicklung der Mikroelektronik und den damit einhergehenden sinkenden Preisen für Speicherchips und leistungsfähige Rechner im PC-Bereich wurde die digitale Bildverarbeitung für viele Bereiche in Forschung und Entwicklung erst möglich.

Beim heutigen Stand der Technik ist es möglich, ein leistungsfähiges Bildverarbeitungssystem im Echtfarb- und -Zeitbereich auf einer PC-Steckkarte unterzubringen. Bei Verwendung eines schnellen 32 Bit Mikrocomputers ergeben sich die nötigen Voraussetzungen für eine angemessene Verarbeitungsgeschwindigkeit der bei der digitalen Bildverarbeitung anfallenden hohen Informationsmenge. Um Bilder und die darin enthaltenen Informationen auf einem elektronischen Rechner verarbeiten zu können, müssen diese erst in ein für den Computer verständliches Datenformat gebracht werden, d.h. sie müssen digitalisiert werden. Beim vorliegenden Bild kann es sich um eine Fotografie oder ein mit

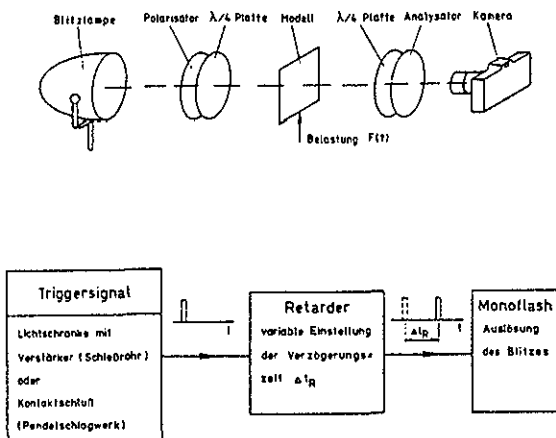


Bild 1: Versuchsaufbau

einer Videokamera erfaßtes Bild handeln. Die Vorlage wird nun zeilen- und spaltenweise in diskrete Bereiche eingeteilt. Die Anzahl der Zeilen und Spalten richtet sich nach der Speicherkapazität der verwendeten Hardware. Jedem dieser Bereiche wird nun ein bestimmter Zahlenwert zugeordnet.

Bei einem Schwarz-Weiß-Bild entsprechen diese Zahlen einem sogenannten Grauwert, d.h. schwarze Bildbereiche erhalten den Wert Null, und weiße Bildbereiche erhalten beispielsweise bei einer Speichertiefe von 8 Bit den Wert 255. Alle dazwischen liegenden Grautöne werden ihrem Schwarz- und Weißanteil entsprechend den Zahlen von 1 bis 254 zugeordnet.

Auch hier entscheidet die Hardware über den möglichen Bereich der Zahlenwerte. Allgemein läßt sich sagen, daß mit steigender Zeilen- und Spaltenzahl und steigendem Zahlenbereich das digitalisierte Bild sich dem Original immer mehr annähert

Bei farbigen Bildvorlagen müssen weitere Informationen betrachtet werden. Hier genügt die Grauwertverteilung nicht. Eine Möglichkeit besteht darin, jedes Bild in seine Grundfarben rot grün und blau zu zerlegen und jede einzelne Grundfarbe wie ein Schwarz-Weiß-Bild zu digitalisieren. Eine andere Form der Darstellung von digitalisierten Farbbildern ist der sogenannte HSI-Modus.

Hierbei wird die Bildinformation nicht in die drei Grundfarben zerlegt sondern in die drei Anteile Farbe (Hue), Sättigung (Saturation) und Intensität (Intensity) aufgeteilt.

Beide Arten der Darstellung sind ohne Informationsverlust ineinander umwandelbar. Die HSI Darstellung ähnelt dem menschlichen Sehvorgang. Mit der Diskretisierung der Bildinformationen ist immer ein Informationsverlust gegenüber dem Original verbunden, der durch rechnerische Manipulationen aber zum Teil wieder ausgeglichen werden kann.

Andererseits bietet die digitale Information eine Reihe von Manipulationsmöglichkeiten, um bestimmte Strukturen des Bildes herauszuarbeiten oder Störinformationen zu unterdrücken.

Gerade im Bereich der Spannungsoptik bietet sich der Einsatz der digitalen Bildverarbeitung an, um Isoklinen- und Isochromatenverläufe herauszufiltern und dadurch den Spannungszustand von Bau-

teilen zu untersuchen und rechnergestützt auszuwerten.

Hardware

Eingesetzt wird ein MS DOS Rechner mit 1 MB Speicher, einem Diskettenlaufwerk, EGA Karte und Farbmonitor und einer 40 MB Festplatte.

Der Rechner verfügt über einen 32 Bit Prozessor Intel 80386 und arbeitet mit einer Taktfrequenz von 16 MHz.

Die gesamte Bildverarbeitungshardware mit 1 MB Bildspeicher, AD / DA Wandlern und Grafikprozessor ist auf einer Karte zusammengefaßt und belegt nur einen Steckplatz im Rechner.

Diese Karte zeichnet sich durch eine hohe Verarbeitungsgeschwindigkeit und eine hohe Bildauflösung aus.

Sie kann ein Bild, das mit einer RGB- Videokamera aufgenommen wird in Echtzeit mit einer Auflösung von 512 mal 512 Bildpunkten digitalisieren.

Das Bild kann sowohl im RGB- als auch im HSI Modus dargestellt und verarbeitet werden. Jede der drei Bildinformationen (HSI- oder RGB Modus) kann dabei 256 verschiedene Werte (8 Bit) annehmen, so daß jeder einzelne Bildpunkt 1677216 verschiedene Farbstufen (24 Bit) annehmen kann.

Das digitalisierte Bild wird auf einem hochauflösenden RGB Monitor dargestellt

Zur Bilderfassung dient eine 3- Chip CCD Kamera, die in ihrer Auflösung und Bildqualität sehr gut mit der Bildverarbeitungskarte harmonisiert.

In Bild 2 ist ein Blockdiagramm der verwendeten Bildverarbeitungshardware wiedergegeben

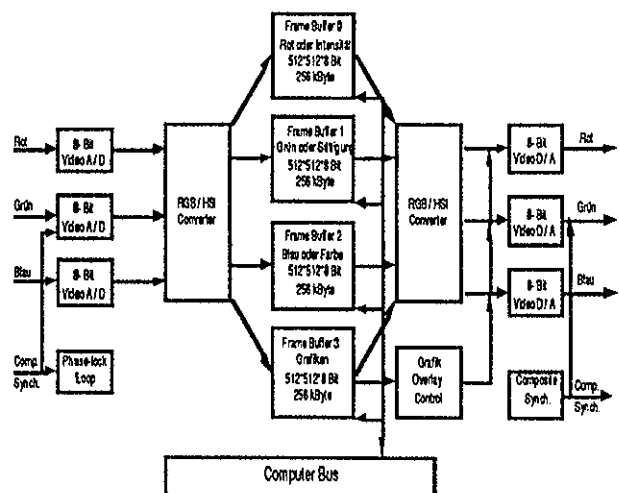


Bild 2: Blockdiagramm der Bildverarbeitung

Der in Bild 2 angegebene Hilfsspeicher dient zur Zwischenspeicherung von Informationen oder zur Überlagerung (Overlay) der drei Hauptspeicher mit Text oder Graphik, beispielsweise können hier die Grenzen ausgewählter Bildbereiche durch Umrahmungen (Windows) kenntlich gemacht werden. Theoretisch kann das System auf insgesamt 59 Speicher erweitert werden, so daß bis zu 19 Bilder gleichzeitig im Speicher gehalten werden können. In der gegenwärtigen Ausbaustufe kann nur ein Bild zur Zeit gespeichert und bearbeitet werden.

Software

Als Software wurde eine Unterprogramm-bibliothek aus einzelnen C-Routinen eingesetzt, die die grundlegenden Funktionen einer Bildverarbeitung wie Bilder speichern und laden, einfache Filteroperationen, Histogramme usw. bei Einbindung in ein Hauptprogramm ermöglichen. Das notwendige Hauptprogramm wurde am Institut in Eigenarbeit erstellt und den speziellen Anforderungen der Spannungsoptik angepaßt.

Das Programm sollte in erster Linie sämtliche für die Bildverarbeitung erforderlichen Funktionen in benutzerfreundlicher Weise dem Anwender zugänglich machen. Hierfür bot sich der Aufbau in einer hierarchischen Menüstruktur an. Zusammenhängende Funktionsgruppen wurden dabei in einzelnen Untermenüs zusammengefaßt.

In der Testphase des erstellten Programms zeigte sich, daß bei alleiniger Verwendung der serienmäßig mitgelieferten Unterprogramme keine zufriedenstellende Bildauswertung möglich war.

Es ergab sich daher die Notwendigkeit, eigene Programm-routinen zu entwickeln und in das Programm einzubinden. Dabei stellten sich folgende Schwerpunkte:

Speziell zur Bildvorverarbeitung, d.h zur Verringerung der stets vorhandenen Störungen, wurden geeignete Filter entwickelt.

Die Benutzerfreundlichkeit wurde durch Implementierung der Maussteuerung verbessert.

Es wurden geeignete Algorithmen zur Liniextraktion eingebaut und es wurde eine Möglichkeit geschaffen, Hardcopies des Bildschirms auf einem Matrixdrucker in verschiedenen Graustufen aus-

zugeben.

Für ein bestehendes numerisches Auswerteprogramm wurde eine Schnittstelle für den Datenaustausch erstellt.

Mit diesem Programm ist es nun möglich, Isoklinen- und Isochromatenbilder zu digitalisieren und zu analysieren.

Die Isochromaten und Isoklinen können z.B. optisch durch Falschfarbendarstellung hervorgehoben werden, Linien können extrahiert werden und durch spezielle Filteroperationen ist es möglich, Bildstörungen zu vermindern, Kanten von Objekten zu verstärken, usw.

Nach Bearbeitung der Bilder werden nun die für die numerische Auswertung erforderlichen Daten interaktiv über die Datenschnittstelle an das Auswerteprogramm übertragen.

Numerische Auswertung :

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 Gleichge-

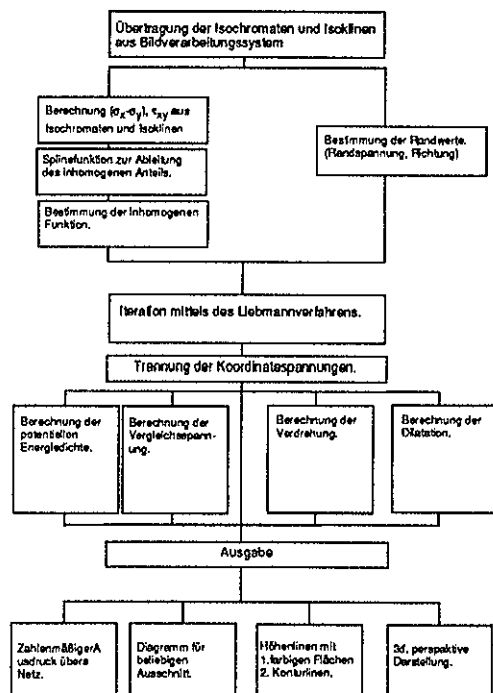


Bild 3: Flußdiagramm

wichts- und Verträglichkeitsbedingungen hat Kuske in [1] ein Verfahren zur quantitativen Auswertung vorgestellt. Nach diesem Verfahren wird im Institut für Maschinenwesen ein Programmsystem entwickelt, das nicht nur die Hauptspannungen trennt, sondern auch die Koordinatenspannungen und die Formänderungsenergie bzw. die Vergleichsspannungen nach verschiedenen Hypothesen berechnen kann. Das rechnerische Vorgehen wird im Diagramm von Bild 3 vereinfacht dargestellt.

Trennung der Hauptspannungen

Zur Beschreibung eines vollständigen zweidimensionalen Spannungszustandes werden drei Variable bzw. $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$ oder $\sigma_1, \sigma_2, \varphi$ benötigt. Aus der Spannungsoptik erhält man zwei der drei Variablen bzw. die Hauptspannungsdifferenz und die Hauptspannungsrichtung. Ein Auswerteverfahren soll dazu dienen, die dritte Variable zu ermitteln.

Bei dynamischen Beanspruchungen sind die Spannungen bzw. Spannungsänderungen von der Beschleunigung der Massenteilchen geprägt. Die Gleichgewichtsbedingung für Massenteilchen lautet:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} &= \rho \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} &= \rho \frac{\partial^2 V}{\partial t^2} \end{aligned} \quad (1)$$

Die Verträglichkeitsbedingung wird dargestellt in (2)

$$\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \partial y} \quad (2)$$

Durch eine Verknüpfung der Gleichgewichts- und Verträglichkeitsbedingungen über das Hook'sche Gesetz im elastischen Bereich wurde die Formel (3) in [2] abgeleitet.

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2}{\partial x^2}(\sigma_x + \sigma_y) + \frac{\partial^2}{\partial y^2}(\sigma_x + \sigma_y) &= A(x, y) \\ A(x, y) &= \frac{1+\nu}{1-\nu} \left[4 \frac{\partial^2 \tau_{xy}}{\partial x \partial y} + \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} - \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) (\sigma_x + \sigma_y) \right] \end{aligned} \quad (3)$$

ν ist die Poisson'sche Querdehnzahl.

Vereinfacht kann Formel(3) folgendermaßen dargestellt werden:

$$\nabla^2 \Sigma = A(x, y) \quad (4)$$

Hierbei ist:

$$\Sigma = \sigma_x + \sigma_y$$

Die Gleichung (4) ist eine Poisson'sche Differentialgleichung. Die rechte Seite der Gleichung (4) ergibt sich durch den Einfluß der Massenkraft. Beim statischen Lastfall ist sie Null.

Auswerteverfahren

Die Poisson'sche Differentialgleichung (4) läßt sich in die Liebmann'sche Differenzengleichung überführen und iterativ lösen. Die Einzigkeit der Lösung, das Konvergenzverhalten des iterativen Verfahrens und die Fehlerabschätzung wurden in [3] umfassend untersucht.

Der inhomogene Anteil der Gleichung (3) wird aus Isochromaten und Isoklinen zum gleichen Zeitpunkt abgeleitet, dazu gelten:

$$\begin{aligned} \sigma_x - \sigma_y &= (\sigma_1 - \sigma_2) \cos 2\varphi \\ \tau_{xy} &= \frac{1}{2} (\sigma_1 - \sigma_2) \sin 2\varphi \end{aligned} \quad (5)$$

Das Modell wird zuerst mit einem quadratischen Netz belegt. Die Knotenpunkte des quadratischen

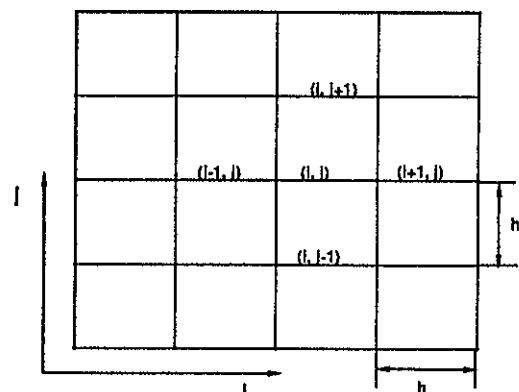


Bild 4: Netzteilung

Netzes sind die Elemente der Hauptmatrix. Der Differenzenausdruck in jedem Knotenpunkt lautet :

$$\frac{\partial^2 \Sigma}{\partial x^2} = \frac{1}{h^2} (\Sigma_{i-1,j} - 2\Sigma_{i,j} + \Sigma_{i+1,j})$$

$$\frac{\partial^2 \Sigma}{\partial y^2} = \frac{1}{h^2} (\Sigma_{i,j-1} - 2\Sigma_{i,j} + \Sigma_{i,j+1})$$

(6)

mit $i, j = (1, 2, 3, \dots, N)$. Der konstante Abstand der Maschenweite ist h . Aus den Gleichungen (5) und (3) wird der Wert vom inhomogenen Anteil für jeden Knotenpunkt errechnet.

Durch Addition von Gleichungen in (6) ergibt sich:

$$\frac{1}{h^2} (\Sigma_{i-1,j} + \Sigma_{i+1,j} + \Sigma_{i,j-1} + \Sigma_{i,j+1} - 4\Sigma_{i,j}) = A(x, y)$$

(7)

Nach Umformung von Gleichung (7) in (8) wird der Wert des aktuellen Punkt i, j mit dem arithmetischen Mittelwert der umgebenden Knotenpunkte und dem inhomogenen Anteil dargestellt. Die Differenzengleichung (8) wird iterativ gelöst. Beim $n+1$ -ten Schritt ergeben sich die Werte :

$$\Sigma_{ij}^{n+1} = \frac{1}{4} (\Sigma_{i-1,j}^n + \Sigma_{i+1,j}^n + \Sigma_{i,j-1}^n + \Sigma_{i,j+1}^n) - \frac{h^2}{4} A(x, y)$$

(8)

Die Zahl der Iterationsschritte wird durch das Konvergenzverhalten und die zulässige Fehlergröße bestimmt. Der Wert des homogenen Anteils bleibt für jeden Schritt unverändert.

In Randnähe des Modells können die Netzabstände wegen der Randkontur nicht konstant gehalten werden. Die Differenzengleichung für Punkt O in Rand-

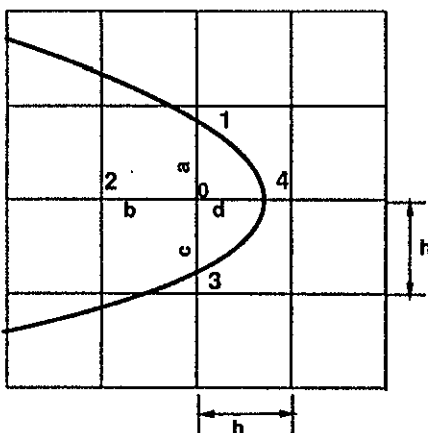


Bild 5: Approximation der Randwerte

nähe wird wie folgt approximiert:(Bild 5)

$$\Sigma_0 = \frac{abcd}{ac+bd} \left(\frac{\Sigma_1}{a(a+c)} + \frac{\Sigma_2}{b(b+d)} + \frac{\Sigma_3}{c(a+c)} + \frac{\Sigma_4}{d(b+d)} - \frac{1}{2}A_0 \right)$$

(9)

Durchführung der Auswertung

Ausgehend davon, daß die Isochromaten- und Isoklinenbilder von der Bildverarbeitung erfaßt und entsprechend behandelt wurden, wird ein Netz über das Modell gelegt. Bei der Anlage des Netzes muß man aufpassen, daß die Orientierungsrichtung der Knotenpunkte der Orientierung des Koordinatensystems entspricht. Eine falsche Orientierung der Knotenpunkte verursacht Fehler bei der Bestimmung der Vorzeichen der partiellen Ableitungen der inhomogenen Funktion $A(i, j)$. (Bild 4)

Die Werte der Isochromaten und Isoklinen für die Knotenpunkte werden aus dem Bildverarbeitungssystem ins Auswertungsprogramm intern übertragen. $(\sigma_x - \sigma_y)$ und τ_{xy} werden nach Formel (5) für jeden Knotenpunkt errechnet. Mit Hilfe der Splinefunktion werden kontinuierliche Kurven von $(\sigma_x - \sigma_y)$ und τ_{xy} über den Knotenpunkten mathematisch rekonstruiert. Durch Differentiation der Splinefunktion werden die partiellen Ableitungen vom inhomogenen Anteil der Gleichung (3) berechnet. Daraus wird die inhomogene Funktion $A(i, j)$ für jeden Knotenpunkt bestimmt.

Die Randspannungen, die als Ausgangswerte der Iteration sehr wichtig sind, werden aus Isochromaten und Isoklinen vom Bildverarbeitungssystem in die entsprechenden Matrizen des Auswertungsprogrammes übertragen.

Die Iteration zur Lösung der Liebmann'schen Differenzengleichung (8) wird nach obengenannten Vorbehandlungen durchgeführt. Man legt eine zulässige Fehlergröße fest. Durch mehrere iterative Schleifen konvergieren die Werte zu der zulässigen Fehler-schranke.

Nach der Iteration erhält man die Spannungssumme $\sigma_x + \sigma_y$. Mit Hilfe der Formeln (5) werden die einzelnen Koordinatenspannungen getrennt gelöst. Darüber hinaus kann man die Beanspruchungsverteilung unter Berücksichtigung der spezifischen Merk-

male der Spannungswellen analysieren. Man kann z.B. aus den vollständigen Koordinatenspannungen die potentielle Energiedichte und die Vergleichsspannungen nach verschiedenen Hypothesen ausrechnen. Die Verdrehung, die durch die Transversalwellen verursacht wird, und die Dilatation, die als Folge der Longitudinalwellen zustande kommt, lassen sich auch mittels der Koordinatenspannungen ausrechnen.

Zur Darstellung der Ergebnisse stehen 4 verschiedene Ausdrucksweisen zur Verfügung. Außer dem zahlenmäßigen Ausdruck über das Netz kann man den Verlauf der Spannungen für beliebige Ausschnitte im Diagramm ablesen. Die Höhenliniendarstellung sowohl in farbiger Flächendarstellung als auch in Konturlinien verschafft eine Gesamtübersicht über die Netzdaten. Der gleiche Zweck wird auch durch eine perspektivische Darstellung erfüllt, wobei die Profildform in beliebigen Ausschnitten überschaubar ist.

Die Bilder 6 bis 9 zeigen, ausgehend von der bereits segmentierten Aufnahme eines dynamisch beanspruchten spannungsoptischen Modells, ein digital aufbereitetes Bild (Bild 7) und schließlich die numerisch ausgewerteten Darstellungen (Bild 8 und 9).

Literaturverzeichnis:

- [1] Haberäcker, P.
Digitale Bildverarbeitung
Carl Hanser Verlag, München 1987
- [2] Kuske, A. Robertson, G.
Photoelastic Stress Analysis
John Wiley & Sons, Chichester 1977
- [3] Smith, G. D.
Numerische Lösung von partiellen Differentialgleichungen
- [4] Kolsky, H.
Stress Waves in Solids
Dover Publications, New York 1963
- [5] Hengsberger, E.
Beitrag zur Beanspruchungsanalyse dynamisch belasteter Maschinenbaukonstruktionen
Dissertation Institut für Maschinenwesen,
TU Clausthal 1987

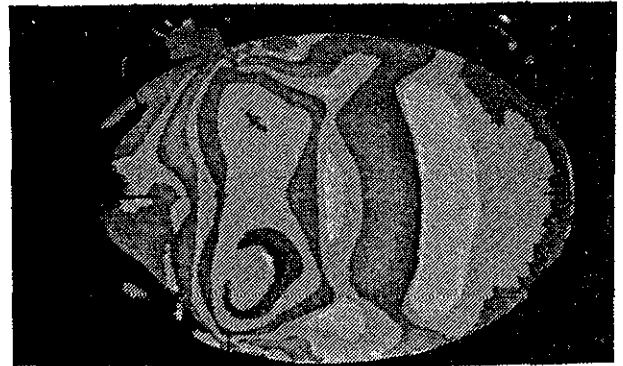


Bild 6: digitalisiertes und segmentiertes Bild (Isochromaten)



Bild 7: Linienextraktion (Isochromaten)

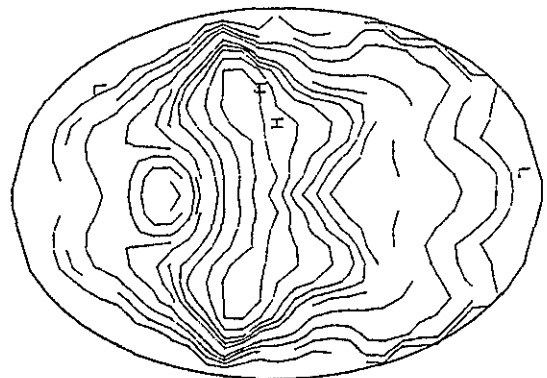


Bild 8: Höhenliniendarstellung (Isochromaten)

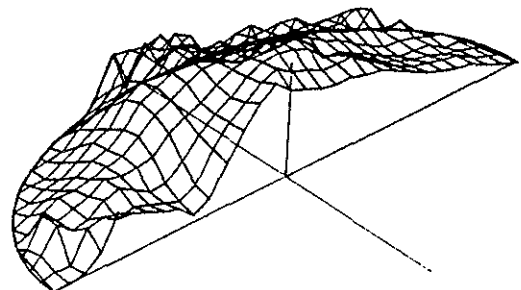


Bild 9: Netzdarstellung (Vergleichsspannung)

Erzielung höherer Umfangsgeschwindigkeiten bei verfahrenstechnischen Rotoren durch Verwendung faserverstärkter Kunststoffe

L. Rübhelke

Inhalt:

- 1 Einleitung und Problemstellung
- 2 Konstruktive Überlegungen
- 3 Berechnung
- 4 Zusammenfassung und Ausblick
- 5 Literatur

1 Einleitung und Problemstellung

Verfahrenstechnische Maschinen wie z.B. Abweiseradsichter oder Zentrifugen werden bis heute ausschließlich aus Metallwerkstoffen hergestellt. Für die Wahl von Stahlwerkstoffen können einige Gründe genannt werden wie z.B.:

- einfache Bearbeitung
- sehr verschleißfest durch zusätzliche Wärmebehandlung
- einfache Berechnung sowohl theoretisch als auch numerisch durch isotrope Werkstoffbedingungen
- bei der Konstruktion ist der Rückgriff auf bestehende Konstruktionskataloge möglich.

Wichte der Stahlwerkstoffe zu sehr großen Massenkräften und somit auch großen Bauteilspannungen, die von Stahlkonstruktionen nicht mehr bewältigt werden können. Es liegt daher nahe, auf Werkstoffe zuzugreifen, die einerseits eine geringe Wichte aufweisen und andererseits große Festigkeiten bieten.

Vergleicht man die in Bild 1 dargestellten Werkstoffe hinsichtlich ihrer bezogenen Festigkeiten ($\sigma/\rho g$) und ihrer bezogenen Moduli ($E/\rho g$), so wird ersichtlich, daß sowohl keramische Werkstoffe als auch Faserverbundwerkstoffe für hohe mechanische Belastungen bei einem starken Einfluß der Massenkäfte sehr gut geeignet erscheinen.

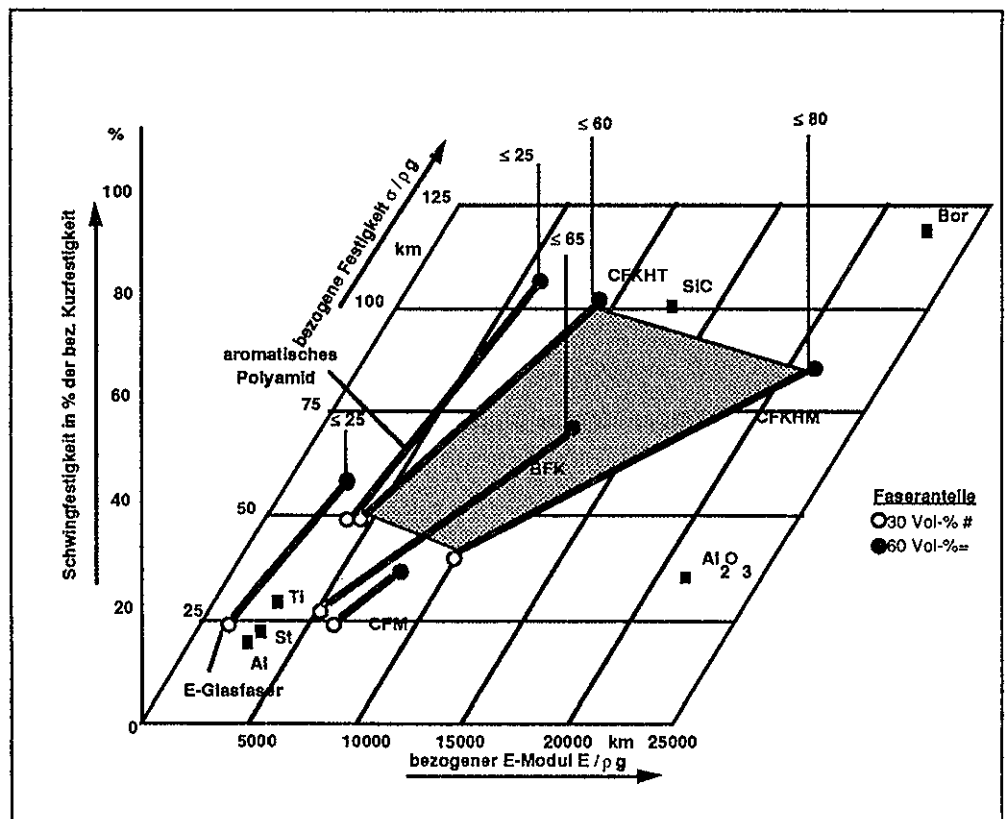


Bild 1: Bezogene Festigkeiten und Elastizitätsmodule nach [1]

Die Forderung nach immer besseren Produkten im verfahrenstechnischen Bereich (z.B. Kornfeinheiten $\mu < 1 \mu m$) können sowohl bei den Mühlen als auch bei der Sichtung nur durch immer höhere Umfangsgeschwindigkeiten der jeweiligen Rotoren bewältigt werden. Dies führt aufgrund der relativ großen

2 Konstruktive Überlegungen

Ziel der konstruktiven Überlegungen ist es, leichte und werkstoffgerechte Rotoren weitgehend aus Faserverbundwerkstoffen zu erarbeiten, die die Randbedingungen uneingeschränkter Funktionssicher-

heit und Betrieb erfüllen sollen. Hierbei ist zu beachten, daß von Anfang an innovative Wege beschritten werden, die von der reinen Materialsubstitution abweichen.

Die erarbeiteten Konzepte werden hinsichtlich

- Gesamtkonzept
 - Verbindungstechnik
 - Bauweisen der Komponenten
 - Material
 - Herstellung
 - Kosten (sind zu diesem Zeitpunkt schwer einschätzbar)
 - Realisierbarkeit
- gegenübergestellt und bewertet.

Ausgehend von den in der Anforderungsliste erarbeiteten Vorgaben sollen verschiedene Konzeptionen für die miteinander verbundenen Bauteile systematisch erarbeitet und diskutiert werden. Dies führt im Rahmen der Entwicklung zu Konstruktionskatalogen [2] die z.B. zur Verbindungstechnik von verschiedenen Bauteilen aus Faserverbundwerkstoffen Anregungen, Lösungen und Hinweise geben.

Hierbei soll bewußt auch die bisherige Ausführung der Bauteile in Frage gestellt werden, um völlig andere Ausführungsformen zu finden und zu untersuchen.

Es sind folgende Konstruktionen anzustreben:

- möglichst weitgehende Ausschöpfung des Potentials zum Leichtbau (Trennung von Zug- und Druckkraft übertragender Elemente)
- Funktionstrennung (Grundwerkstoff für Festigkeitsanforderungen, Zusatzwerkstoff oder Beschichtungen als Verschleißschutz)
- die Fertigung und Montage sollte, soweit sich im Überblick abschätzen läßt, eine maschinelle Fertigung ggf. Serienfertigung ermöglichen.
- das ausgewählte Konzept soll während der Projektdauer realisiert und erprobt werden können.

Bei der Konstruktion von Bauteilen aus Faserverbundwerkstoffen müssen einige Besonderheiten beachtet werden, die sich aus der Anisotropie des Werkstoffes, den speziellen Materialverhalten und

den verschiedenen Fertigungsverfahren ergeben. Es können bei der Konstruktion von Faserverbundwerkstoffen nur im geringen Umfang Halbzeuge oder vorgefertigte Teile verwendet werden. Für die Fertigung von Faserverbundbauteilen sind verschiedene Fertigungsverfahren entwickelt worden wie z.B. das Pressen, Wickeln oder Pultrudieren. Diese Fertigungsverfahren stellen aber auch bestimmte Anforderungen an die Geometrie der Bauteile. So ist es nicht möglich, alle Bauteilgeometrien durch Wickelverfahren zu erzeugen. Auch durch Bandablegearbeiten können nicht alle Oberflächen vollständig erstellt werden. Bei der Verwendung der SMC-Technik (SMC = sheet moulding compound) muß der Fließvorgang im Werkzeug voraus berechnet werden, da sich die Fasern in Fließrichtung ausrichten, um so die gewünschten Festigkeiten zu erzielen. Bei der Konstruktion von Faserverbundwerkstoffen ist zu beachten, daß sich Konstruktionslösungen verwirklichen lassen, die mit herkömmlichen Werkstoffen z.B. Stahl nicht realisiert werden können. Desweiteren lassen sich für Metallwerkstoffe Konstruktionslösungen erzielen, deren Übertragung auf Faserverbundwerkstoffe vielfach nicht möglich ist oder nicht zu den gewünschten Ergebnissen (Gewichtseinsparung bei gleicher oder annähernd gleicher Festigkeit) führt. Weiterhin sind z.B. besonders Kerben und Bohrungen zu beachten, die für die Anbringung oder Fixierung von weiteren Funktionselementen eingebracht worden sind. An Kerben und Bohrungen in orthotropen Werkstoffen liegen Kerbfaktoren vor, die in der Regel höher sind als in isotropen Werkstoffen. Desweiteren sind die Kerbfaktoren in orthotropen Werkstoffen abhängig vom Winkel zwischen Kraftfluß und der Lage der Faser im Laminat [3]. Der Konstrukteur muß bei der Verwendung von Faserverbundwerkstoffen viele Einflüsse beachten, die bei isotropen Werkstoffen gar nicht auftreten.

Um neue Konstruktionslösungen für Faserverbundwerkstoffe zu finden und aufzuzeigen, ist es notwendig, bestehende Konstruktionen aus Faserverbundwerkstoffen hinsichtlich ihrer Funktionen und Funktionselemente zu untersuchen. Dies muß soweit gehen, daß auch Metallkonstruktionen hinsichtlich ihrer Funktionen und Funktionselemente und deren Übertragbarkeit auf Faserverbundwerkstoffe analy-

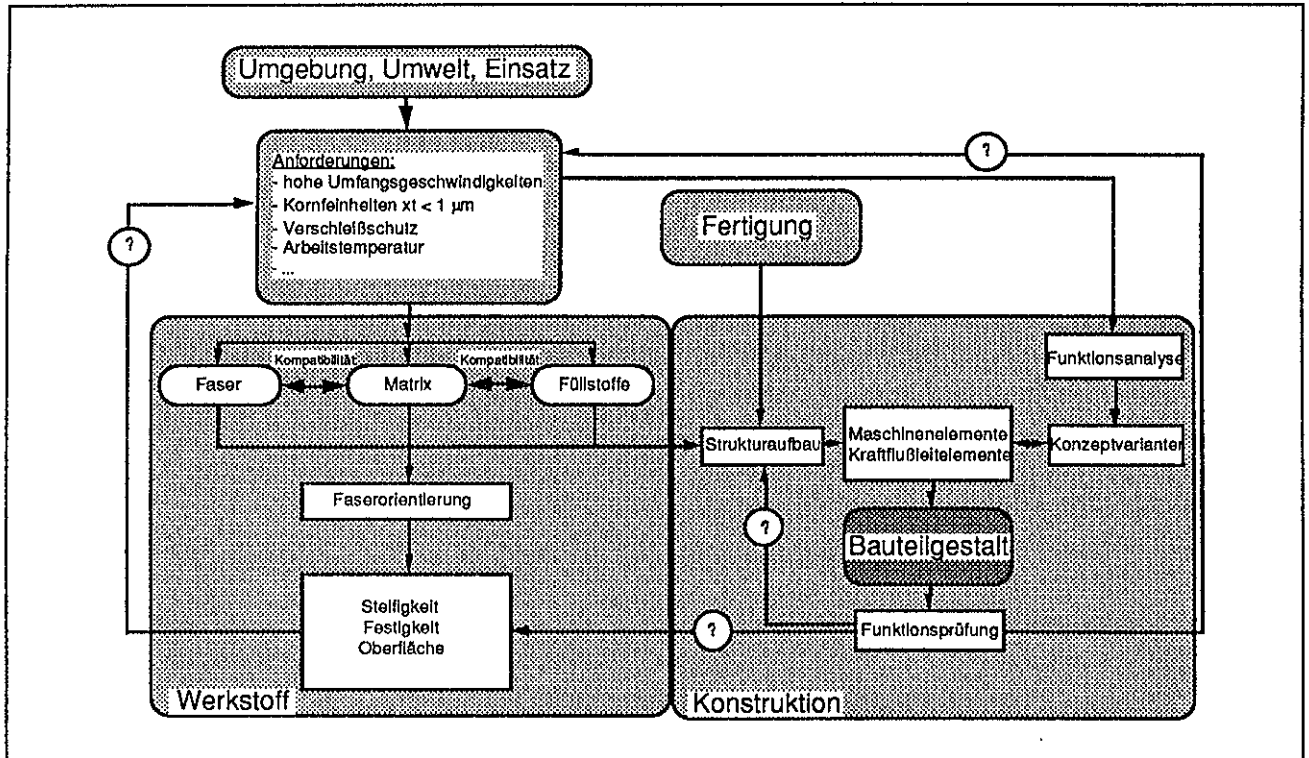


Bild 2: Einflüsse der Faserverbundwerkstoffe auf den Konstruktionsprozess

sirt werden müssen. Dabei darf aber nicht der Fehler einer reinen Materialsubstitution begangen werden. Im Anschluß an diesem Stadium ist es notwendig, die gefundenen Lösungen in einem Konstruktionskatalog zusammenzutragen und somit dem Konstrukteur von Faserverbundwerkstoffen ein Hilfsmittel an die Hand zu geben.

3 Berechnung

Die Berechnung von Konstruktionen aus Faserverbundwerkstoffen stellt für den in isotropen Werkstoffen denkenden Konstrukteur eine Neuerung dar, da eine reine Materialsubstitution, wie sie bei isotropen Werkstoffen möglich ist, nicht zu einer Verbesserung, sondern aufgrund der orthotropen Werkstoffbedingungen von Faserverbundwerkstoffen zu einer Verminderung der mechanischen Belastbarkeit führen kann. Die Konstruktion wird somit nicht nur durch die Berechnung, sondern auch durch eine Vielzahl der Materialeigenschaften und Möglichkeiten verkompliziert, wie Bild 2 verdeutlicht.

Für die analytische Berechnung und Auslegung von Bauteilen aus faserverstärkten Kunststoffen, die im

allgemeinen als anisotrope Mehrschichtverbunde aufgebaut sind, stehen zwei Berechnungsverfahren zur Verfügung.

- Kontinuumstheorie
- Netztheorie

Aufgrund der Voraussetzungen ist die Netztheorie einfacher handhabbar als die Kontinuumstheorie, allerdings sind die Ergebnisse auch nur eingeschränkt anwendbar. Bei der Anwendung dieser Modellvorstellung wird vereinfachend angenommen, daß nur das Faser-Netz Kräfte in Faserichtung überträgt und das Harz keine Kräfte aufnimmt. Die so erzielten Ergebnisse [4, 5] beschreiben das Verhalten von Laminaten im Bereich der Faserbruchgrenze gut. Das bedeutet, daß das Laminat bereits so stark beschädigt ist, daß nur noch die Fasern tragen und damit die Voraussetzungen für die Berechnungstheorie voll erfüllt sind.

Bedingt durch die einfache Handhabung kann die Netztheorie in der ersten Auslegungsphase angewendet werden, da sich mit ihrer Hilfe überschlägig der notwendige minimale Faseraufwand bestimmen läßt. Sie dient in erster Linie zur festigkeitsmäßigen Auslegung.

Im Gegensatz zur Netztheorie wird bei der Kontinuumstheorie [5] ein Mittragen des Matrixwerkstoffes berücksichtigt. Es wird somit von einem gänzlich unzerstörten Laminataufbau ausgegangen, das aus einzelnen verschiedenen orientierten Schichten aufgebaut ist.

Für die Kontinuumstheorie werden folgende Voraussetzungen getroffen:

- homogene, aber anisotrope Schichten (Kontinuum) trotz heterogenen Aufbaus (Faser-Matrixbereich).
- Bestandteile des Verbundes verhalten sich linear, d.h. Spannungen und Verzerrungen sind einander proportional.
- Der Mehrschichtverbund ist ein flächiges Gebilde, dessen Dicke klein gegenüber seinen übrigen Abmessungen ist.
- Die Berührungsflächen der den Mehrschichtverbund bildenden Einzelschichten haften so aufeinander, daß sie die gleichen Verformungen erfahren.

Die Grundelastizitätsgrößen der UD-Schicht können nach Puck [5] wie folgt angegeben werden:

$$E_{II} = \varphi \cdot E_F + (1 - \varphi) \cdot E_M \quad (1)$$

$$E_{\perp} = \frac{E_M}{1 - \nu_M^2} \cdot \frac{1 + 0.85 \varphi^2}{(1 - \varphi)^{1.25} + \varphi \cdot \frac{E_M}{(1 - \nu_M^2) \cdot E_F}} \quad (2)$$

$$\nu_{\perp II} = \varphi \cdot \nu_F + (1 - \varphi) \cdot \nu_M \quad (3)$$

$$\nu_{II \perp} = \nu_{\perp II} \cdot \frac{E_{\perp}}{E_{II}} \quad (4)$$

$$G_{\#} = G_M \cdot \frac{1 + 0.6 \varphi^{0.5}}{(1 - \varphi)^{1.25} + \varphi \cdot \frac{G_M}{G_F}} \quad (5)$$

Aus den Grundelastizitätsgrößen für die UD-Schicht kann das Elastizitätsgesetz für ebene Beanspruchung parallel und senkrecht zur Faserrichtung er-

mittelt werden (siehe Bild 3):

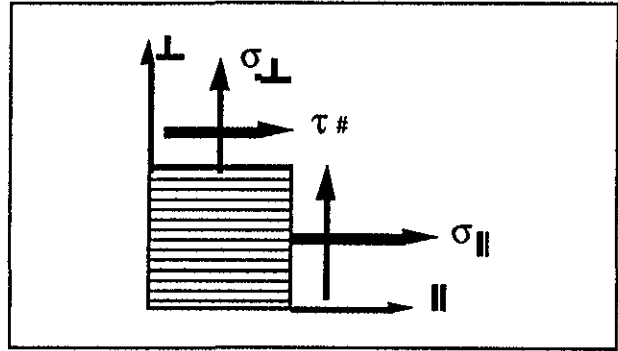


Bild 3: Beanspruchungszustand einer UD-Schicht parallel und senkrecht zur Faserrichtung

$$\begin{pmatrix} \sigma_{II} \\ \sigma_{\perp} \\ \tau_{\#} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} c_{II} & c_{I\perp} & 0 \\ c_{\perp II} & c_{\perp} & 0 \\ 0 & 0 & c_{\#} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \varepsilon_{II} \\ \varepsilon_{\perp} \\ \gamma_{\#} \end{pmatrix} \quad (6)$$

mit

$$\begin{aligned} c_{II} &= \frac{E_{II}}{1 - \nu_{\perp II} \cdot \nu_{II \perp}} \\ c_{\perp} &= \frac{E_{\perp}}{1 - \nu_{\perp II} \cdot \nu_{II \perp}} \\ c_{\#} &= G_{\#} \end{aligned} \quad (7)$$

$$c_{I\perp} = \frac{\nu_{II \perp} \cdot E_{II}}{1 - \nu_{\perp II} \cdot \nu_{II \perp}}$$

mit (4) ergibt sich

$$c_{I\perp} = c_{\perp II}$$

Da jedoch die Beanspruchung der UD-Schicht vielfach nicht parallel oder senkrecht zur Faserrichtung erfolgt, sondern unter einen beliebigen Winkel α (siehe Bild 4), ist es notwendig, die Elastizitätskennwerte der Einzelschicht in die Symmetrieachse des Verbundes zu transformieren.

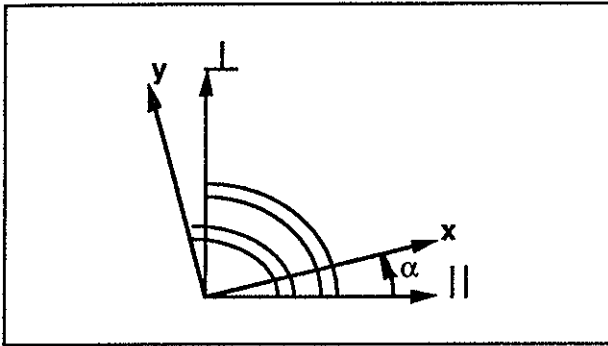


Bild 4: Transformation in die Symmetrieachse

Für das somit verallgemeinerte Elastizitätsgesetz ergibt sich:

$$\begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{pmatrix} \quad (8)$$

mit

$$\begin{aligned} c_{11} &= c_{||} \cos^4 \alpha + c_{\perp} \sin^4 \alpha + \frac{1}{2}(c_{\perp||} + 2c_{\#}) \sin^2 2\alpha \\ c_{22} &= c_{\perp||} \cos^4 \alpha + c_{||} \sin^4 \alpha + \frac{1}{2}(c_{\perp||} + 2c_{\#}) \sin^2 2\alpha \\ c_{33} &= c_{\#} + \frac{1}{4}[c_{||} + c_{\perp} - 2(c_{\perp||} + 2c_{\#})] \sin^2 2\alpha \\ c_{12} &= c_{21} = c_{\perp||} + \frac{1}{4}[c_{||} + c_{\perp} - 2(c_{\perp||} + 2c_{\#})] \sin^2 2\alpha \\ c_{13} &= c_{31} = \frac{1}{2}\{[c_{||} + c_{\perp} - 2(c_{\perp||} + 2c_{\#})] \sin^2 \alpha - [c_{||} - c_{\perp||} + 2c_{\#}]\} \sin 2\alpha \\ c_{23} &= c_{32} = \frac{1}{2}\{(c_{\perp} - c_{\perp||} - 2c_{\#}) - [c_{||} + c_{\perp} - 2(c_{\perp||} - 2c_{\#})]\} \sin 2\alpha \end{aligned} \quad (9)$$

Mit Hilfe der vorgenannten Beziehungen ist es möglich, die Gesamtsteifigkeitsbeziehung für den Faserverbund zu ermitteln:

$$\hat{c}_{ij} = \hat{c}_{ji} = \sum_{k=1}^n \frac{t_k}{t} c_{ij(k)} \quad (10)$$

Diese ermittelte Gesamtsteifigkeitsbeziehung erlaubt es, mit Hilfe gefundener theoretischer oder empirischer Ansätze einen Faserverbund analytisch zu berechnen.

Jedoch beinhaltet dieses Berechnungswerkzeug einen weiteren Vorteil. Durch die Berechnung der Gesamtsteifigkeitsbeziehung des Faserverbundes ist es möglich, die Zeit und den Aufwand zur Netzgenerierung sowie der anschließenden Berechnung mit Hilfe der Finiten-Elemente-Methode zu minimieren. Nach Berechnung der Verzerrung des Gesamtverbundes ist es durch die Rücktransformation mittels obiger Gleichungen möglich, die Einzelverzerrungen und Spannungen jeder einzelnen Laminat-Schicht zu erhalten. Diese Spannungen und Verzerrungen sind für die Auslegung nach einer orthotropen Versagenshypothese wie [6, 7, 8, 9] notwendig.

4 Zusammenfassung und Ausblick

Die Forderung nach immer höheren Umfangsgeschwindigkeiten der Rotoren im verfahrenstechnischen Bereich führt bei der Verwendung von Stahlwerkstoffen aufgrund der hohen Massenkräfte und daraus resultierenden hohen Bauteilspannungen an die Einsatzgrenze. Durch den Zugriff auf Werkstoffe, genauer Faserverbundwerkstoffe, die eine geringe Wichte und große ertragbare Festigkeiten aufweisen, ist es möglich, verfahrenstechnische Rotoren zu entwickeln, deren Umfangsgeschwindigkeiten um ein Vielfaches über den zur Zeit ausgeführten Rotoren aus Stahlwerkstoffen liegen.

Die Verwendung von Faserverbundwerkstoffen als Konstruktionswerkstoff weist für den in isotropen Werkstoffen denkenden Konstrukteur Neuerungen auf, die nicht einfach überblickt werden können. In dieser Arbeit werden die Auswirkungen der Verwendung von Faserverbundwerkstoffen auf die Konstruktion dargestellt. Für die Berechnung von Bauteilen aus Faserverbundwerkstoffen wird ein Berechnungsverfahren [5] vorgestellt, welches bei der Anwendung von numerischen Berechnungsmethoden

den, wie die Methode der Finiten-Elemente, zu einer rapiden Verringerung der Rechenzeit und somit Kosteneinsparung führt und trotzdem die gleiche Ergebnissgüte aufweist.

Da eine konstruktionssystematische Vorgehensweise bisher auf den Bereich der Metallwerkstoffe beschränkt blieb, soll in weiteren Untersuchungen eine eigene Vorgehensweise für die Gestaltung und Konzipierung von verfahrenstechnischen Rotoren aus Faserverbundwerkstoffen erstellt werden. Ziel dieser Untersuchungen ist es, die gefundenen Lösungen und Ansätze in sogenannten Konstruktionskatalogen zusammenzustellen und diese in geordneten Informationsträgern, sogenannten Expertensystemen, zusammenzustellen. Diese Konstruktionskataloge bieten die Möglichkeit des Zugriffs auf die gefundenen Lösungen bei ähnlichen oder andersartig gestalteten Aufgabenstellungen.

5 Literatur

- [1] Niederstadt, G.: CFK-Werkstoffe für den Leichtbau ; Zeitschrift für Flugwissenschaften und Weltraumforschung **10** (1984),4; S. 236-243
- [2] Roth, K.H.: Konstruieren mit Konstruktionskatalogen
- [3] Herrmann, A.S.: Experimentelle und theoretische Untersuchungen von Kerbspannungsproblemen anisotrop glasfaserverstärkter Epoxidharzscheiben; Diss. TU Clausthal 1989
- [4] Opey, L.: Faser-Kunststoff-Verbundwerkstoffe; VDI-Z **128** (1986) Oktober; S. 817-824
- [5] Puck, A.: Zur Beanspruchung und Verformung von GFK-Mehrschichtverbund-Bauelementen; Teil 1. Grundlagen der Spannungs- und Verformungsanalyse; Kunststoffe **57** (1967), S. 284-293
- [6] Puck, A.: Festigkeitsberechnung an Glasfaser/Kunststofflaminate bei zusammengesetzter Beanspruchung; Kunststoffe **59** (1969)
- [7] Tsai, S.W.; Wu, E.M.: Journal of Composite Materials, Vol.5 (1971), No.1
- [8] Hill, R.: Mathematical theory of plasticity; Oxford University Press 1950
- [9] Menges, G.: Werkstoffkunde der Kunststoffe; Carl Hanser Verlag München, Wien 1984

Dimensionsanalyse ermöglicht Maßstabsvergrößerung in der chemischen Reaktionstechnik

A. Kratzsch

Inhalt: Am Beispiel eines am Institut gebauten chemischen Reaktors wird gezeigt, wie mit Hilfe der Dimensionsanalyse ein Baureihenentwurf entsteht. Zudem wird ein Berechnungsverfahren vorgestellt, das sich zur schnellen Bestimmung von dimensionslosen Kennzahlen eignet.

Anwendung: Die dargestellte Vorgehensweise ermöglicht dem verfahrenstechnischen Ingenieur bei Kenntnis aller relevanten Einflußgrößen, die meist mit dem Grundentwurf der Baureihe vorliegen, unter Zuhilfenahme eines einfachen Algorithmus die Ermittlung aller zur Maßstabsvergrößerung notwendigen Kennzahlen.

1 Einleitung

In der chemischen Reaktionstechnik bildet die Übertragung chemischer Umsetzungen vom Labormaßstab in die technische Größe einen konstruktiven Aufgabenschwerpunkt.

Zur Erprobung neuer Umsetzungen werden aus wirtschaftlichen Gründen alle erforderlichen reaktionskinetischen Daten an Laborreaktoren im ml-Bereich ermittelt und im Hinblick auf den Großbetrieb optimiert. Anschließend wird ein für die chemische Umsetzung geeigneter Reaktortyp ausgewählt und als Versuchsreaktor (Pilot Plant), der die Verhältnisse im Großreaktor widerspiegelt, im Technikumsmaßstab gebaut.

Dieser Versuchsreaktor dient vielfach als Grundentwurf der Maßstabsvergrößerung zum Produktionsreaktor.

Die Ähnlichkeitslehre bietet sich als Hilfsmittel zu dieser Übertragung an. Da sie jedoch keine feste Vorschrift für die Behandlung des Problems liefert, ist es für einen erfolgreichen Einsatz der Ähnlichkeitslehre wichtig, daß alle Einflußgrößen des Vorgangs und deren Verknüpfungen bekannt sind. Durch die auszuführende Verknüpfung der Einflußgrößen zu einheitlichen, physikalisch sinnvollen Größen, den Kennzahlen, können zwei wichtige Ergebnisse erzielt werden:

- Leichte Überschaubarkeit der z. T. noch unbekannt funktionalen Beziehungen sowie
- Möglichkeit der Darstellung der ermittelten Kennzahlen in Form von Potenzbeziehungen und daraus die Bestimmung des Stufensprunges der Invariante. (Die Invariante definiert das konstante Verhältnis mindestens einer physikalischen Größe beim Grund- und den Folgentwürfen).

In der Literatur werden verschiedene Möglichkeiten zur Herleitung der benötigten Ähnlichkeitsgesetzen für den speziellen chemischen Apparat aufgeführt, wie zum Beispiel

- a) Vergleich der Stoffwertquotienten,
- b) Vergleich von System- oder Bilanzgleichungen,
- c) Dimensionsanalyse,
- d) Transformation der Variablen oder
- e) Analogiebetrachtungen.

Die einzelnen Verfahren setzen mitunter eine ausführliche Beschreibung des Problems voraus, die nicht immer möglich ist. So muß z. B. beim Vergleich von Systemgleichungen eine mathematische Beschreibung in Form einer Differentialgleichung vorliegen. Hier bietet die Dimensionsanalyse in den meisten Fällen Vorteile, weil sie nach Ermittlung der Grundbeziehungen ähnlich einer Rechenvorschrift angewendet werden kann.

In diesem Aufsatz soll nicht auf die weiteren Vor- und Nachteile der einzelnen Verfahren eingegangen werden, sondern am Beispiel eines chemischen Kreislaufreaktors eine praktische Anwendung der Dimensionsanalyse in einer Nebenvariante dargestellt werden. Dabei wird weitgehend auf eine ausführliche Herleitung der beschriebenen Nebenvariante verzichtet, um den Rahmen des Aufsatzes zu wahren. Auf die entsprechende Literatur, wie [1] - [5], wird verwiesen.

Eine kurze Erläuterung des Kreislaufreaktorprinzips geht der Beschreibung der einzelnen Schritte der Dimensionsanalyse voraus, damit spätere Ansätze der Dimensionsanalyse verständlich werden.

2. Grundentwurf eines 1 Liter - Kreislaufreaktors

Kreislaufreaktoren werden in der chemischen Industrie eingesetzt, um mit Hilfe eines geeigneten Aktivierungsprinzips durch stoffumwandelnde Prozesse eine Vielzahl von Fertigprodukten zu erhalten.

Ein Katalysator als Aktivierungsprinzip hat den Vorteil, daß von thermodynamisch möglichen Reaktionen gezielt gewünschte Reaktionen beschleunigt sowie unerwünschte Reaktionen unterdrückt werden können. Diese selektive Wirkung des Katalysators ermöglicht, daß eine Vielzahl von Reaktionen mit wirtschaftlich vertretbarem Aufwand beherrscht werden.

Heterogenkatalytische Gas-Feststoffreaktoren, die verstärkt in der chemischen Industrie eingesetzt werden, zeigen bei bestimmten Reaktionstypen, wie z.B. der Niederdruck- Methanolsynthese, im Hinblick auf Umsatz und Selektivität keinen guten Wirkungsgrad. Bei Gas-Feststoffumsetzungen ist der Vorteil von gradientenlosen Reaktoren seit langem theoretisch bekannt und durch Laborreaktoren mit Volumina bis 0,5 Litern reaktionskinetisch bewiesen worden. Damit ein Reaktor als gradientenfrei bezeichnet werden kann, müssen folgende Bedingungen erfüllt sein:

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

Bislang existiert jedoch kein entsprechender gradientenloser Reaktor im technischen Maßstab. Deshalb ist es sinnvoll, einen Reaktor als Baureihe bis zu 1 m³ Katalysatorvolumen zu entwickeln. Durch ein geplantes integriertes Baukastensystem soll darüberhinaus eine Anpassung des Reaktionsapparates an verschiedene heterogenkatalytische Reaktionen ermöglicht werden.

Bild 1 zeigt prinzipiell die Wirkungsweise eines Kreislaufreaktors.

Eine Fördereinrichtung mischt das zugeführte Frischgasgemisch und das sich im Kreislauf befindliche Reaktionsgas und fördert es kontinuierlich durch eine feste Katalysatorschüttung, wobei eine che-

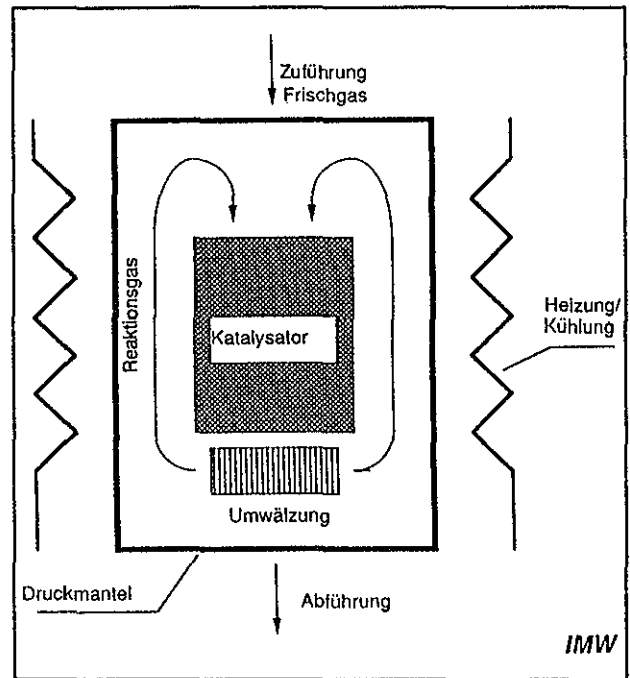


Bild 1: Prinzipskizze heterogenkatalytischer Kreislaufreaktor.

mische Reaktion auf der Oberfläche des Katalysators abläuft. Ein Teil des Reaktionsgases wird nach einem bestimmten Umlaufverhältnis entsprechend kontinuierlich abgezogen. Eine Heiz- und Kühleinrichtung temperiert den Reaktionsraum von außen.

Aus einer Vielzahl von heterogen katalytischen Reaktionen wurde zunächst die Methanolsynthese, bei der Kohlenmonoxid und Wasserstoff zu Methanol reagieren, ausgewählt, weil diese Reaktion im Hinblick auf die angesprochene Baureihen- und Baukastenentwicklung eine konservative Lösung erzeugt.

- Es müssen hohe Drücke (5 MPa) und hohe Temperaturen (500 °C) beherrscht werden.
- Durch den Wasserstoff bestehen erhöhte Anforderungen an das eingesetzte Material bezüglich der Versprödungsgefahr.
- Der Katalysator darf nicht durch Lagerabrieb oder andere unerwünschte Reaktionsprodukte verschmutzt werden.
- Aufgrund der toxischen und explosiven Eigenschaften der Reaktionspartner bestehen erhöhte Anforderungen an die Gasdichtigkeit sowie die Sicherheit des Reaktors.

Bild 2 zeigt den am Institut gebauten Kreislaufreaktor mit einem Katalysatorvolumen von 1 Liter. Mit diesem Reaktor werden zur Zeit reaktionskinetische



Bild 2: Gefertigter 1 Liter - Kreislaufreaktor.

Messungen durchgeführt. Ebenfalls soll mit diesem Reaktor der Einfluß verschiedener Beschichtungen auf dem Umsatzgrad ermittelt werden.

Bild 3 stellt einen Schnitt durch den Reaktor dar. Man erkennt die zentral in einem gläsernen Tubus befindliche zylindrische Katalysatorschüttung und als Förderaggregat ein Radialgebläse, das von einer gasdichten Magnetkupplung angetrieben wird. Zusätzlich sind inerte, keramische Innenauskleidungen des dreigeteilten Druckmantels vorgesehen, um Fremdreaktionen mit dem Mantelwerkstoff zu verhindern.

3. Anwendung der Dimensionsanalyse auf den Grundentwurf

3.1 Grundlagen der Dimensionsanalyse

Die Methode der Dimensionsanalyse erlaubt die Abbildung eines technisch-physikalischen Zusammenhanges in einen sog. dimensionslosen Π -Raum. Ohne daß die Systemgleichungen bekannt sein müssen, lassen sich Schlüsse auf beliebig viele ähnliche Vorgänge ziehen [1].

Das Ziel der Dimensionsanalyse besteht im Auffinden aller $(n-r)$ voneinander unabhängigen dimensionslosen Kennzahlen. Dabei stellt n die Anzahl der zur Beschreibung des Vorganges notwendigen dimensionsbehafteten Größen dar und r den Rang der sog. Dimensionsmatrix.

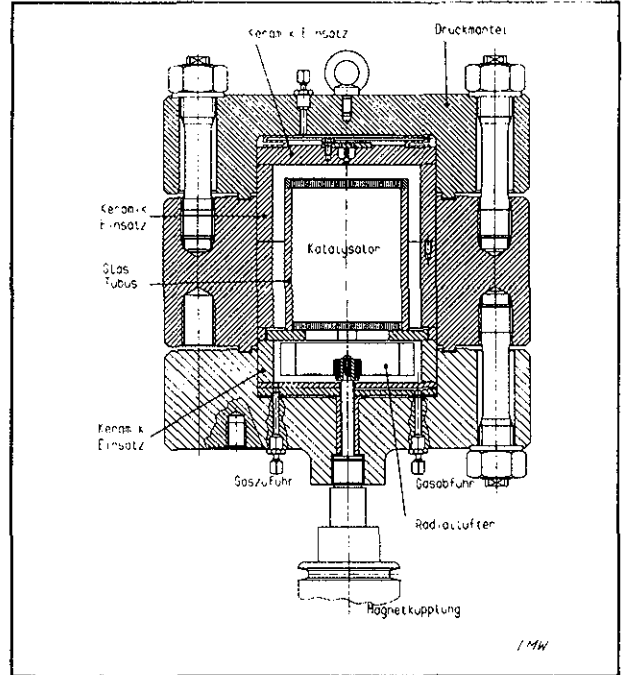


Bild 3: Schnittdarstellung des 1 Liter - Kreislaufreaktors.

Es müssen folgende Voraussetzungen zur Dimensionsanalyse erfüllt werden:

1. Kenntnis aller zur vollständigen Beschreibung der betrachteten Vorgänge notwendigen Größen.
2. Alle vorgegebene Größen gehören einem Maßsystem aus der Menge der kohärenten Maßsysteme an. Das Maßsystem muß die *Invarianzforderung* gegen einen beliebigen Wechsel der Grundeinheiten und die *Kohärenzforderung* gegen eine beliebige Betragsänderung der abgeleiteten Größen erfüllen.

Aus der Invarianzforderung läßt sich zur Herleitung des Π -Theorems formulieren:

Jede abgeleitete Maßzahl M der Grundgröße kann als Produkt von Potenzen der Grundgröße und einer Konstanten C beschrieben werden.

$$f(M_1, M_2, \dots, M_r) = C \cdot M_1^{p_{1j}} \cdot M_2^{p_{2j}} \cdot \dots \quad (3.1.1)$$

Dieser Satz gilt auch für die Dimensionen der abgeleiteten Größen:

$$\text{Dim}(m_j) = \prod_{i=1}^r \left[\text{Dim}_i(m_i)^{p_{ij}} \right] \quad (3.1.2)$$

Es gilt nun für jede physikalische Gleichung aus n dimensionsbehafteten Größen m_k mit $k = 1, 2, \dots, n$, daß zwischen den Maßzahlen (M_1, M_2, \dots, M_n) und den betreffenden dimensionsbehafteten Größen $m_1,$

m_2, \dots, m_n folgender Zusammenhang:

$$f(M_1, M_2, \dots, M_n) = 0, 0 \quad (3.1.3)$$

Diese Größen lassen sich in zwei nicht leere Teilmengen beschreiben:

Die erste Teilmenge, die "*i-Menge*", die nur solche Größen m_i enthält, deren Dimensionen $\text{Dim}(m_i)$ voneinander linearunabhängig sind und der zweiten Teilmenge, die "*j-Menge*", deren Größen m_j von den Dimensionen der "*i-Menge*" linearabhängig sind.

Mit (3.1.1) und (3.1.2) gilt demnach

$$f(M_i, M_j) = 0, 0 \quad (3.1.4)$$

bzw.

$$f\left(C_i \cdot M_i; \left[\prod_i \alpha^{p_{ij}} \right] \cdot M_j\right) = 0, 0 \quad (3.1.5)$$

Nach dem Π -Theorem von E. Buckingham [5] hat die Gleichung (3.1.5) folgende Lösung:

$$\text{Mit } C_i \cdot M_i = 1 \Rightarrow C_i = M_i^{-1} \quad (3.1.6)$$

$$\begin{aligned} \text{gilt } f\left(1; M_j \cdot \left[\prod_i M_i^{-p_{ij}} \right]\right) &= 0, 0 \\ &\equiv \phi\left(M_j \cdot \left[\prod_i M_i^{-p_{ij}} \right]\right) \equiv \phi(\Pi_j) = 0, 0 \end{aligned} \quad (3.1.7)$$

Es entsteht eine reduzierte äquivalente Beziehung, die nicht mehr n sondern nur noch $n - r < n$ transformierte Variablen enthält.

Die aus Gleichung (3.1.7) sich ergebende Variablen, die sog. Π -Variablen, sind die gesuchten Kennzahlen des Systems.

$$\Pi_j = M_j \cdot \left[\prod_i M_i^{-p_{ij}} \right] \quad (3.1.8)$$

Damit ist die Dimensionsanalyse theoretisch beschrieben. Aus den aufgeführten Gleichungen läßt sich allgemein folgendes Berechnungsverfahren nach [3] zur Bestimmung eines vollständigen Π -Satzes formulieren:

1. Auflistung aller zur Beschreibung des betrachteten Vorganges notwendigen *und* wesentlichen Größen.

2. Elimination aller Größen einer Größenart bis auf eine. Dieses geschieht durch Einführung der Verhältnisse zweier Größen derselben Größenart als dimensionslose Kennzahlen, den sog. *Simplices*. Für jede so erkannte dimensionslose Kennzahl ist unbedingt die Größe m_k , die in den *Simplices* enthalten ist, aus der Liste der notwendigen Größen zu streichen!

3. Aufstellen der Dimensionsmatrix der problemrelevanten Größen m in Verbindung mit einem gewählten Dimensionssystem.

4. Durchführung des Gaußschen Algorithmus zur Bestimmung des Ranges r der Dimensionsmatrix und eventuelle Reduktion der Matrix.

5. Erzeugung einer Einheitsmatrix.

6. Aufstellen der voneinander linearunabhängigen Π -Größen nach Gleichung (3.1.8).

3.2 Herleitung der dimensionslosen Kennzahlen des 1 Liter-Kreislaufreaktors

Der in Bild 2 und Bild 3 gezeigte Kreislaufreaktor läßt sich stark vereinfacht nach Bild 4 durch folgende Größen beschreiben:

Schritt 1: Auflistung der wesentlichen Größen

| | |
|--------------------------------|-----------------------|
| L = Länge des Reaktors | [m] |
| D = Außendurchmesser | [m] |
| d = Innendurchmesser | [m] |
| a = Ringspalt | [m] |
| d_k = Katalysatordurchmesser | [m] |
| v = Geschwindigkeit des Gases | [m/s] |
| η = Dynamische Viskosität | [kg/m s] |
| ρ = Dichte des Gases | [kg/m ³] |
| Q = Kreislaufmenge | [m ³ /s] |

Schritt 2: Elimination aller Größen bis auf eine

$$\text{Simplex } \Pi_1 = L / D$$

$$\text{Simplex } \Pi_2 = d / D \text{ (Bed. für konst. Spannung)}$$

$$\text{Simplex } \Pi_3 = d_k / D = (d - 2a) / D$$

Damit entfallen die Größen: D, d und d_k .

Schritt 3: Aufstellen der Dimensionsmatrix

Die restlichen Größen müssen jetzt nach der Gleichung (3.1.4) auf ihre Abhängigkeiten untersucht werden. Die Größen L , v und η sind linearunabhängig, während Q und ρ linearabhängig sind. Als Dimensionssystem wird das System LTM (Länge, Zeit, Masse) gewählt. Daraus folgt die Dimensionsmatrix

| | L | v | η | Q | ρ | ... |
|---------|---|----|--------|----|--------|-----|
| Länge L | 1 | 1 | -1 | 3 | -3 | |
| Zeit T | 0 | -1 | -1 | -1 | 0 | |
| Masse M | 0 | 0 | 1 | 0 | 1 | |

(3.2.1)

Schritt 4: Bestimmung des Ranges der Matrix

Durch einfache Matrizenalgebra erhält man

| | L | v | η | Q | ρ | ... |
|---------|---|---|--------|---|--------|-----|
| Länge L | 1 | 1 | -1 | 3 | -3 | |
| Zeit T | 0 | 1 | 1 | 1 | 0 | |
| Masse M | 0 | 0 | 1 | 0 | 1 | |

(3.2.2)

und damit den Rang der Matrix: $r = 3$

Es müssen sich $s = n - r$ linearunabhängige Π -Größen, d.h. $s = 5 - 3 = 2$ Kennzahlen ergeben.

Schritt 5: Erzeugen einer Einheitsmatrix

Nach kurzer Rechnung erhält man aus (3.2.2):

| | L | v | η | Q | ρ | ... |
|---------|---|---|--------|---|--------|-----|
| Länge L | 1 | 0 | 0 | 2 | -1 | |
| Zeit T | 0 | 1 | 0 | 1 | -1 | |
| Masse M | 0 | 0 | 1 | 0 | 1 | |

(3.2.3)

Schritt 6: Aufstellen der Π -Größen

Es folgen nach der Vorschrift (3.1.8) folgenden zwei Kennzahlen durch einfache Multiplikation der Matrix

$$\Pi_4 = \frac{Q}{L \cdot v} \tag{3.2.3}$$

und

$$\Pi_5 = \frac{\rho \cdot L \cdot v}{\eta} = Re \tag{3.2.4}$$

Die Kennzahl Π_5 stellt, wie bekannt, die Reynoldzahl dar. Somit sind für die in Bild 4 aufgeführten Größen alle Kennzahlen bestimmt worden. Aus Übersichtsgründen ist jedoch hierbei ein großen Anteil an Systemgrößen weggelassen worden, so daß die dar-

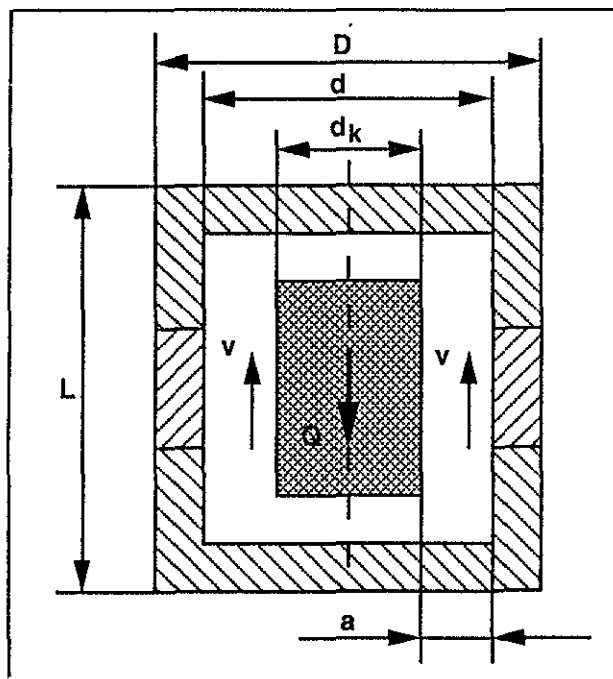


Bild 4: Dimensionsgrößen des Kreislaufreaktors.

gestellten Kennzahlen nicht vollständig den Kreislaufreaktor beschreiben.

3.3 Baureihenentwurf des Kreislaufreaktors

Die allgemeine Vorgehensweise bei der Entwicklung von Baureihen ist in [6] und [7] beschrieben worden und soll hier nicht weiter betrachtet werden.

Neben der Wahl der zweckmäßigen Größenstufung muß geklärt werden, ob eine geometrisch ähnliche Baureihe oder eine halbähnliche Baureihe aufgrund von übergeordneten Ähnlichkeitsgesetzen, einer übergeordneten Aufgabenstellung oder übergeordneten wirtschaftlichen Forderungen der Fertigung vorliegt.

Mit Hilfe der sog. Exponentengleichungen können diese übergeordneten Ähnlichkeitsbeziehungen berücksichtigt werden. Dazu werden alle ermittelten Kennzahlen in Exponentenform geschrieben. Für die bestimmte Kennzahl $\Pi_1 = L / D$ gilt die Exponentenform

$$\Pi_{1e} = L_e - D_e \tag{3.3.1}$$

Bei vollständiger Ähnlichkeit müssen alle Π_{1e} gleich Null sein. Wenn als geometrische Bezugsgröße der Reaktordurchmesser D gewählt wird, folgt aus der Gleichung (3.3.1)

$$L_e - D_e = 0 \tag{3.3.2}$$

und damit

$$L_e = D_e = 1 \quad (3.3.3)$$

Daraus läßt sich der Stufensprung, der allgemein

$$\varphi = x_1 / x_0 \quad (3.3.4)$$

mit

(Index 1 = Folgeentwurf, Index 0 = Grundentwurf)

definiert ist, zu

$$\varphi_L = \varphi_D \quad (3.3.5)$$

formulieren. Durch Auflösen aller Exponentengleichungen lassen sich nun leicht übergeordnete Ähnlichkeitsgesetze erkennen, da in diesem Fall sich physikalisch nicht sinnvolle Beziehungen ergeben. Beim Kreislaufreaktor mußte deshalb auf eine halb-ähnliche Baureihe übergegangen werden.

Mit Vorliegen der Stufensprünge und den Daten des Grundentwurfs können alle Abhängigkeiten in einem doppelt logarithmischen Diagramm, dem sog. Nomogramm, dargestellt werden. Die Steigung der eingetragenen Geraden entspricht dem Exponenten der Stufenzahl. Dieses Nomogramms ermöglicht das Ablesen aller weiteren Abmessungen und Daten der Folgeentwürfe.

Bild 5 bildet das aufgestellte Nomogramm für den Kreislaufreaktor ab. Als Bezugsgröße ist auf der Abszisse der Außendurchmesser des Reaktors aufgeführt. Für einen gewählten Wert können über den Geradenschnittpunkt auf der Ordinate die entsprechenden Daten, wie z.B. Länge, Katalysatordurchmesser oder Kreislaufmenge abgelesen werden und alle Größen der Baureihe bestimmt werden.

4. Zusammenfassung

In der chemischen Verfahrenstechnik werden bei der Produktentwicklung aus wirtschaftlichen Gründen zuerst Versuche an Laborreaktoren durchgeführt. Die hier erhaltenen Reaktionsdaten werden an einer Pilotanlage überprüft. Es besteht anschließend für den verfahrenstechnischen Ingenieur die Aufgabe, unter Berücksichtigung der Ähnlichkeitslehre diese Anlage durch eine Maßstabsvergrößerung (Scale-up) auf die Produktionsgröße zu bringen.

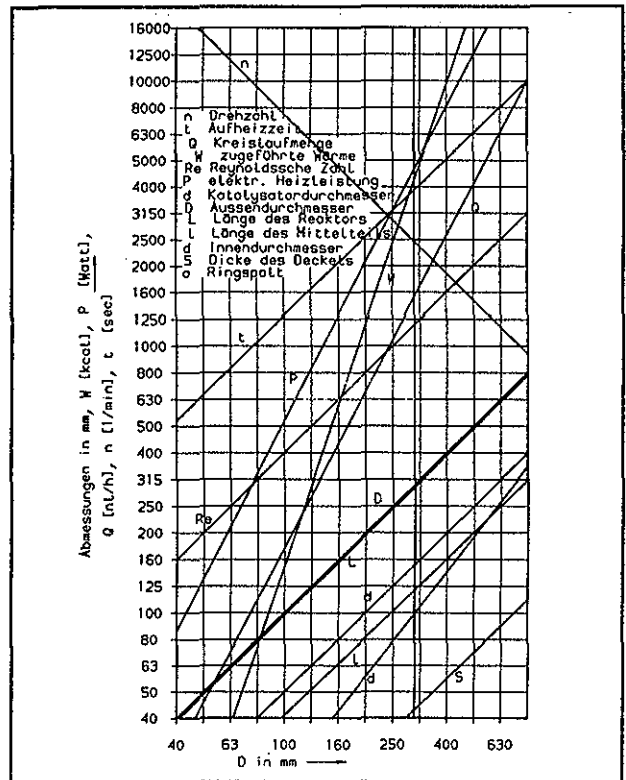


Bild 5: Nomogramm Kreislaufreaktors nach [8].

Der Aufsatz hat am Beispiel eines 1 Liter-Kreislaufreaktors die Bestimmung der zum Scale-up notwendige Kennzahlen mit Hilfe der Dimensionsanalyse aufgezeigt. Dieser 1 Liter Reaktor ist für die Niederdruck-Methanolsynthese am Institut konzipiert und gebaut worden.

Neben der theoretischen Erläuterung der Dimensionsanalyse ist ein gegliederter Ablaufplan der Analyse aufgeführt und als Anwendungsbeispiel sind für den Kreislaufreaktor erste Kennzahlen bestimmt worden. Den Abschluß bildet ein Baureihenentwurf, der aus den erhaltenen Kennzahlen durch Exponentengleichungen aufgestellt worden ist.

*

Literaturhinweise:

- [1] Gerhardt, E.: Baureihenentwicklung, Grafenau: Expert 1984.
- [2] Görtler, H.: Dimensionsanalyse, Berlin: Springer 1975
- [3] Pawlowski, J.: Die Ähnlichkeitstheorie in der physikalisch-technischen Forschung, Berlin: Springer 1971
- [4] Weber, M.: Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, Band 31, Berlin: Springer 1930
- [5] Buckingham, E.: On Physically Similar Systems of the Use of Dimensional Equations. Phys. Rev., Vol. IV, No. 4, 1914
- [6] Pahl, G.; Beitz, W.: Konstruktionslehre, Berlin: Springer 1986
- [7] Dietz, P.: Vorlesungsskript Konstruktionslehre, IMW-TUC '83
- [8] Hashemi, S.M.: Ähnlichkeitslehre und Baureihenentwicklung von Kreislaufreaktoren, IMW-TUC '88, unveröff. Studienarbeit

Anwendung der CIP-Berechnungsprogramme am Beispiel eines zylindrischen Schrumpferverbandes

G. Deppermann

Inhalt: Die mit Bundesmitteln aus dem Computer-Investitions-Programm finanzierten und im Institut für Maschinenwesen installierten Rechneranlagen (siehe [2]) werden den Studenten u. a. für die analytische Berechnung von Maschinenelementen zur Verfügung gestellt.

Hierzu sind im Laufe der Zeit Programme erarbeitet worden, die man per Benutzermenü auswählen und anwenden kann. Erläutert wird der Verlauf einer Berechnung am Beispiel eines zylindrischen Schrumpferverbandes.

Der Ablauf der Berechnung von zylindrischen Schrumpf- und Kegelpreßverbänden orientiert sich an dem Beispiel aus der Vorlesung nach [1]. Dem Rechner sind folgende Geometriedaten einzugeben (vgl. Bild 1):

- $R_{p0.2}$ (Welle)..... [N/mm²]
- E-Modul (Welle)..... [N/mm²]
- Querkontraktionszahl (Welle)..... []
- $R_{p0.2}$ (Nabe)..... [N/mm²]
- E-Modul (Nabe)..... [N/mm²]
- Querkontraktionszahl (Nabe)..... []
- Sollsicherheit gg. Fließen (Nabe) v_{FN} []
- Sollsicherheit gg. Fließen (Welle) v_{FW} []
- Sollsicherheit gegen Rutschen v_R []
- Haftreibungs-Beiwert μ_0 []
- Preßfugen-Durchmesser D_P (Nennmaß) [mm]

Anzahl der Abschnitte des Verbands..... []

Abschnitt 1:

Außendurchmesser der Nabe D_{aN1} [mm]

Innendurchmesser der Welle D_{iW1} [mm]

Breite des Verbindungs-Abschnitts b_{i1} [mm]

Abschnitt 2:

Außendurchmesser der Nabe D_{aN2} [mm]

Innendurchmesser der Welle D_{iW2} [mm]

Breite des Verbindungs-Abschnitts b_{i2} [mm]

Abschnitt 3:

Außendurchmesser der Nabe D_{aN3} [mm]

Innendurchmesser der Welle D_{iW3} [mm]

Breite des Verbindungs-Abschnitts b_{i3} [mm]

zu übertragendes Drehmoment..... [Nm]

zu übertragende Axialkraft..... [N]

zu wählende Vergleichssp.-Hypothese... []

(je nach Naben- bzw. Wellen-Werkstoff ist die Schubspannungs-, Hauptspannungs- oder Gestaltsänderungs-Energie-Hypothese für die Vergleichsspannung maßgeblich)

Passung..... []

Übermaßverlust..... [µm]

(der empfohlene Wert nach Vorlesung beträgt :

$$0,4...0,6 \cdot (R_{tWelle} + R_{tNabe}))$$

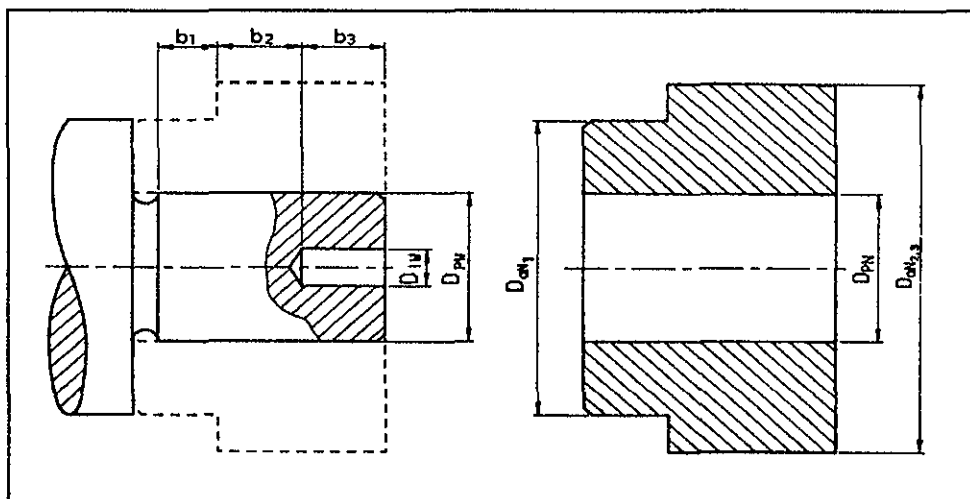


Bild 1: Geometrie eines zylindrischen Schrumpferverbandes mit 3 Abschnitten

Während der Eingabe kann der Benutzer jeden Wert noch einmal korrigieren, bevor das Programm mit der Berechnung fortfährt. Im Zusammenhang mit den Ausgabewerten werden auch sämtliche Ein-

gabewerte - wahlweise auf dem Bildschirm oder in Form eines Ausdrucks - protokolliert. Im vorliegenden Fall hat das gedruckte Protokoll etwa dieses Aussehen (Bild 2):

| Datum : Fri, 28 Oct 1989 | |
|---|-----------------------------|
| ***** | |
| * | * |
| * BERECHNUNG EINES SCHRUMPF- ODER KEGELPRESSVERBVADES | * |
| * | * |
| ***** | |
| R _{p0.2} (Welle)..... | 390 [N/mm ²] |
| E-Modul (Welle)..... | 210000 [N/mm ²] |
| Querkontraktionszahl (Welle)..... | 0.3 [/] |
| R _{p0.2} (Nabe)..... | 390 [N/mm ²] |
| E-Modul (Nabe)..... | 210000 [N/mm ²] |
| Querkontraktionszahl (Nabe)..... | 0.3 [/] |
| Sollsicherheit gegen Fließen (Nabe) v _{FN} | 1.5 [/] |
| Sollsicherheit gegen Fließen (Welle) v _{FW} | 1.2 [/] |
| Sollsicherheit gegen Rutschen v _R | 1.5 [/] |
| Haftreibungs-Beiwert μ ₀ | 0.2 [/] |
| Preßfugen-Durchmesser D _p (Nennmaß)..... | 35 [mm] |
| Abschnitt Nr.1 hat folgende Abmessungen: | |
| Aussendurchmesser der Nabe..... | 70 [mm] |
| Innendurchmesser der Welle..... | 0 [mm] |
| Breite des Verbindungsabschnittes..... | 10 [mm] |
| Abschnitt Nr.2 hat folgende Abmessungen: | |
| Aussendurchmesser der Nabe..... | 90 [mm] |
| Innendurchmesser der Welle..... | 0 [mm] |
| Breite des Verbindungsabschnittes..... | 15 [mm] |
| Abschnitt Nr.3 hat folgende Abmessungen: | |
| Aussendurchmesser der Nabe..... | 90 [mm] |
| Innendurchmesser der Welle..... | 8 [mm] |
| Breite des Verbindungsabschnittes..... | 15 [mm] |
| Maximal zulässiges Uebermass..... | 0.022 [mm] |
| Minimal erforderliches Uebermass..... | 0.001 [mm] |
| bei der verlangten Uebertragung eines Drehmomentes von: | 50 [Nm] |
| und einer Axialkraft von : | 100 [N] |
| Gewählte Passung : H7 / r6 mit folgenden Abmassen : | |
| Oberes Abmass der Nabe (Pressfuge)..... | 35.025 [mm] |
| Unteres Abmass der Nabe (Pressfuge)..... | 35.000 [mm] |
| Oberes Abmass der Welle (Pressfuge)..... | 35.050 [mm] |
| Unteres Abmass der Nabe (Pressfuge)..... | 35.034 [mm] |
| Uebermassverlust..... | 3.0 [m*10** -6] |

Bild 2: Protokoll der Eingabedaten für einen zylindrischen Schrumpfverband mit drei Abschnitten

Die Eingabe der Passung kann entweder durch Angabe der Abmaß-Absolutwerte oder - wenn in Frage kommend - der IT-Toleranz erfolgen. Im letzteren Fall greift das Programm auf eine Toleranzdatenbank zurück und sucht sich selbsttätig die nach

Norm für das gewählte Nennmaß gültigen Abmaße heraus.

Nach erfolgreicher Passungswahl erhält der Benutzer im ersten Ausgabeteil die Ergebniswerte bei minimalem Schrumpfmaß (Bild 3a u. 3b):

| ZYLINDRISCHER SCHRUMPFVERBAND | |
|--|----------------------------|
| Werte bei min. Schrumpfmass Smin..... | 0.002 [mm] |
| Uebertragbare Kraft an Pressfuge..... | 6417.1 [N] |
| oder uebertragbares Moment..... | 112.3 [Nm] |
| Tatsaechliche Rutschsicherheit..... | 2.24 [/] |
| ----- | |
| Abschnitt Nr.: 1 | |
| Einzelspannungen : | |
| Pressfugendruck..... | 6.8 [N/mm ²] |
| Radialspannung Welle (innen)..... | - 6.8 [N/mm ²] |
| Tangentialspannung Welle (innen)..... | - 6.8 [N/mm ²] |
| Radialspannung Welle (aussen)..... | - 6.8 [N/mm ²] |
| Tangentialspannung Welle (aussen)..... | - 6.8 [N/mm ²] |
| Radialspannung Nabe (innen)..... | - 6.8 [N/mm ²] |
| Tangentialspannung Nabe (innen)..... | 11.3 [N/mm ²] |
| Radialspannung Nabe (aussen)..... | 0.0 [N/mm ²] |
| Tangentialspannung Nabe (aussen)..... | 4.5 [N/mm ²] |
| Schubspannung Pressfuge..... | 0.4 [N/mm ²] |
| Schubspannung Nabe (aussen)..... | 0.7 [N/mm ²] |
| Vergleichsspannungen der Welle nach GEH: | |
| Welle (innen)..... | 6.8 [N/mm ²] |
| Welle (Pressfuge)..... | 6.8 [N/mm ²] |
| Vergleichsspannungen der Nabe nach GEH: | |
| Nabe (Pressfuge)..... | 15.8 [N/mm ²] |
| Nabe (aussen)..... | 4.7 [N/mm ²] |
| Durchmesserdiffereenz Nabe (aussen)..... | 0.002 [mm] |
| Abschnitt Nr.: 2 | |
| Einzelspannungen : | |
| Pressfugendruck..... | 7.6 [N/mm ²] |
| Radialspannung Welle (innen)..... | - 7.6 [N/mm ²] |
| Tangentialspannung Welle (innen)..... | - 7.6 [N/mm ²] |
| Radialspannung Welle (aussen)..... | - 7.6 [N/mm ²] |

Bild 3a: Protokoll der Ausgabedaten für einen zylindrischen Schrumpfverband mit drei Abschnitten (minimales Schrumpfmaß)

| | | |
|--|-------|----------------------|
| Tangentialspannung Welle (aussen)..... | - 7.6 | [N/mm ²] |
| Radialspannung Nabe (innen)..... | - 7.6 | [N/mm ²] |
| Tangentialspannung Nabe (innen)..... | 10.4 | [N/mm ²] |
| Radialspannung Nabe (aussen)..... | 0.0 | [N/mm ²] |
| Tangentialspannung Nabe (aussen)..... | 2.7 | [N/mm ²] |
| Schubspannung Pressfuge..... | 0.1 | [N/mm ²] |
| Schubspannung Nabe (aussen)..... | 0.3 | [N/mm ²] |

Vergleichsspannungen der Welle nach GEH:

| | | |
|------------------------|-----|----------------------|
| Welle (innen)..... | 7.6 | [N/mm ²] |
| Welle (Pressfuge)..... | 7.6 | [N/mm ²] |

Vergleichsspannungen der Nabe nach GEH:

| | | |
|--|-------|----------------------|
| Nabe (Pressfuge)..... | 15.7 | [N/mm ²] |
| Nabe (aussen)..... | 2.8 | [N/mm ²] |
| Durchmesserdiffereenz Nabe (aussen)..... | 0.001 | [mm] |

Abschnitt Nr.: 3

Einzelspannungen :

| | | |
|--|--------|----------------------|
| Pressfugendruck..... | 7.3 | [N/mm ²] |
| Radialspannung Welle (innen)..... | 0.0 | [N/mm ²] |
| Tangentialspannung Welle (innen)..... | - 15.4 | [N/mm ²] |
| Radialspannung Welle (aussen)..... | - 7.3 | [N/mm ²] |
| Tangentialspannung Welle (aussen)..... | - 8.1 | [N/mm ²] |
| Radialspannung Nabe (innen)..... | - 7.3 | [N/mm ²] |
| Tangentialspannung Nabe (innen)..... | 9.9 | [N/mm ²] |
| Radialspannung Nabe (aussen)..... | 0.0 | [N/mm ²] |
| Tangentialspannung Nabe (aussen)..... | 2.6 | [N/mm ²] |
| Schubspannung Welle (innen)..... | 0.03 | [N/mm ²] |
| Schubspannung Pressfuge..... | 0.14 | [N/mm ²] |
| Schubspannung Nabe (aussen)..... | 0.35 | [N/mm ²] |

Vergleichsspannungen der Welle nach GEH:

| | | |
|------------------------|------|----------------------|
| Welle (innen)..... | 15.4 | [N/mm ²] |
| Welle (Pressfuge)..... | 7.7 | [N/mm ²] |

Vergleichsspannungen der Nabe nach GEH:

| | | |
|--|--------|----------------------|
| Nabe (Pressfuge)..... | 15.0 | [N/mm ²] |
| Nabe (aussen)..... | 2.7 | [N/mm ²] |
| Durchmesserdiffereenz Welle (innen)..... | -0.001 | [mm] |
| Durchmesserdiffereenz Nabe (aussen)..... | 0.001 | [mm] |

| | | |
|--------------------------------|------|-----|
| Ausnutzung Welle (innen)..... | 0.05 | [/] |
| Ausnutzung Welle (aussen)..... | 0.02 | [/] |
| Ausnutzung Nabe (innen)..... | 0.06 | [/] |
| Ausnutzung Nabe (aussen)..... | 0.01 | [/] |

In gleicher Weise werden auch die Werte für das maximale Schrumpfmaß ausgegeben, so daß man für die gesamte Toleranzbreite die Übertragungseigenschaften des Welle-Nabe-Verbundes abschätzen kann.

zen kann.

Ferner erhält man so einen Überblick über sämtliche interessierende Spannungswerte (Bild 4a und 4b):

| | |
|--|-----------------------------|
| Werte bei max. Schrumpfmaß S_{max} | 0.022 [mm] |
| Uebertragbare Kraft an Pressfuge..... | 94024 [N] |
| oder uebertragbares Moment..... | 1645 [Nm] |
| Tatsaechliche Rutschsicherheit..... | 32.9 [/] |
| ----- | |
| Abschnitt Nr.: 1 | |
| Einzelspannungen : | |
| Pressfugendruck..... | 99.0 [N/mm ²] |
| Radialspannung Welle (innen)..... | - 99.0 [N/mm ²] |
| Tangentialspannung Welle (innen)..... | - 99.0 [N/mm ²] |
| Radialspannung Welle (aussen)..... | - 99.0 [N/mm ²] |
| Tangentialspannung Welle (aussen)..... | - 99.0 [N/mm ²] |
| Radialspannung Nabe (innen)..... | - 99.0 [N/mm ²] |
| Tangentialspannung Nabe (innen)..... | 165.0 [N/mm ²] |
| Radialspannung Nabe (aussen)..... | 0.0 [N/mm ²] |
| Tangentialspannung Nabe (aussen)..... | 66.0 [N/mm ²] |
| Schubspannung Pressfuge..... | 0.4 [N/mm ²] |
| Schubspannung Nabe (aussen)..... | 0.7 [N/mm ²] |
| Vergleichsspannungen der Welle nach GEH: | |
| Welle (innen)..... | 99.0 [N/mm ²] |
| Welle (Pressfuge)..... | 99.0 [N/mm ²] |
| Vergleichsspannungen der Nabe nach GEH: | |
| Nabe (innen)..... | 231.0 [N/mm ²] |
| Nabe (aussen)..... | 66.0 [N/mm ²] |
| Durchmesserdiffereenz Nabe (aussen)..... | 0.022 [mm] |
| Abschnitt Nr.: 2 | |
| Einzelspannungen : | |
| Pressfugendruck..... | 112.0 [N/mm ²] |
| Radialspannung Welle (innen)..... | -112.0 [N/mm ²] |
| Tangentialspannung Welle (innen)..... | -112.0 [N/mm ²] |
| Radialspannung Welle (aussen)..... | -112.0 [N/mm ²] |
| Tangentialspannung Welle (aussen)..... | -112.0 [N/mm ²] |
| Radialspannung Nabe (innen)..... | -112.0 [N/mm ²] |

Bild 4a: Protokoll der Ausgabedaten für einen zylindrischen Schrumpfverband mit drei Abschnitten (maximales Schrumpfmaß)

| | | |
|---------------------------------------|-------|----------------------|
| Tangentialspannung Nabe (innen)..... | 152.0 | [N/mm ²] |
| Radialspannung Nabe (aussen)..... | 0.0 | [N/mm ²] |
| Tangentialspannung Nabe (aussen)..... | 40.0 | [N/mm ²] |
| Schubspannung Pressfuge..... | 0.14 | [N/mm ²] |
| Schubspannung Nabe (aussen)..... | 0.3 | [N/mm ²] |

Vergleichsspannungen der Welle nach GEH:

| | | |
|------------------------|-------|----------------------|
| Welle (innen)..... | 112.0 | [N/mm ²] |
| Welle (Pressfuge)..... | 112.0 | [N/mm ²] |

Vergleichsspannungen der Nabe nach GEH:

| | | |
|-----------------------|-------|----------------------|
| Nabe (Pressfuge)..... | 229.5 | [N/mm ²] |
| Nabe (aussen)..... | 40.0 | [N/mm ²] |

| | | |
|--|------|------|
| Durchmesserdiffereenz Nabe (aussen)..... | 0.02 | [mm] |
|--|------|------|

Abschnitt Nr.: 3

Einzelspannungen :

| | | |
|--|--------|----------------------|
| Pressfugendruck..... | 107.0 | [N/mm ²] |
| Radialspannung Welle (innen)..... | 0.0 | [N/mm ²] |
| Tangentialspannung Welle (innen)..... | -225.8 | [N/mm ²] |
| Radialspannung Welle (aussen)..... | -107.0 | [N/mm ²] |
| Tangentialspannung Welle (aussen)..... | -118.8 | [N/mm ²] |
| Radialspannung Nabe (innen)..... | -107.0 | [N/mm ²] |
| Tangentialspannung Nabe (innen)..... | 145.2 | [N/mm ²] |
| Radialspannung Nabe (aussen)..... | 0.0 | [N/mm ²] |
| Tangentialspannung Nabe (aussen)..... | 38.1 | [N/mm ²] |
| Schubspannung Welle (innen)..... | 0.03 | [N/mm ²] |
| Schubspannung Pressfuge..... | 0.14 | [N/mm ²] |
| Schubspannung Nabe (aussen)..... | 0.35 | [N/mm ²] |

Vergleichsspannungen der Welle nach GEH:

| | | |
|------------------------|-------|----------------------|
| Welle (innen)..... | 225.8 | [N/mm ²] |
| Welle (Pressfuge)..... | 113.4 | [N/mm ²] |

Vergleichsspannungen der Nabe nach GEH:

| | | |
|--|--------|----------------------|
| Nabe (innen)..... | 219.2 | [N/mm ²] |
| Nabe (innen)..... | 38.1 | [N/mm ²] |
| Durchmesserdiffereenz Welle (innen)..... | -0.009 | [mm] |
| Durchmesserdiffereenz Nabe (aussen)..... | 0.016 | [mm] |

| | | |
|--------------------------------|------|-----|
| Ausnutzung Welle (innen)..... | 0.69 | [/] |
| Ausnutzung Welle (aussen)..... | 0.35 | [/] |
| Ausnutzung Nabe (innen)..... | 0.84 | [/] |
| Ausnutzung Nabe (aussen)..... | 0.15 | [/] |

Am Schluß werden nun noch einige Montagedaten und -kräfte sowie Temperaturwerte ausgegeben,

die einem Aufschluß über das Montageverfahren bzw. die Montagebedingungen geben (Bild 5):

| | |
|--|-------------|
| Durchmesserdiffereuz beim Einbau..... | 0.017 [mm] |
| Nabenerwaermung: | |
| Temperaturdiffereuz zwischen Welle und Nabe..... | 220.8 [K] |
| (fuer Smax : 0.022 [mm]) | |
| Wellenabkuehlung: | |
| Temperaturdiffereuz zwischen Welle und Nabe..... | 220.8 [K] |
| (fuer Smax : 0.022 [mm]) | |
| Max. Abziehkraefte (fuer Smax : 0.022 [mm]): | |
| ohne Pressoel..... | 94024 [N] |
| mit Pressoel..... | 13163 [N] |
| (fuer μ_{Oe1} : 0.02 und $p_{Oe1} = 1.4 \cdot p_{max}$) | |
| Rutschmomente: | |
| unter Pressoel..... | 3.93 [Nm] |
| (bei Smin : 0.002 [mm] und μ_{Oe1} : 0.005) | |
| bzw..... | 230.36 [Nm] |
| (bei Smax : 0.022 [mm] und μ_{Oe1} : 0.02) | |

Bild 5: Protokoll der Ausgabedaten für einen zylindrischen Schrumpfverband mit drei Abschnitten (Montagedaten)

Hatte der Benutzer bereits während des Eingabeblocks vielfältige Änderungsmöglichkeiten, die ihm reichlich Gelegenheiten bieten, Varianten durchzurechnen, so bietet sich ihm diese Möglichkeit am Ende eines Rechenganges ein weiteres Mal.

Ferner kann er natürlich weitere Schrumpfverbände berechnen bzw. sich das bisher Erarbeitete auf dem Bildschirm oder Drucker ausgeben lassen.

Das Programm berechnet in der gleichen Weise auch Kegelpreßverbände. Hierzu sind einige weitere Angaben im Eingabeteil nötig; ebenso verändert sich geringfügig der Ausgabeteil.

Weiteres Entwicklungsziel für dieses Programm (wie auch alle anderen Berechnungsprogramme für Maschinenelemente) ist ein maskengesteuertes Eingabemenü, das zum einen noch bequemer zu handhaben ist, zum anderen einen schnelleren Dialog ermöglicht. Die hierzu notwendige Software wurde mittlerweile vom Institut für Maschinenwesen erworben.

Die in [2] erwähnten graphischen Erläuterungen für die Programme, ferner die Kopplungen an CAD-Systeme bzw. Datenbanken für Werkstoffe u.ä. sind erst bei entsprechender Hardwarekonfiguration denkbar.

Dies wird mit großer Wahrscheinlichkeit ein entscheidendes Kriterium für Neuanschaffungen und die Erweiterungen des CIP-"pools" im Jahr 1990 sein.

Literaturverzeichnis:

- [1] Dietz, P.: Vorlesung Maschinenelemente I-III
TU Clausthal 1989
- [2] Deppermann, G.: Das CIP am Institut für Maschinenwesen
Institutsmittellungen Nr. 13 / 1988
- [3] Deppermann, G.: Berechnungsprogramm für Schrumpfverbände und Kegelpreßverbände
IMW-Software 1988

Anwendung der Finite-Element-Methode im Institut für Maschinenwesen

F. Rothe

Das am Institut für Maschinenwesen vorhandene FE-Programmpaket ASKA hat sich neben den analytischen Berechnungsverfahren, der Spannungsoptik und der DMS-Technik zum vierten Standbein der Beanspruchungsermittlung am IMW entwickelt.

In diesem Artikel wird zunächst eine kurze Beschreibung der Finite-Element-Methode gegeben. Anschließend wird ASKA und der am IMW geschriebene Fliehkraft-Prozessor NPCL vorgestellt. Er beweist, daß durch die Möglichkeit, kommerzielle FE-Programme den eigenen Bedürfnissen entsprechend zu erweitern, sich deren Nutzwert erheblich steigern läßt. Abschließend erfolgt ein Ausblick auf zukünftige FE-Entwicklungen am Institut.

1 Die Methode der Finiten Elemente

Lösungsfunktionen zu Aufgaben aus der Technik werden häufig durch Differentialgleichungen in Verbindung mit Rand- und Anfangsbedingungen charakterisiert. Deren analytische Lösung ist meist nur durch Vereinfachungen und Fallunterscheidungen möglich. Insbesondere die Erfassung der gegenständlichen Welt (endliche bzw. komplexe Körpergeometrie) ist problematisch. In diesen Fällen ist es sinnvoll, die Finite-Element-Methode (FEM) als leistungsstarkes numerisches Näherungsverfahren zur Lösungsfindung einzusetzen [1].

In großem Umfang wird die FEM in der Strukturmechanik und bei Feldproblemen eingesetzt. Als numerisches Verfahren stellt sie eine ideale Ergänzung zu den experimentellen und analytischen Methoden dar. Bild 1 zeigt die Vor- und Nachteile der FEM gegenüber analytischen Verfahren.

Der Grundgedanke der FEM besteht darin, jede Struktur als aus endlich vielen Teilen (Elementen) zusammengesetzt zu betrachten, deren Verhalten bekannt ist. Die maßgebenden Veränderlichen werden durch ihre Werte in ausgezeichneten Punkten (Knoten) der Elemente repräsentiert. Dadurch werden die sich in der Realität stetig verhaltenden Unbekannten des Problems diskret erfaßt. Aus den Lösungen für die einzelnen Teile gewinnt man eine Näherungslösung für das idealisierte Gesamtgebilde durch Aufstellung und Lösung des entstehenden Gleichungssystems.

Prinzipiell werden nur Näherungen physikalischer Art vorgenommen, nämlich die Diskretisierung des Kontinuums durch das System der Elemente und die Annahmen über deren Verhalten.

Für die Lösung der simultanen Gleichungssysteme wird in der Praxis eine leistungsfähige Hard- und Software benötigt. Bis vor wenigen Jahren waren Rechner, die in der Lage waren, FE-Strukturen mit ihren Tausenden von Freiheitsgraden zu berechnen, für die meisten potentiellen Anwender unerschwinglich. Zunächst wurden FE-Programme daher ausschließlich für spezielle Anwendungen in

| Verfahren | Vorteile | Nachteile |
|------------|---|---|
| analytisch | geschlossene und stetige Lösungsfunktion transparentes Ergebnis Parameterstudien möglich | mathematische Vereinfachungen nötig Randbedingungen problematisch modifizierte Aufgabe bedingt neuen Ansatz |
| FEM | gegenständlichen Welt erfaßbar beliebige Randbedingungen erstellte Programme wiederverwendbar | Diskretisierung des Kontinuums Elementierung beeinflußt Ergebnistgüte Hard- und Software sind notwendig |

Bild 1: Vergleich der Finite-Element-Methode mit analytischen Berechnungsverfahren

Maschinensprache geschrieben und fast ausschließlich in der Rüstungs- und Raumfahrtindustrie eingesetzt. Mit dem Preisverfall FE-fähiger Computer waren immer mehr Unternehmen in der Lage, diese zu beschaffen und für die FE-Analyse einzusetzen. Damit traten Forderungen wie

- Universalität und Flexibilität
- Unabhängigkeit vom Rechnertyp
- Anwendungsfreundlichkeit

in den Vordergrund. Dies führte dazu, daß heute kommerzielle FE-Programmpakete angeboten werden, die in der Lage sind, ein breites Spektrum an Aufgaben in allen Bereichen von Technik und Naturwissenschaft abzudecken.

Zur wirtschaftlichen Nutzung der FEM gehören Programme, die die Erstellung einer Struktur und nach der Rechnung die Auswertung erleichtern. Ohne sie wäre der Zeitaufwand für die Modellgenerierung und Rechenauswertung (Pre- and Postprocessing) unerträglich groß.

Der FEM-Anwender braucht im Gegensatz zu früher nur noch Grundkenntnisse über die eigentliche FE-Hard- und Software. Wichtiger sind für ihn die Handhabung der Generierungs- und Auswertungsprogramme.

Um optimale Ergebnisse zu erzielen, ist es notwendig, die Elementierung den Ergebnissen entsprechend zu modifizieren (Faustregel: je größer der Spannungs-, Verformungs- oder Temperaturgradient, desto kleiner die Elemente). Bild 2 zeigt den typischen Ablauf einer FE-Bauteilanalyse. Besondere Beachtung verdient das Feedback der Ergebnisse auf die Struktur, da eine verbesserte Elementierung die Ergebnismenge wesentlich erhöhen kann.

2 Anwendung der FEM im allgemeinen Maschinenbau

Im Maschinenbau ist der Einsatz der FEM bei der Berechnung komplexer Konstruktionen verbreitet, die sich mit anderen Verfahren nicht oder nur ungenau berechnen lassen:

- Ermittlung mechanischer Kenngrößen wie Masse, Schwerpunkt und Steifigkeit
- Statisches Verhalten von Bauteilen durch Berechnung der Deformationen, Spannungen und Lagerkräfte
- Dynamisches Verhalten von Konstruktionen wie Ermittlung der Eigenformen und Eigenfrequenzen

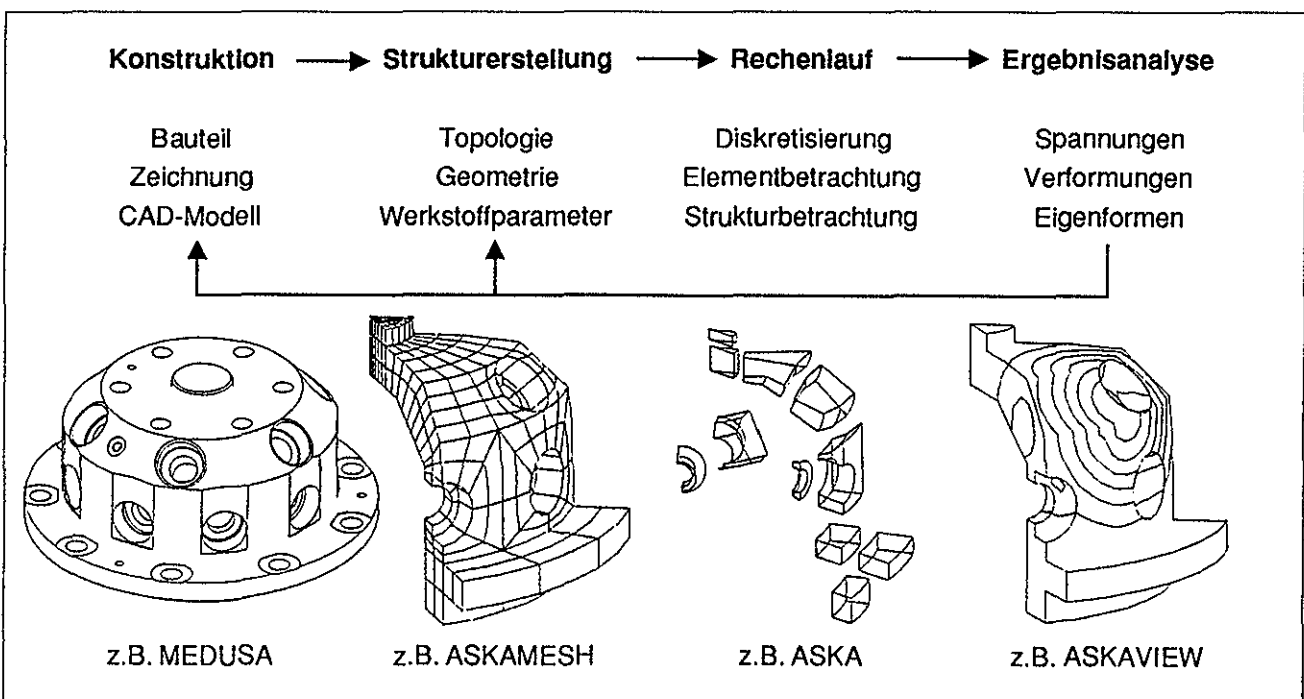


Bild 2: Ablauf einer Finite-Elemente-Analyse

Grundsätzlich lassen sich auch stationäre und instationäre Feldprobleme lösen. Für den Maschinenbau ist in diesem Zusammenhang die Berechnung von Temperaturverläufen und der sich dabei einstellenden Thermospannungen interessant.

In der Automobil-Industrie wird die FEM zur Simulation von Crash-Versuchen eingesetzt. Im Schiff- und Apparatebau werden Beulprobleme, in der Kunststofftechnik Kriech- und Fließverhalten mit Hilfe der Finiten Elemente berechnet [2].

3 Das FE-Programmpaket ASKA

Seit 1986 verfügt das Institut für Maschinenwesen über das von IKOSS vertriebene FEM-Programmpaket ASKA (**A**utomatic **S**ystem for **K**inematic **A**nalysis). Als Preprocessor wird ASKAMESH, als Postprocessor ASKAVIEW eingesetzt. ASKA war eines der ersten FE-Programme. Heute ist es ein verbreitetes System, das im allgemeinen Maschinen- und Apparatebau eingesetzt wird.

Die derzeit aktuelle ASKA-Version 8.6 umfaßt vier Bereiche [3]:

- Lineare Statik
- Lineare Dynamik
- Nichtlineares Material- und Kriechverhalten
- Lineares Beulen

Zusätzlich bietet ASKA spezielle Programme [4] für weitergehende Probleme an, wie:

- Temperaturanalyse
- Bruchmechanik
- Kontaktprobleme usw.

Am Institut für Maschinenwesen wird ASKA für die meisten oben beschriebenen Anwendungen eingesetzt und durch die Entwicklung eigener Unterprogramme weiterentwickelt. Mit Ausnahme weniger Sonderfälle wird auf der institutseigenen PRIME 6150 gerechnet.

ASKA ist durchgehend modular aufgebaut. Das bedeutet für den Anwender, daß er zur Lösung seines Problems nicht nur das FE-Modell generieren, sondern auch die geeigneten Prozessoren aus der

umfangreichen Programmbibliothek auswählen und zusammenstellen muß. Dieser Mehraufwand gegenüber anderen kommerziellen FE-Programmen hat jedoch zwei entscheidende Vorteile:

- Durch den modularen Aufbau von ASKA wird die Vorgehensweise bei der Problemlösung transparent. Dies ist einerseits für die Lehre didaktisch sinnvoll, andererseits für die Verifizierung zumindest der Ergebnisse unabdingbar, die nicht durch Standardanwendungen gewonnen werden.
- Der offene Programmaufbau und die Standardisierung der Datenstruktur ermöglicht die Implementation eigener Elementtypen und Unterprogramme. Dem Anwender wird dadurch die Möglichkeit gegeben, den besonderen Bedürfnissen und Wünschen optimal gerecht zu werden.

Ein Beispiel für den erfolgreichen Einsatz eines Anwenderprogrammes ist der Fliehkraft-Prozessor NPCL (**N**odal **P**oint **C**entrifugal **L**oads). Das prinzipielle Vorgehen soll im folgenden Abschnitt erläutert werden.

4 Fliehkraft-Prozessor NPCL

Zu einem vollständigen FE-Modell gehört neben der diskretisierten Struktur auch deren Fesselung und die Lasteinleitung. Die Festlegung der angreifenden Kräfte nach Betrag, Ort und Wirkrichtung ist unter Annahme von bekannten Einzellasten recht einfach.

Schwieriger sind Flächen- oder Volumenkräfte zu handhaben. Diese bedeuten nicht nur einen Mehraufwand bei der Umsetzung auf das Modell, sondern führen häufig auch zu unerwünschten Randeffekten, wie z.B. Kantenträgern.

Besonders problematisch sind die sogenannten Potentialkräfte. Zu diesen gehören alle Kräfte, die eine definierte und stetige Abhängigkeit vom Ort aufweisen [5], also z.B. Schwerkraft, Auftriebskraft, Federkräfte und Kräfte in magnetischen Feldern.

In einem entsprechenden Relativsystem stellt die Zentrifugalkraft ebenfalls eine Potentialkraft dar. Für

die Untersuchung eines rotierenden Bauteils mit Hilfe der FEM muß also in Abhängigkeit von der Drehzahl jedem Knoten der Struktur eine entsprechende Last zugeordnet werden.

Berücksichtigt man, daß schon kleine 3D-Strukturen meist mehr als 1000 Knoten haben, so wird deutlich, daß eine sorgfältige Lasteinleitung einen immensen Arbeitsaufwand mit sich bringt. Dies führt dazu, daß in der Praxis mit zum Teil erheblichen Vereinfachungen gearbeitet wird, die natürlich die Ergebnisse verfälschen und deren Interpretation auf unsicheren Beinen stehen läßt.

Aufgabe des Fliehkraft-Prozessors NPCL ist die Online-Berechnung der Zentrifugalkräfte einer Struktur sowie deren Verteilung auf die einzelnen Knoten nach den Regeln der klassischen Mechanik.

Für das vorliegende Problem ist die Formulierung eines Programmes, das für bestehende Elemente die Fliehkraft berechnet und auf die Knoten verteilt, sinnvoller als die Entwicklung spezieller Fliehkraft-Elemente. Diese Entscheidung für eine integrierte Lösung des Problem entspricht der Philosophie moderner FE-Programmpakete und begründet sich wie folgt:

- ASKA ermöglicht den Zugriff auf die interne Datenstruktur, die die zur Fliehkraft-Berechnung notwendigen Größen wie Element-Topologie, Koordinaten, Dichte usw. enthält, über spezielle Transfer-Routinen.
- Routinen können prinzipiell mit unterschiedlichen Elementen arbeiten. Zentrale Fliehkraft-Algorithmen brauchen also nur einmal implementiert zu werden.
- Die berechneten Fliehkraft-Komponenten können zu den in der internen Datenstruktur bereits stehenden Kräften addiert werden. Dadurch übernimmt ASKA vollständig das Lösen der Gleichungssysteme.
- Eine erstellte Struktur kann "stehend" und "rotierend" untersucht werden. Eine erneute Diskretisierung entfällt.

Für jeden Anwender, der ein eigenes Programm in ein kommerzielles FE-Programmpaket einbinden will, stellen sich ähnliche Schwierigkeiten:

- Ein in der Realität stetiges Problem muß in einer diskreten Welt gelöst werden. Wie werden die dort entscheidenden Größen (Elemente und Knoten) gehandhabt?
- Welcher Algorithmus gewährleistet die Problemlösung unter allen denkbaren Fällen?
- Woher kommen die zur Problemlösung notwendigen Eingabeparameter und wo werden die errechneten Ausgabeparameter abgespeichert?

Diese drei Problemfelder und deren Lösung sollen für den Fliehkraft-Prozessor in den folgenden Abschnitten exemplarisch erläutert werden.

4.1 Zerlegung der Struktur in Basiselemente

Um alle von ASKA angebotenen Volumenelemente (solid elements) unter Fliehkraft rechnen zu können, ist es sinnvoll, diese systematisch in Tetraeder gleicher Bauart zu zerlegen (Bild 3), denn nur aus diesen lassen sich alle denkbaren 3D-Strukturen ge-

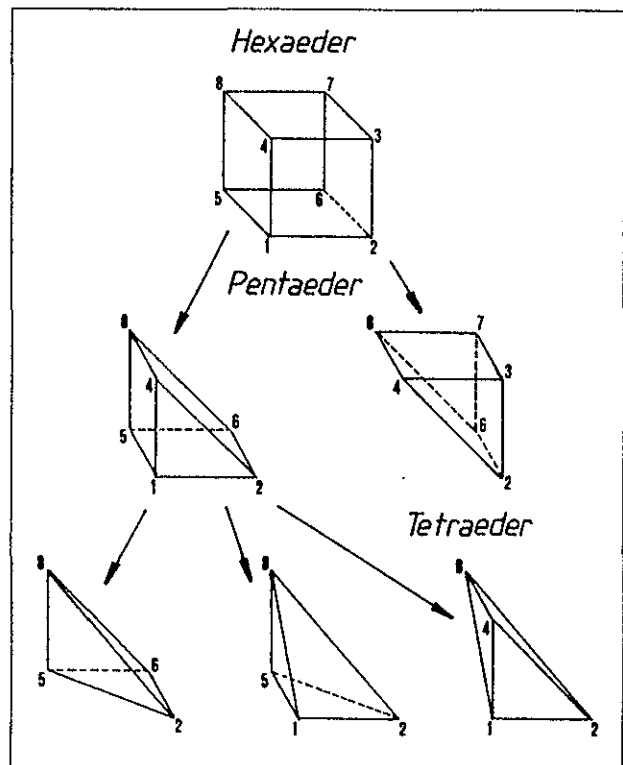


Bild 3: Systematische Zerlegung von Hexaedern in Pentaeeder und Tetraeder

nerieren. Dafür sind bei einigen Elementen Phantomknoten zu definieren, also Knoten, die das Element gar nicht besitzt.

Für jeden Tetraeder kann die entsprechende Fliehkraft errechnet und auf dessen Knoten verteilt werden. Welcher der vier Tetraederknoten welchen Anteil der Fliehkraft erhält, wird durch ein Momentengleichgewicht der Knotenkräfte um den resultierenden Fliehkraftangriffspunkt ermittelt.

4.2 Theorie der Fliehkraftberechnung

Die allgemeine Fliehkraftformel lautet in ihrer skalaren Form:

$$F_Z = m \omega^2 r_0 \tag{1}$$

Für einen nicht-orthogonalen und beliebig im Raum liegenden Tetraeder läßt sich das Volumen als ein Sechstel der durch dessen Eckkoordinaten vorgegebenen Determinante berechnen:

$$V_{\text{Tetr}} = \frac{1}{6} \begin{vmatrix} 1 & x_1 & y_1 & z_1 \\ 1 & x_2 & y_2 & z_2 \\ 1 & x_3 & y_3 & z_3 \\ 1 & x_4 & y_4 & z_4 \end{vmatrix} \tag{2}$$

Die Knotennumerierung ist hierbei von entscheidender Bedeutung. Sie ist so zu vereinbaren, daß die Knoten 1 bis 3 entgegen dem Uhrzeigersinn liegen, wenn man vom Knoten 4 auf die von ihnen gebildete Fläche schaut.

Bei konstanter Massenverteilung wird die Masse durch Multiplikation mit der Dichte ρ bestimmt:

$$m_{\text{Tetr}} = \rho V_{\text{Tetr}} \tag{3}$$

Der "resultierende Fliehkraft-Angriffspunkt" r_0 aus Formel (1) wird exakt durch lineare Interpolation der Eckknotenabstände zur Drehachse wiedergegeben:

$$r_0 = \frac{r_1 + r_2 + r_3 + r_4}{4} \tag{4}$$

Durch ein auf die Bauteilgeometrie abgestimmtes Koordinatensystem mit z.B. krummlinig begrenzten Tetraederflächen läßt sich die Ergebnisgüte erheblich verbessern. So hat sich für die rotationssymmetrischen Körper das sogenannte Bogenkoordinatensystem bewährt:

$$u = r \tag{5.1}$$

$$v = \phi r \tag{5.2}$$

$$w = z \tag{5.3}$$

Durch dieses Koordinatensystem werden alle Konturen mit tangentialer Komponente in radialer Richtung verschoben. Ein Dreieck verzerrt sich zum Beispiel zu einem Kreissegment (vgl. Bild 4).

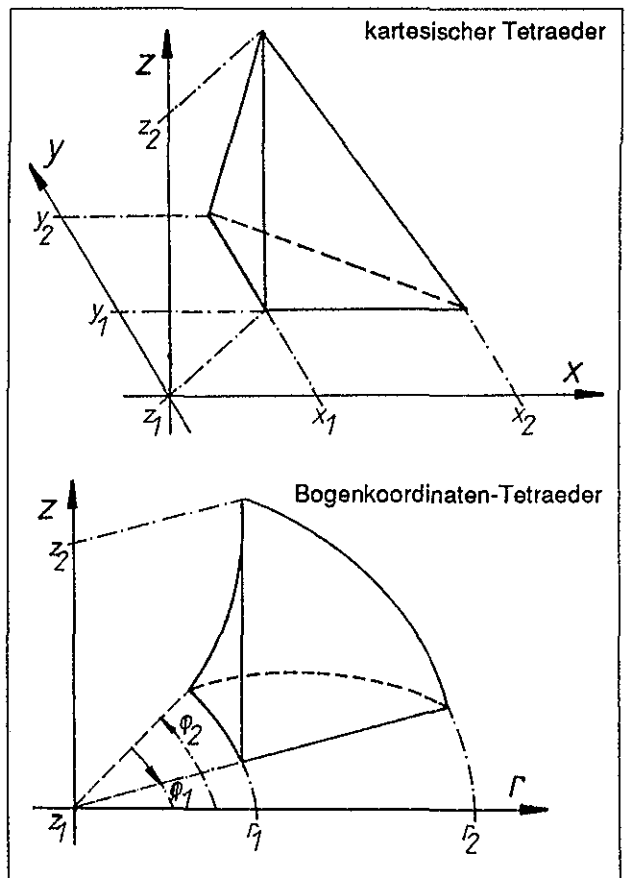


Bild 4: Verzerrung kartesischer Körper im Bogenkoordinatensystem

Für große rotationssymmetrische Elemente mit kleinem Abstand zur Drehachse ergeben sich bei kartesischen Koordinaten um bis zu 10 Prozent geringere Werte [6].

4.3 Datenzugriff auf die interne Datenbasis

Ausgefällte Datenstrukturen - wie die in ASKA verwendete Hypermatrix-Speicherorganisation - haben den Nachteil, daß der Zugriff von der Anwenderseite nicht einfach ist. ASKA bietet daher zwei verschiedene Datentransfersysteme an:

- das Data Retrieval System (DRS) für Systemprogrammierer
- eine Reihe von General Input/Output (GIO) Routinen für erfahrene Benutzer

Alle für die FE-Rechnung benötigten Daten werden von ASKA in sogenannten Büchern (books) be-

reitgehalten, die man als Ganzes oder in Teilen durch eins der beiden Datentransfersysteme ein- oder auslesen kann. Für User-Prozessoren bietet sich die Verwendung der GIO-Routinen an (Bild 5). Unter Büchern versteht ASKA Sammlungen von Daten mit einem logischen Zusammenhang. In ihnen sowie in einigen, permanent im Hauptspeicher bereitgehaltenen Datenblöcken stehen alle für den Fliehkraft-Prozessor benötigten Angaben, wie:

- Topologiedaten
- Knoten-Element-Koinzidenz
- Elementdichte
- Knotenkoordinaten
- Knotenlasten

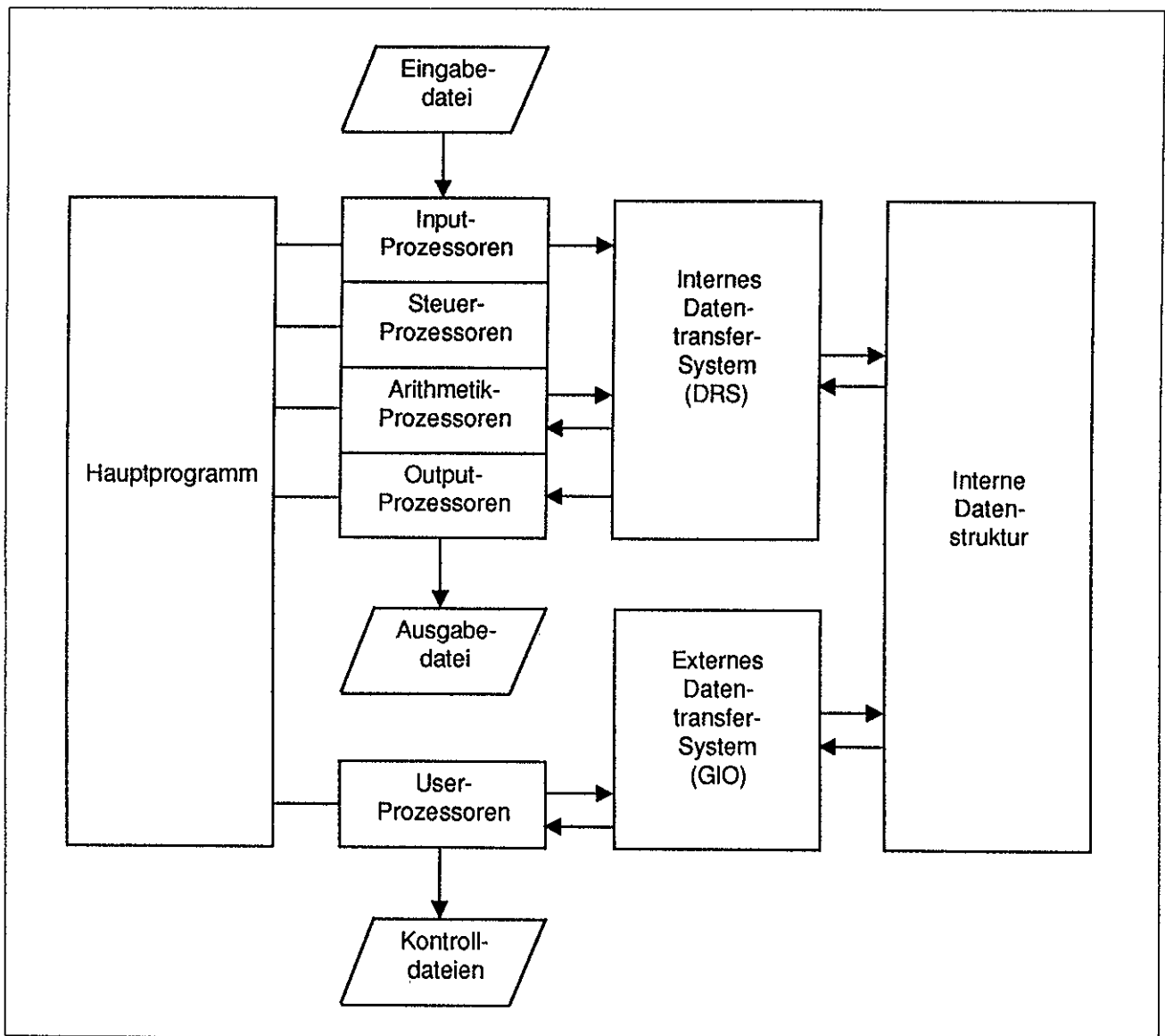


Bild 5: Datentransfer-Modell des FE-Programmpaketes ASKA

Die Winkelgeschwindigkeit bzw. Drehzahl kann als vom Anwender definiert über das Hauptprogramm per Parameterübergabe eingelesen werden.

Die durch die Fliehkraft hervorgerufenen Knotenlasten werden zu den externen Knotenlasten addiert. In der weiteren Berechnung wird kein Unterschied zwischen Potential- und anderen Kräften gemacht, so daß das Gleichungssystem in gewohnter Weise von den ASKA-Prozessoren gelöst werden kann.

4.4 Ergebnigüte

Die Fliehkraftbelastung wird vom Prozessor NPCL nahezu fehlerlos in die Struktur eingeleitet. Gegenüber analytischen Lösungen, wie sie z.B. bei einer gelochten Kreisscheibe möglich ist, ergeben sich Differenzen von maximal 3 Prozent.

Bild 6 zeigt exemplarisch den Verlauf der Vergleichsspannung einer "dünnen" gelochten Kreisscheibe in radialer Richtung.

Ob die analytische [7] oder die numerische Lösung die Realität besser wiedergibt, kann bei diesen Größenordnungen nicht entschieden werden, da auch

die mechanisch hergeleitete Lösung auf vereinfachenden Annahmen (z.B. ebener Verzerrungszustand) basiert.

5 Ausblick

Im Rahmen laufender Forschungsvorhaben werden am Institut für Maschinenwesen zur Zeit zwei Anwenderprozessoren entwickelt, die für Kontakt- und Strahlungsprobleme eingesetzt werden sollen:

- Mit Hilfe des sogenannten PECO-Konzeptes (Penetration and Contact) sollen Schmiegungsprobleme berechnet werden. Dazu müssen Durchdringungen und (unzulässige) Zugspannungen im Kontaktbereich der Oberflächen entdeckt bzw. vermieden werden. Diese Aufgabe kann nur iterativ durch mehrere einzelne Prozessoren gelöst werden.
- Bei dem Problem aus der Strahlungsanalyse handelt es sich um die Berücksichtigung der Wärmestrahlung eines Körpers mit konkaven Oberflächen auf sich selbst, wie z.B. in einer

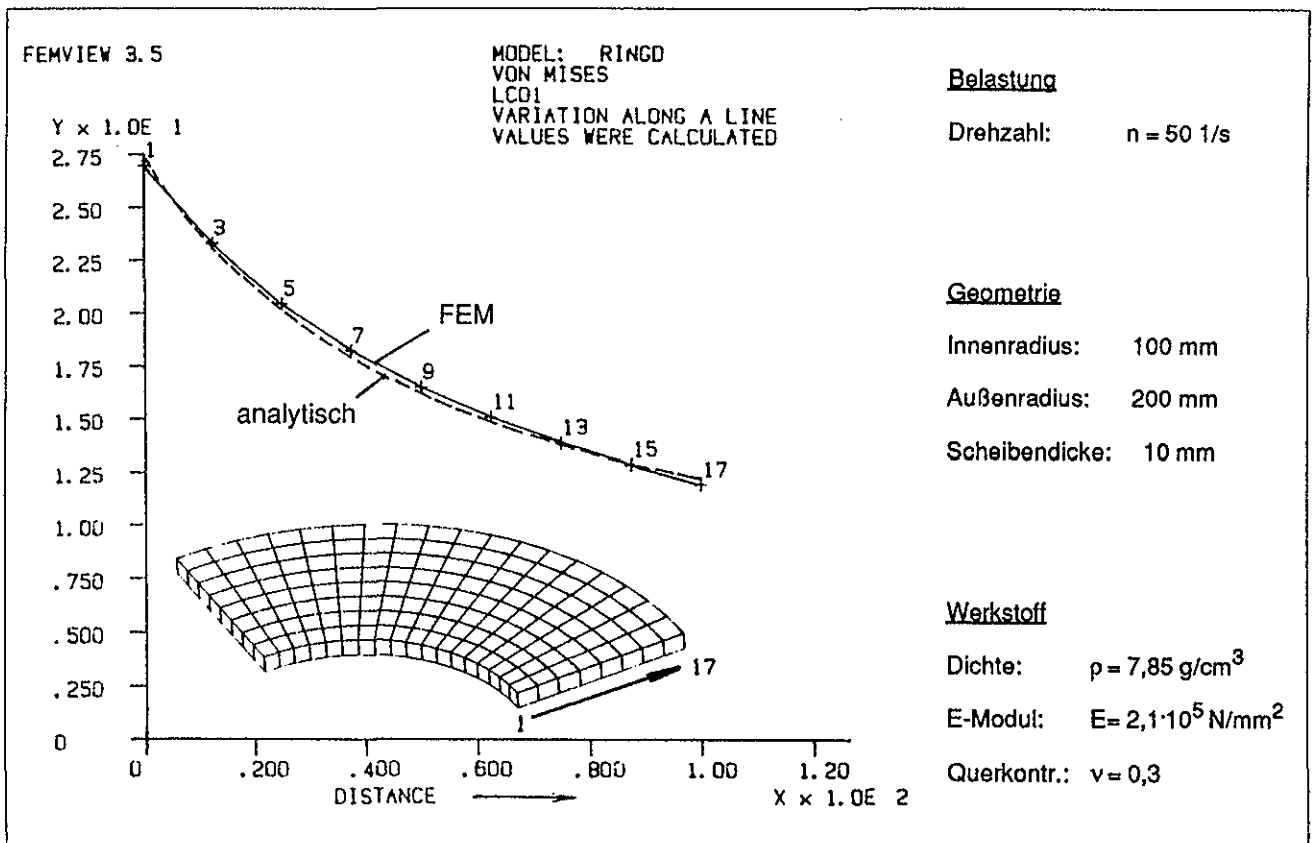


Bild 6: Radialer Verlauf der Vergleichsspannung nach von Mises in einer gelochten Kreisscheibe

Brennkammer. Bisher muß angenommen werden, daß die gesamte Strahlung an die Umwelt abgegeben wird. Bisher muß dieser Einfluß durch geeignete Annahmen des Bearbeiters berücksichtigt werden.

Parallel zu den institutsinternen FE-Entwicklungsarbeiten wird die Software-Ausstattung durch den Erwerb neuer Programme erweitert.

Geplant ist in diesem Zusammenhang die Anschaffung von LARSTRAN (Large Strain Analysis), so daß im Hause auch große Verschiebungen berechnet werden können. LARSTRAN wird ebenfalls von IKOSS vertrieben und stellt eine ideale Ergänzung zu der vorhandenen FE-Ausstattung dar.

Für die Erstellung von FE-Modellen wird - alternativ zu ASKAMESH - die Anschaffung von I-DEAS (Integrated Design Engineering Analysis Software) der Firma SDRC erwogen. Mit diesem Programm lassen sich insbesondere Freiformflächen schneller und komfortabler generieren. Die Installation soll zunächst auf einer Workstation erfolgen.

Über die Leitung ins Rechenzentrum der TU Clausthal werden die bereits hausintern vernetzten Rechner des Instituts mit nahezu allen Großrechnern der Welt verbunden. Für die FE-Analysen bedeutet das, daß noch aufwendigere Rechenläufe möglich sein werden und auftretende Auslastungsspitzen des Rechners abgebaut werden können.

Literatur:

- [1] Schwarz, H.R.:
Methode der Finiten Elemente
Teubner, Stuttgart 1980
- [2] Zienkiewicz, O.C.:
Methoden der Finiten Elemente
Hanser, München 1975
- [3] ASKA User's Manual:
Volume 2: Analysis Procedures
IKOSS, Stuttgart 1985
- [4] Brebbia, C.A.:
Finite Element Systems
Springer, Berlin 1982
- [5] Göldner, H., Holzweissig, F.:
Leitfaden der Technischen Mechanik
Steinkopff, Darmstadt 1976
- [6] Rothe, F.:
Entwicklung eines Fliehkraft-Elementes
Studienarbeit, TU Clausthal 1987
- [7] Göldner, H.:
Übungsbuch Höhere Festigkeitslehre
Physik, Weinheim 1978

Aufbau eines CIM-Labors im IMW

U. Prengemann

Inhalt: Dem Institut für Maschinenwesen wurde aus Mitteln der Stiftung Volkswagenwerk die Beschaffung eines CIM-Labors ermöglicht. Der vorliegende Artikel beschreibt die Konfiguration und die geplante Nutzung dieses Labors.

1 Maschinenauswahl

Die Auswahl der Maschinen für ein CIM-Labor in einer Hochschule unterscheidet sich wesentlich von der Vorgehensweise bei der Beschaffung von Maschinen für den industriellen Einsatz. Im vorliegenden Fall konnte nicht von einem typischen Teilespektrum ausgegangen werden. Entsprechend konnten keine Produktivitätssteigerungen oder ähnliche Kriterien zur Maschinenauswahl herangezogen werden. Die von uns gewählte Vorgehensweise sah daher so aus, daß wir in einem Mitarbeiterteam eine Anforderungsliste nach den Anforderungen aus Lehre, Forschung, Technologietransfer und Werkstattbedarf erstellten. Aus diesem Spektrum ergab sich u.a. die Forderung nach einer möglichst heterogenen Hard- und Softwareumgebung. Anhand dieser Anforderungsliste wurden entsprechende Angebote bei namhaften Maschinenanbietern eingeholt. Die Entscheidung für oder gegen einzelne Anbieter fiel anhand eines Bewertungsschemas, in dem die Leistungsdaten der einzelnen Maschinen verglichen und anhand unserer Anforderungsliste bewertet wurden. Die endgültige Entscheidung fiel natürlich auch unter Berücksichtigung der Tatsache, daß wir bestrebt waren, im Rahmen der uns zur Verfügung stehenden Mittel und Möglichkeiten ein Maximum an Leistungsfähigkeit für unser CIM-Labor zu erreichen.

Eine entsprechende Vorgehensweise wurde bei der Rechner- und Softwareauswahl gewählt.

2 Standortauswahl

Die Wahl des Standortes des CIM-Labors mußte unter den Gegebenheiten der Bausubstanz unseres 60-jährigen Instituts ein Platz gefunden werden, der

Anforderungen hinsichtlich kurzer Wege für Werkstücke, Bedienpersonal und Datenleitungen erfüllt. Es sollte nach Möglichkeit ein kompakter CIM-Bereich geschaffen werden, wobei die Beeinträchtigung anderer Aktivitäten des Instituts vermieden werden sollten. Unsere Entscheidung fiel auf den Südteil der Maschinenhalle.

3 Beschreibung der Maschinen

Folgende Maschinen werden in unserem CIM-Labor installiert:

- ein 4-Achsen Bearbeitungszentrum MH 700 CAS/432 mit NC-Rundtisch, Palettenwechseleinrichtung, Werkzeugmagazin mit 24 Plätzen und einer MAHO-CNC 432-Steuerung auf Philips-Basis (Hersteller: MAHO AG, Pfronten),
- eine CNC-Drehmaschine MNC 5 mit zusätzlichen Antrieb im Werkzeugrevolver, interpolierender C-Achse, Werkzeugvermessung im Arbeitsraum durch einschwenkbaren Meßtaster und einer MCS 880-Steuerung auf Basis der Sinumerik 880 T (Hersteller: Fa. MONFORTS, Mönchengladbach) und
- ein Koordinatenmeßgerät UMM 550 mit Rundtisch und HP-Mikrorechnersteuerung (Hersteller: Fa. Carl Zeiss, Oberkochen).

4 Konfiguration des CIM-Labors

Bild 1 zeigt das geplante Layout des CIM-Labors. Es ist der Grundriß der Südhälfte der Maschinenhalle dargestellt. Im Bereich der Halle werden das 4-Achsen-Bearbeitungszentrum MH 700 S und das Drehzentrum MNC 5 installiert. Weiterhin ist der Standort für das Werkzeugvoreinstellgerät zu erkennen. In der Darstellung ist außerdem eine Erodiermaschine vom Typ OPTIMAT 515 enthalten, deren Beschaffung jedoch noch nicht abgeschlossen ist.

Für das Koordinatenmeßgerät UMM 550 ist ein spezieller Meßraum vorgesehen. Schließlich erfolgt die Installation des Leitrechners Micro-Vax 3300 der Fa. DIGITAL im Fertigungsleitstand.

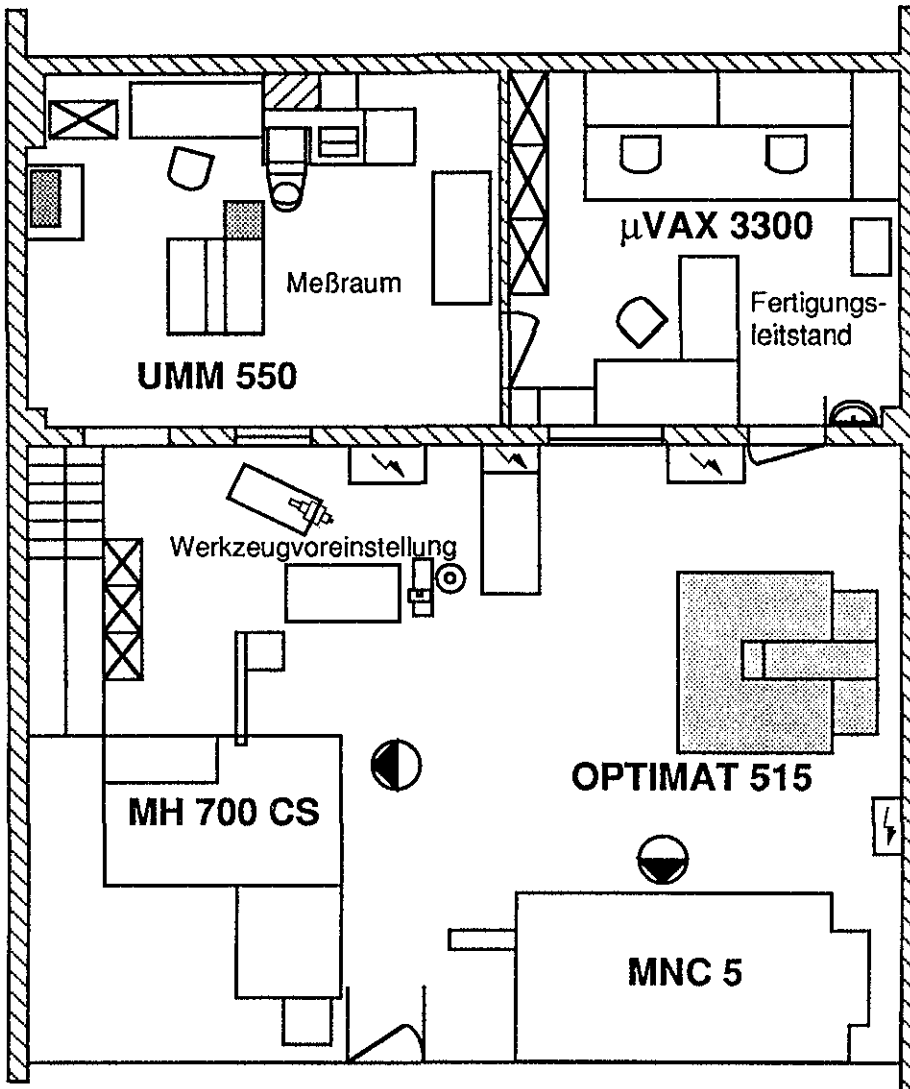


Bild 1; Konfiguration des CIM-Labors

Im 1. Obergeschoß direkt über Meßraum und Fertigungsleitstand befindet sich der Arbeits- und Schulungsraum des CIM-Labors. Hier werden u.a. die beiden VAX-Station 3100 installiert.

Parallel zur Maschinenbeschaffung erfolgte eine Rechnerbeschaffung. Ziel war es hier, entsprechend der Anforderungsliste eine Rechnerwelt zu schaffen, mit der eine gute Simulation der NC-Verfahrenskette möglich ist. So erfolgt die bereits erwähnte Installation einer Micro-Vax 3300 als Leitreechner und 2 VAX-Stationen 3100 als Workstations. Die Verbindung zwischen Leitreechner und Maschinen erfolgt über Party-Line und BDE-Terminals der Fa. Gildemeister Automation (BDE = Betriebsdatenerfassung). Der Leitreechner des CIM-Labors ist über Ethernet mit der übrigen Rechnerwelt des IMW verbunden. Die vollständige Konfiguration ist in Bild 2 dargestellt.

5 Geplante Nutzung

Für das CIM-Labor sind die Nutzungsschwerpunkte Ausbildung der Studenten, Forschung und Technologietransfer vorgesehen. Die einzelnen Schwerpunkte sollen im Folgenden näher erläutert werden.

a) Ausbildung des Studenten
Mit der zunehmenden Verbreitung von CIM muß auch die Ausbildung des Studenten ein entsprechendes Niveau erhalten.

Neben Vorlesungen über CIM und einzelner Teilbereiche davon (CAD, PPS) schließt das CIM-Labor des IMW eine Lücke in der praktischen Ausbildung an den Maschinen. So beabsichtigen wir, ein CIM-Praktikum anzubieten, daß u.a. folgende Inhalte haben wird:

- Datenübergabe von CAD nach NC

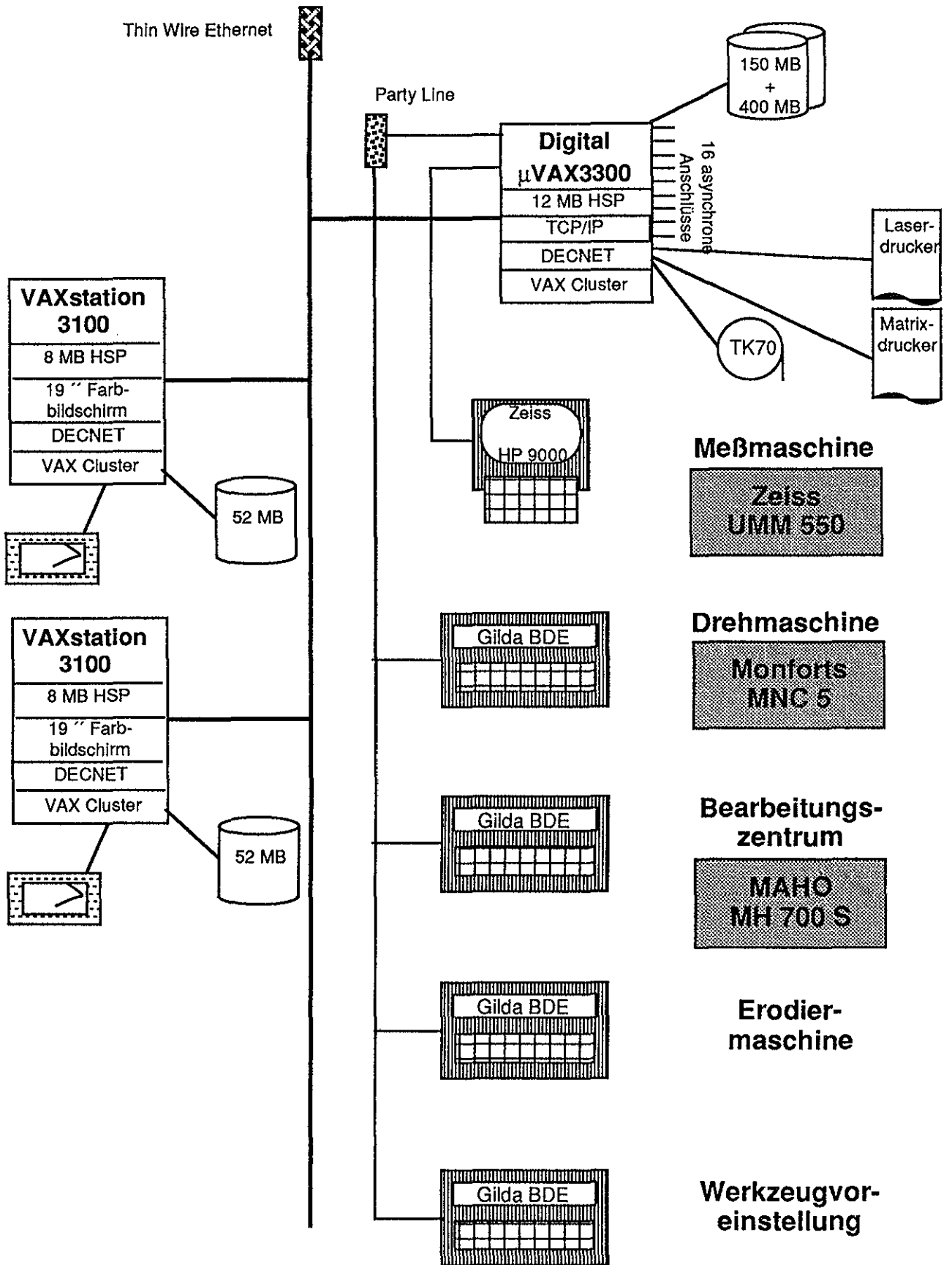
Ein mit Hilfe von CAD konstruiertes Teil soll gefertigt werden. Die Möglichkeiten und Grenzen der Kommunikation zwischen unterschiedlichen CAx-Systemen sollen dargestellt und "erlebt" werden.

- NC-Programmierung

Die Vorgehensweise bei maschineller und werkstattorientierter Programmierung kann geübt werden. Maschinenspezifische Unterschiede können erkannt werden.

- Fertigungssteuerung

Die Wirkung von PPS-Systemen, der Betriebsdatenerfassung und der Qualitätssicherung können simuliert werden. Die dargestellten Praktika sind als Denkanstöße zu verstehen. Sie bedürfen der eingehenden Diskussion und Ausarbeitung. Es ist vorgesehen, die ersten Praktika für das Sommersemester 1990 anzubieten.



23.09.89 Bu

Bild 2: Leitrechnerkonfiguration im CIM-Labor

Darüber hinaus haben die Studenten die Möglichkeit, sich im Rahmen von Studien- und Diplomarbeiten mit der CIM-Technik vertraut zu machen.

b) Forschungstätigkeit

Für die Nutzung des CIM-Labors in der Forschungstätigkeit sollen Pläne dargestellt werden, die auf heutigen Projekten beruhen. Es ist zu erwarten, daß weitere Projekte mit dem CIM-Labor verknüpft werden.

- Pilotlösungen für Schnittstellenentwicklung

Im Rahmen der Schnittstellenentwicklung für CAD-NC-Kopplungen sind hier Pilotimplementierungen für Test- und Validierungszwecke möglich.

- Untersuchung des Einflusses von CIM auf die Konstruktion.

Durch die Möglichkeiten der informationstechnischen Verknüpfung eines gesamten Unternehmens im Rahmen eines CIM-Konzeptes ändern sich bisherige Arbeitstellungen. Bei der Untersuchung der Änderungen im Konstruktionsbereich dient das CIM-Labor als praktisches Versuchsfeld.

- Unterstützung klassischer Bereiche

Für andere Forschungsschwerpunkte unseres Institutes, beispielsweise Verschleiß- und Festigkeitsuntersuchungen oder Spannungsoptik bieten die neuen Möglichkeiten zur Fertigung eine Verbesserung im Prüfstandbau. Gleichzeitig ist an eine Nutzung der Meßmaschine für unterschiedlichste Versuchsauswertungen gedacht.

c) Technologie-Transfer

Das CIM-Labor bietet die Gelegenheit, den Kontakt zur Industrie weiter auszubauen. Mit dem Angebot firmenneutraler CIM-Schulungen und der Fähigkeit, besondere Anwendungsprobleme praxisnah zu lösen, erwarten wir einen regen Zuspruch.

6 Ausblick

Das CIM-Labor befindet sich in der Aufbauphase. Zum jetzigen Zeitpunkt (Herbst 1989) ist das 4-Achsen-Bearbeitungszentrum und der Fertigungsleit-rechner installiert. Mit dem Abschluß der Installation-sarbeiten wird für Anfang 1990 gerechnet. Die ersten Lehrveranstaltungen sind im Sommersemester 1990 geplant.

CAD-Normteile im Unternehmen

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.

1 Stand der Technik

Der Einsatz von Norm- und Wiederholteilen bestimmt nicht nur die Wirtschaftlichkeit der Konstruktion, wo der Konstrukteur von Routinearbeiten entlastet wird, sondern ebenfalls die Wirtschaftlichkeit nachgeordneter Unternehmensbereiche. Dort kann durch verstärkten Einsatz von Norm- und Wiederholteilen der Aufwand u. a. für Fertigung, Lagerung und Wartung verringert werden.

Mit dem Vordringen von CAD-Systemen in der Konstruktion wurde ebenfalls eine Nachfrage nach Norm- und Wiederholteildarstellungen im CAD-System geschaffen. Für fast alle Systeme erfolgte die Realisierung einer Normteilschnittstelle.

Einmal erstellte Bibliotheken sind jedoch an das spezifische CAD-System gebunden, bei einem Wechsel des CAD-Systems oder bei Vorhandensein unterschiedlicher Systeme im Unternehmen wird die Mehrfachdefinition von Norm- und Wiederholteilen erforderlich.

Weitaus größere Probleme haben die Anbieter von Wiederholteilen zu bewältigen die ihre bisher in Katalogform dokumentierten Produkte CAD-gerecht anbieten müssen. Sie sind gezwungen, unterschiedliche systemspezifische Datenformate zu unterstützen.

Aus den o. g. Gründen beschäftigt sich das DIN seit 1984 in seinen Ausschüssen NAM und NSM mit der systemneutralen Definition von Normteilen sowie einer Methode zur systemneutralen Darstellung im CAD-System.

Die Ergebnisse der Arbeiten mündeten in

DIN V 4001 und DIN V 66304. Heute stehen bereits mehrere hundert Produktnormen in digitaler Form zur Verfügung. Einige Wiederholteilhersteller benutzen bereits das genormte Format zur Einbettung ihrer Produkte in CAD-Systeme.

Inzwischen wurde jedoch erkannt, daß allein die Spezifikation des Austauschformats und der grafischen Darstellung im CAD-System für die industrielle Anwendung nicht ausreichen. Es fehlen systemneutrale Werkzeuge zur Verwaltung der Normteildaten, zur Unterstützung eines Änderungs- und Pflegedienstes sowie zur unternehmensspezifischen Anpassung.

Bild 1 zeigt, wie die Aufgaben im Rahmen der Integration von CAD-Normteilen in einem Unternehmen verteilt sind.

Die Normteildaten nach DIN V4001 liegen als nicht

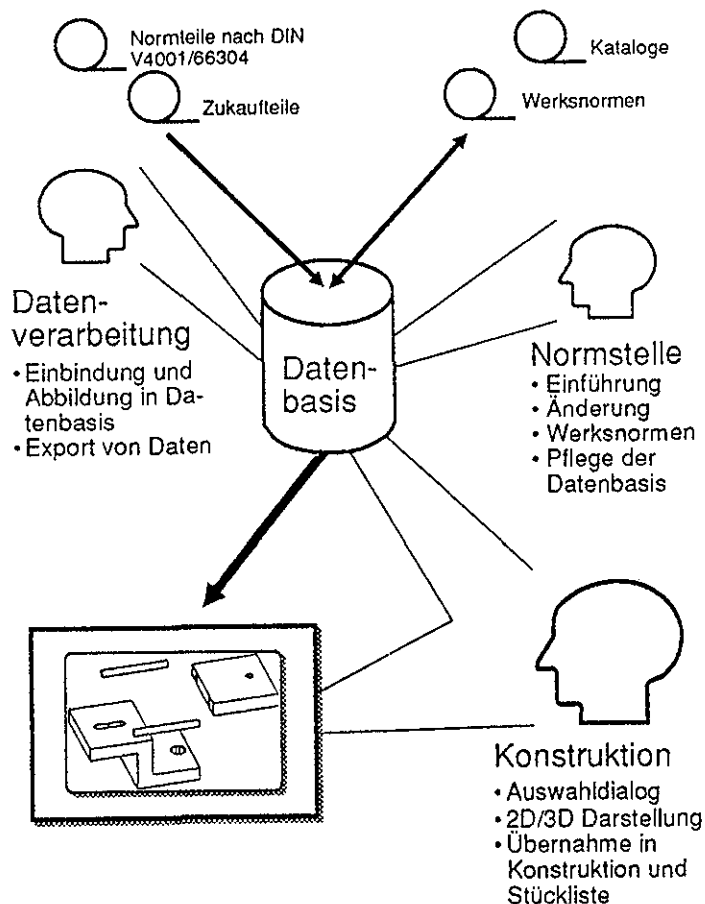


Bild 1: Eingliederung der CAD-Normteile

normalisierte Tabellen in sequentiellen Dateien vor. Ihre Überführung in Datenbanken ist dringend erforderlich wenn mehrere hundert Teile zu verwalten sind. Der Auswahl- und Suchprozeß in derartigen Bibliotheken muß auch bei Verwendung von Daten unterschiedlichster Anbieter einheitlich bleiben, so daß sich dem Anwender eine homogene Oberfläche präsentiert.

Der Aufbau und die geschlossene Generierung funktionsorientierter Baugruppen, wie z. B. Welle-Nabe-, Schraubverbindungen oder betriebsspezifischer Baugruppen wird bisher noch nicht in der Normung berücksichtigt. Diese Funktionalität ist als Unterstützung der Wiederholteilverwendung zur weiteren Reduktion der Teilevielfalt aus Sicht der Konstruktion dringend erforderlich.

Norm- und Wiederholteile sind Bestandteil eines Produktmodells, sie sollten daher auch in einen Produktdatenaustausch einbezogen werden. Zu beachten ist hier jedoch, daß auch nichtgrafische Informationen über das Teil auszutauschen sind. Für ein Norm- oder Wiederholteil bedeutet dies, daß es beim Empfangssystem in die Normteilmgebung integrierbar bleibt.

2 Strategien zur Weiterentwicklung

Die Normteilproblematik wurde in Deutschland früh erkannt und mit DIN V 4001 und DIN V 66304 sind bereits erprobte Konzepte am Markt. Die Weiterentwicklung wird vom NAM 96.4.5 und dem NSM vorangetrieben, so befindet sich ein Vorschlag zur 3D-Normteildarstellung kurz vor dem Abschluß.

Um zu einer europaweiten Norm zu gelangen, wurde im Rahmen von CEN/CENELEC eine Arbeitsgruppe gebildet. Diese Arbeitsgruppe hat in einem Konzeptpapier deutlich gemacht, daß zur Lösung der Normteilproblematik umfassendere Spezifikationen erforderlich sind. Das deutsche Konzept kann diese Anforderungen nur zum Teil erfüllen. Andere europäische Nationen machten ebenfalls Vorschläge, doch sind diese in der Realisierung nicht so weit fortgeschritten wie das deutsche Konzept.

Da es einen erheblichen Aufwand bedeutet, die geforderten Spezifikationen zu erarbeiten und die ISO-Normung CAD-Normteile nicht berücksichtigte, sind diese von deutscher Seite als Work Item in die ISO

eingebraucht worden.

Bild 2 erläutert die Einbettung in die nationale und internationale Normungslandschaft.

In zahlreichen Sitzungen der ISO/TC184/SC4/WG1 wurde von deutscher Seite, vertreten auch durch die an diesem Projekt beteiligten Institute, auf die Normteilproblematik hingewiesen. So verabschiedete das ISO/TC184/SC4 eine Resolution, die als Kernpunkt einen Auftrag an die deutsche Seite vergibt, in einer Studie die weitere Behandlung der Normteilproblematik in der ISO vorzuschlagen, um auf der nächsten Sitzung des SC4 im Januar 1990 über die weitere Vorgehensweise zu entscheiden.

Die Studie konnte in enger Zusammenarbeit mit den europäischen Partnern im Projekt CAD-Normteile erstellt werden und schlägt im Kern vor, in einer eigenen WG des SC4 die Normteilproblematik zu behandeln. Als Grundlage soll dort das in der europäischen Gruppe erstellte Konzeptpapier dienen.

Die am Projekt beteiligten Institute werden dann aktiv an der Ausgestaltung der zu entwickelnden Normen u. a. in den Bereichen :

- systemneutrale Programmbeschreibung
- automatische Integration von Normteildaten
- Standardisierung eines "Dictionary" für Normteildaten und Bezeichnungen
- Definition einer Dialogschnittstelle

mitarbeiten und dort für eine Harmonisierung mit den in Deutschland entwickelten Konzepten sorgen.

3 Bereits durchgeführte Arbeiten

Die Arbeiten galten vor allem der Unterstützung der internationalen Integration des deutschen Normteilkonzeptes. Diese Arbeiten wurden im Steering Committee Normteile zur Vermeidung nationaler Doppelarbeiten mit anderen an der Normteilentwicklung Beteiligten abgestimmt und koordiniert.

Dazu wurde eine Spezifikation des nationalen Konzeptes nach DIN V 4001 / 66304 in EXPRESS, einer Sprache zur Informationsmodellierung vorgenommen. Diese Sprache ist in der Arbeit des ISO/TC184/SC4 zur Formulierung eines Modells zum Produktdatenaustausch entwickelt worden.

Die Beschreibung des deutschen Konzeptes in EXPRESS stellt eine gute Grundlage zur Einbettung in die internationale Normung dar und bildet einen

Kernpunkt der Überlegungen im europäischen Konzeptpapier. Dort kann anhand dieser genauen Spezifikation eine Analyse und Diskussion erfolgen und die deutsche Norm als Grundlage für weitere Arbeiten dienen.

Die Einbettung der Normteile in den Produktdatenaustausch ist von den Normgremien als sehr wichtig erachtet worden. Dazu erfolgte im Rahmen der Arbeit im ISO/TC184/SC4 ein Vorstoß, um die Referenzierung von Formelementen im STEP-Datenaustausch zu ermöglichen. Es wurde ein Issue erarbeitet

und auf zur ISO/TC184/SC4/WG1-Sitzung in Frankfurt eingereicht.

Im Rahmen der Weiterentwicklung des deutschen Normteilkonzeptes arbeiteten die beteiligten Institute aktiv sowohl an der Überarbeitung der DIN V 66304 als auch an der Erweiterung der DIN V 66304 um 3D-Soliddarstellungen mit. Mit der Weiterentwicklung der DIN V 66304 im 3D-Solidbereich konnte eine seit langem auch von Seiten des Projektes CAD-Normteile geäußerte Forderung erfüllt werden.

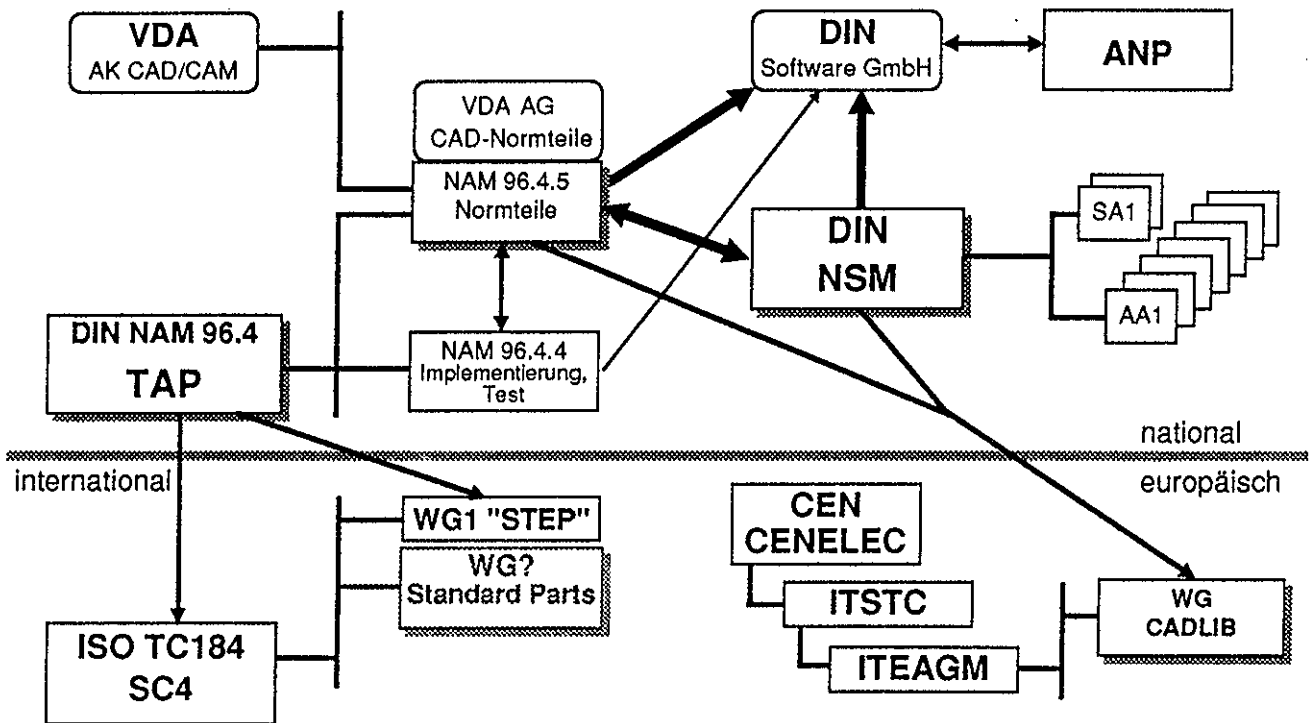


Bild 2 Einbettung der CAD-Normteilproblematik in die Normungslandschaft

CAD-NC-Kopplung mit STEP

M. Holland, U. Prengemann

Inhalt: Der vorliegende Artikel stellt die Aktivitäten des IMW auf dem Gebiet der CAD-NC-Kopplung mit STEP im Rahmen der KCIM im DIN dar. Schwerpunkte liegen dabei auf der Entwicklung und Weiterentwicklung der Partialmodelle für Toleranzen, Werkstoffinformationen, Prozeßplanung und Bearbeitungselemente.

1 Einleitung

CIM als strategisches Unternehmensziel hat zwei wesentliche Seiten. Zum Ersten muß die Unternehmensstruktur den spezifischen Anforderungen von CIM entsprechen. Zum Zweiten müssen die informationstechnischen Voraussetzungen für CIM gegeben sein.

Auf der informationstechnischen Seite stellt die datentechnische Verknüpfung der einzelnen rechnergestützten Systeme in den verschiedenen Unternehmensbereichen ein wesentliches Problem dar. Hierbei tauchen die verschiedensten Schnittstellenprobleme auf.

Für die NC-Fertigung stellt die CAD-NC-Kopplung ein vordringliches Kopplungsproblem dar, da z.Zt. bei der Datenübergabe von CAD nach NC ein Teil der im Konstruktionsbereich bereitgestellten Informationen verloren geht. Dabei bieten heute renommierte CAD- oder NC-Systemhersteller CAD-NC-Kopplungen an. Es stellt sich die berechnete Frage, wieso dennoch Kopplungsprobleme auftreten.

Schauen wir uns dazu die existierenden Kopplungen an. Hier kann man zwischen zwei grundsätzlichen Arten unterscheiden.

1. Zugriff auf eine gemeinsame Datenbasis.

Diese Kopplung bereitet die geringsten Probleme. Die beiden Systeme (CAD und NC) sind aufeinander zugeschnitten, sie "verstehen" sich.

2. Kopplung über ein neutrales Datenformat.

Hier sind unter anderem IGES, VDAIS, VDAFS und SET zu nennen. Sie ermöglichen die Kopplung von Systemen unterschiedlicher Hersteller. Diese Schnittstellen beschränken sich im wesentlichen auf die Übergabe von Geometrieinformationen. Der

Nachteil liegt hier in dem für den universellen Anspruch einer informationsverlustfreien Schnittstelle unzureichenden Leistungsumfang.

Dennoch ist der Weg über ein neutrales Datenformat der zukunftsträchtigere. Ziel ist es, eine Schnittstelle zu definieren, die sowohl Geometrieinformationen als auch der Geometrie logisch zugeordnete Technologieinformationen übergeben kann. Die Entwicklung einer solchen Schnittstelle wird seit einigen Jahren mit STEP betrieben (STEP = Standard for the Exchange of Product Model Data) [1; 2].

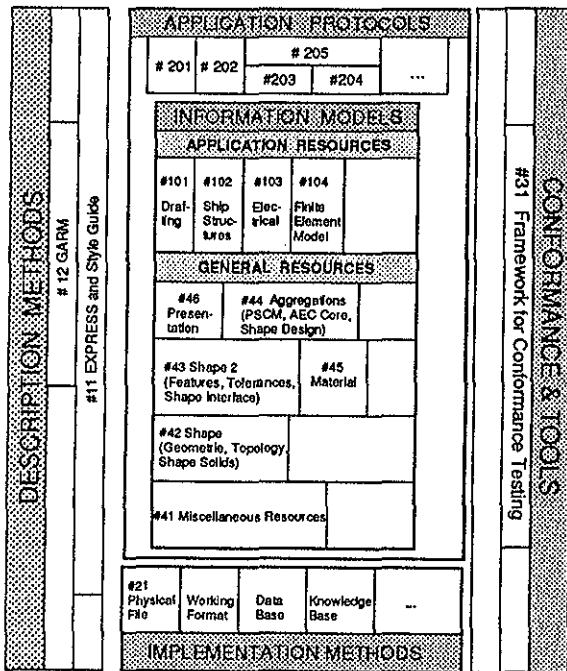
2 Forschung und Normung

Der Weg zu STEP als eine neutrale Schnittstelle kann nur über den Weg der internationalen Normung erfolgen. Ohne einen internationalen Standard auf diesem Gebiet würden unterschiedliche nationale Schnittstellen definiert und die Systeme würden sich nur national "verstehen". Daher werden vom BMFT im Rahmen der KCIM (Kommission CIM im DIN) verschiedene entwicklungsbegleitende Normungsprojekte gefördert, um das Zusammenwirken von Normung und Forschung zu ermöglichen. Forschung deshalb, weil eine Schnittstelle entwickelt werden soll, die heutigen und zukünftigen Anforderungen gleichermaßen entspricht. Die Normungsarbeit soll einen Interessensabgleich aller interessierten Kreise ermöglichen.

Die Autoren arbeiten im Rahmen des KCIM - Teilprojekts "NC-Verfahrenskette" in der Projektgruppe "CAD-NC-Kopplung" mit. International wird die Normung von STEP in der Arbeitsgruppe ISO TC184 SC4 betrieben. Dazu arbeitet als deutsches Spiegelgremium der NAM 96.4 "TAP" (NAM = Normenausschuß Maschinenbau, TAP = Transport und Archivierung produktdefinierender Daten).

3 Struktur von STEP

Auf der ISO TC184 SC4 WG1-Sitzung in Frankfurt wurde im Juni 1989 die in Bild 1 dargestellte Struktur von STEP beschlossen.



Quelle: ISO

Bild 1: STEP Strukturübersicht

Aufgrund der vorliegenden Erfahrungen aus früheren Schnittstellenentwicklungen wurde sich hierbei nicht auf die reine datentechnische Definition der Schnittstelle beschränkt. STEP besteht im wesentlichen aus 4 Teilen.

Als erstes sind die sog. Description Methods zu nennen. Damit es bei der Schnittstellenprozessorentwicklung nicht zu unterschiedlichen Interpretationen des Standards kommt, wurden einheitliche Informationsmodellierungsmethoden definiert.

Die Definition der von der Schnittstelle übertragbaren Informationen wird in drei verschiedene Informationsmengen unterteilt. Zum einen sind dies Informationen, die als General Resources bezeichnet werden und allgemeingültige Informationen darstellen. Mit Hilfe der Application Resources werden Informationen definiert, die von speziellen Anwendungen benötigt werden. Hierbei wird Bezug auf die in den General Resources definierten Informationen genommen. Zum Beispiel werden im Drafting unter anderem die zeichnerischen Ausprägungen geometrischer Elemente definiert.

In den sogenannten Application Protocols werden Untermengen aus den beiden erstgenannten Informationsmengen gebildet. Hierdurch läßt sich der Aufwand für die Prozessorentwicklung erheblich reduzieren. Für einen Prozessor, der nur 2-D-Daten

übertragen soll, ist es nicht notwendig, daß dieser auch 3-D-Daten versteht.

Der dritte Bestandteil von STEP wird durch die sogenannten Implementation Methods gebildet. Darunter sind spezielle, von der Implementierung abhängige Ausprägungen der im Standard definierten Informationen zu verstehen.

Als letzter Bestandteil des zukünftigen Standards ist der Bereich Conformance & Tools zu nennen. Hierdurch werden einheitliche Testmethoden spezifiziert, mit denen Konsistenzprüfungen des Standards und Prozessortests durchgeführt werden.

4 Arbeitsschwerpunkte des IMW

Die Arbeit des IMW im Teilprojekt CAD-NC-Kopplung findet schwerpunktmäßig auf den Gebieten Übergabe von Toleranz- und Werkstoffinformationen, Prozeßplanung und Definition von Bearbeitungselementen statt.

a) Toleranzinformationen

Auf dem Gebiet der Toleranzen konzentriert sich die Arbeit auf eine strukturierte und rechnergerechte Bereitstellung der von der Konstruktion erzeugten Toleranzinformationen. Die nach funktionellen Gesichtspunkten festgelegten Toleranzen beeinflussen verschiedene Unternehmensbereiche (Bild 2).

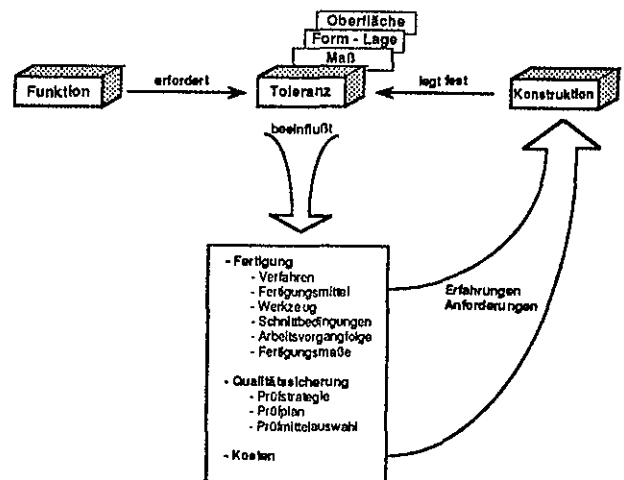


Bild 2: Einfluß der Toleranzen

Es ist daher notwendig, daß diese Informationen für die entsprechenden Bereiche rechnerinterpretierbar zur Verfügung stehen. Bisher waren Toleranzinformationen nur manuell interpretierbare Zeichnungsinformationen. Die Oberflächengüte eines z.B. spanend zu bearbeitenden Werkstücks beein-

flußt die Werkzeugauswahl und die Maschinenparameter bei der Fertigung. Um eine rechnerunterstützte NC-Programmierung zu ermöglichen, muß diese Oberflächeninformation rechnerinterpretierbar mit der sie betreffenden Oberfläche gekoppelt sein. Es ist dann möglich, nicht nur die geometrischen NC-Weginformationen sondern auch technologische NC-Anweisungen automatisch mit einem entsprechenden NC-Processor zu generieren. Das bisher aufgrund von vorliegenden Zeichnungsinformationen manuell erfolgte Eingeben der Technologieanweisungen kann entfallen.

b) Werkstoffinformationen

Auf dem Gebiet Übergabe von Werkstoffinformationen stellt sich der Stand in der STEP-Entwicklung noch nicht befriedigend dar. So war das jetzige Materials Model ursprünglich ein Bestandteil des Analysis Model und ist daher so konzipiert, daß es als wichtiges Hilfsmodell für die Übergabe von FEM-Daten dient. Daher erklärt sich, warum dieses Modell den Anforderungen an ein allgemeines Werkstoffmodell nicht entspricht. Das wurde auch international anerkannt. Bis heute konnte sich im Rahmen der ISO nicht auf eine allgemeingültige Zielsetzung für ein neues Materials-Model geeinigt werden. Aus unserer Sicht sollte ein möglichst universeller Anspruch an dieses Modell gestellt werden. Es muß möglich sein, das ebenso wie die Toleranzinformationen alle zur Produktbeschreibung notwendigen Materialinformationen rechnerinterpretierbar vorliegen. Allerdings ist dann kurzfristig nicht mit einer praktikablen Lösung zu rechnen.

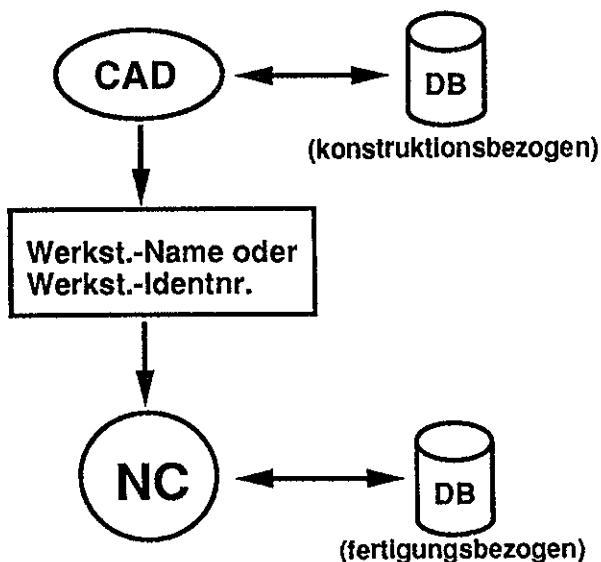


Bild 3: Übergabe von Werkstoffinformationen, Minimallösung

Daher ergeben sich zwei zu verfolgende Lösungsansätze. Kurzfristig müssen Minimallösungen erarbeitet werden, die ein handhabbares Materials Model zur Verfügung stellen. Außerdem muß ein allgemeingültiges Materials-Model-Konzept in der ISO zur Verabschiedung kommen.

Bild 3 stellt eine mögliche Minimallösung dar. Hier wird die Werkstoffbezeichnung zwischen den unterschiedlichen System übertragen. Das Problem besteht darin, daß es noch keinen internationalen Werkstoffbezeichnungsstandard gibt.

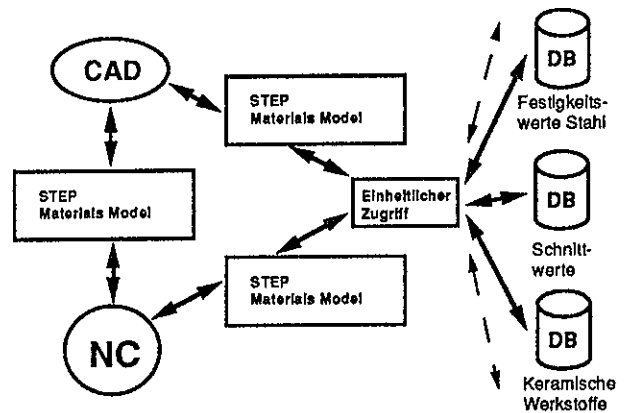


Bild 4: Übergabe von Werkstoffinformationen, Konzept

Langfristig ist dann ein Modell zu entwickeln, daß auch dem vollständigen Austausch von Werkstoffinformationen zwischen Konstruktion und Fertigung erlaubt. Bild 4 zeigt einen solchen Lösungsansatz. Auf dem Gebiet "Einheitlicher Zugriff" auf unterschiedliche Werkstoffdatenbanken laufen bereits internationale Aktivitäten. Hier ist eine Abstimmung dringend geboten.

c) Prozeßplanung

Die Bereiche Prozeßplanung und Definition von Bearbeitungselementen sind z.Zt. noch in einer konzeptionellen Phase. Der Lebenszyklus eines Produktes, der von der ersten Idee über Entwicklung, Herstellung, Vertrieb und Service bis zum Recycling reicht, schafft eine Vielzahl von Datenmodellen. Im Bereich der Herstellung soll anhand von Fertigungszwischenzuständen die Verwaltung einzelner Fertigungsstadien eines Produktes dargestellt und simuliert werden. Bild 5 zeigt einige konzeptionelle Überlegungen für ein Prozeßplanungsmodell. Dabei spielen die Bearbeitungselemente eine besondere Rolle im Verhältnis von Konstruktion und Arbeitsplanung. Einerseits sind es Elemente, die im CAD-unterstützten Konstruktionsprozeß

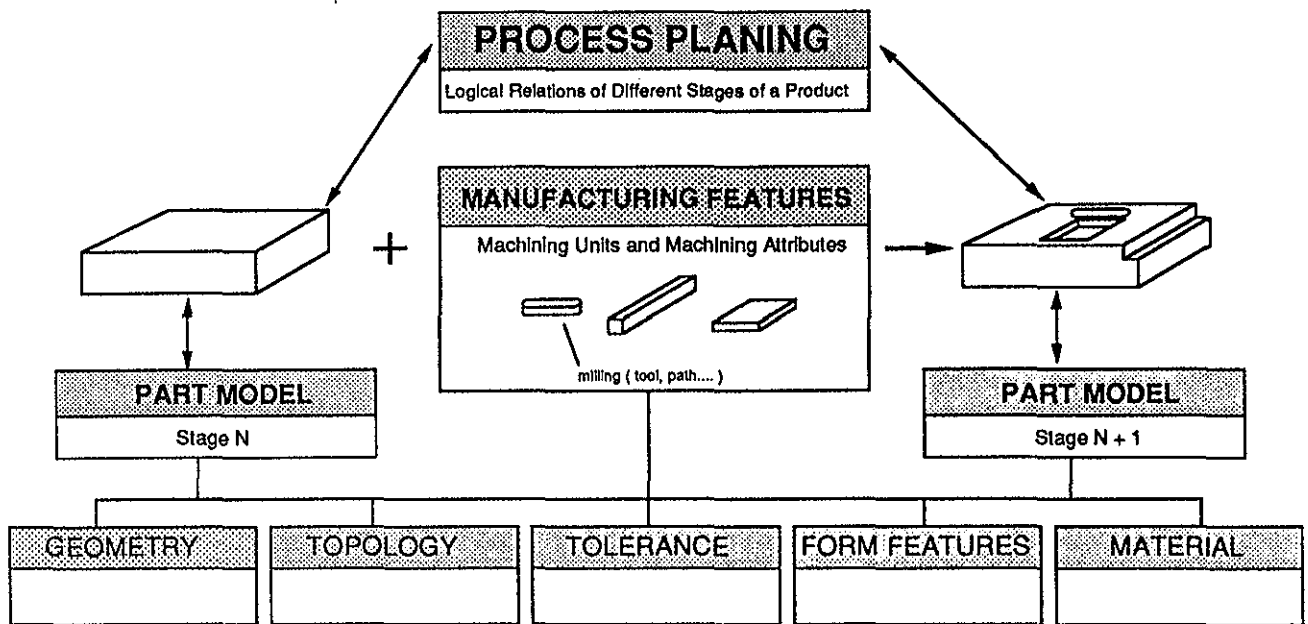


Bild 5: Konzept für ein Prozeßplanungsmodell

zur Beschreibung des Produkts verwendet werden. Andererseits enthalten diese Elemente konkrete Informationen, die die technologischen Fertigungsbedingungen bestimmen. Hier ergeben sich Veränderungen im Verhältnis von Konstruktion und Fertigung, die von uns untersucht werden. Weiterhin ist der Zugriff der Anwendungsmodelle von STEP auf einheitliche Recourcen zu erkennen. Damit wird eine redundante Datenhaltung vermieden.

5 Schluß

Mit einem Abschluß der STEP-Entwicklung mit einer Norm, die die hier spezifizierten Ziele einer umfassenden Schnittstelle erfüllt, ist mittelfristig noch nicht zu rechnen. Voraussichtlich wird 1990 ein internationaler Normungsvorschlag für eine STEP Version 1.0 mit noch eingeschränktem Leistungsumfang vorliegen, wodurch in absehbarer Zeit STEP-Prozessoren zur Verfügung stehen werden. Dabei ist unter eingeschränktem Leistungsumfang zu verstehen, daß zwar nicht der gesamten angestrebte Leistungsumfang erfüllt ist, die spezifizierete Schnittstelle aber in Hinblick auf übertragbare Technologieinformationen leistungsfähiger als herkömmliche Schnittstellen ist.

Literatur

- [1] G. Marczinski, U. Prengemann, M. Holland, B. Mittmann:
Anwendungsorientierte Analyse des zukünftigen Schnittstellenstandards STEP
ZwF 84 (1989) 8, S. 456-461
- [2] H. Grabowski, R. Anderl, B. Schilli, M. Schmitt:
STEP - Entwicklung einer Schnittstelle zum Produktdatenaustausch
VDI-Z 131 (1989) 9, S.68-76

Betriebsmittelmodell - Informationsbereitstellung für die ressourcengerechte Konstruktion und Fertigung

D. Hartmann

Bei dem Projekt "Betriebsmittelmodell", Beschreibungsmethode für Fertigungsmittel, handelt es sich um ein vom BMFT gefördertes Projekt im Rahmen der CIM Schnittstellennormung. Hier arbeitet das IMW mit dem WZL, Aachen, dem IPT, Aachen, und dem IPK, Berlin, zusammen und vertritt vor allem die Belange der Konstruktion unter Berücksichtigung der Konstruktionslehre und des methodischen Konstruierens.

des Betriebsmittelmodells zu koppeln bzw. zu integrieren. Um dieses Ziel zu erreichen und um Allgemeingültigkeit zu erreichen, ist es nicht sinnvoll, alle Betriebsmittel zu beschreiben, sondern lediglich die Methode, also das systematische Vorgehen bei der Beschreibung von Betriebsmitteln zu vereinheitlichen.

Im Rahmen eines CIM-Konzeptes erfüllt das Betriebsmittelmodell dabei die Funktion einer Schnittstelle. Bild 1 zeigt, wie das Betriebsmittelmodell den

Eine wesentliche Voraussetzung zur Umsetzung von CIM ist eine durchgängige Informationsbereitstellung und -verarbeitung. Bei den vielfältigen Entscheidungen, die bei planerischen Tätigkeiten notwendig sind, ist die Qualität der verfügbaren Daten und Informationen von überragender Bedeutung. Im Rahmen der Informationslogistik äußert sich dies in der Forderung nach der richtigen Information zur richtigen Zeit am richtigen Ort in der richtigen Form. Das Betriebsmittelmodell liefert im Rahmen eines CIM-Konzeptes Informationen über das verfügbare und zukünftige Sachmittelpotential eines Unternehmens.

Viele Daten zur Beschreibung von Betriebsmitteln sind in verschiedenen Systemen wie PPS, CAP, NC u.ä. abgelegt, oder stehen als Know-How der Mitarbeiter nur begrenzt zur Verfügung.

Ziel dieses Projektes ist es, eine einheitliche Beschreibungsmethode für Betriebsmittel zu finden, um so die Datenhaltung und den -zugriff zu vereinheitlichen. Dabei kann nicht davon ausgegangen werden, daß alle Betriebsmitteldaten in einer Datenbasis gehalten werden. Vielmehr muß angestrebt werden, verschiedene, verteilte Datenbasen mittels

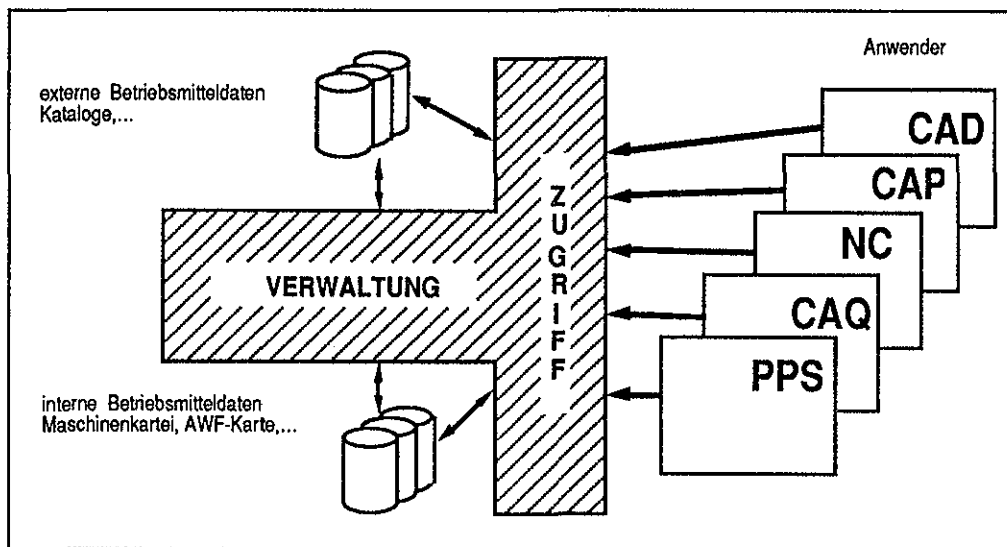


Bild 1: Stellung des Betriebsmittelmodells

Zugriff und Informationsbedarf der Anwenderfunktionen wie CAD, CAP und NC sowohl auf betriebsinterne, als auch auf externe Betriebsmitteldaten ermöglicht. Unter Anwenderfunktionen sind hier betriebliche Funktionen zu verstehen, die Informationen über Betriebsmittel benötigen.

Aufgrund der hohen Komplexität der Aufgabenstellung sowie der begrenzten Kapazitäten, ist eine Einschränkung des Untersuchungsbereiches notwendig. Im Bereich der Anwenderfunktionen wird sich auf die Betrachtung der Produktkonstruktion, der Arbeitsvorbereitung, der Betriebsmittelplanung und der Qualitätsplanung beschränkt. Bei den zu untersuchenden Betriebsmitteln wird der Schwerpunkt auf Maschinen, Werkzeuge, Spann- und Prüfmittel gelegt, die in engem Zusammenhang zur spanen-

den Fertigung stehen. Durch die Auswahl dieser Schwerpunkte soll zum einen eine hohe Akzeptanz und zum anderen ein Nutzenoptimum für die anwendende Industrie erreicht werden.

Bei der Erarbeitung der notwendigen Informationsinhalte und -strukturen ist sowohl ein funktionsorientierter als auch ein objektorientierter Ansatz

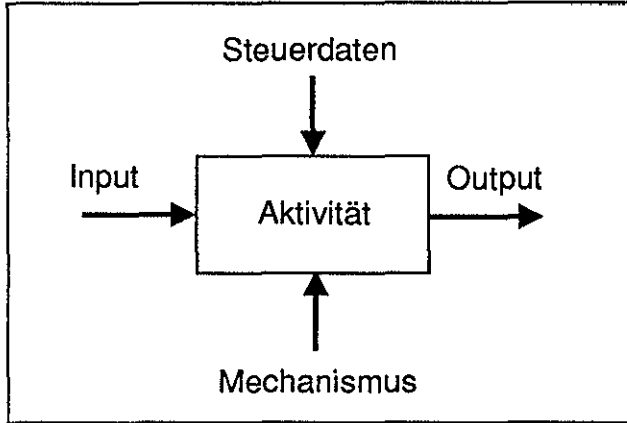


Bild 2: Aktigramm

sinnvoll, um zu einem möglichst umfassenden und allgemeingültigen Modell zu gelangen. Als funktionsorientierter Ansatz wurde ein 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 jeweils einzelne Aktivitäten. Um den Informationsbedarf der Aktivitäten möglichst detailliert zu erfassen, wird jede Aktivität soweit möglich weiter aufgeschlüsselt. Durch diese Aufschlüsselung entsteht eine Aktivitätenhierarchie. Die Darstellung erfolgt mittels graphischer

Bausteine wie Kästchen und Pfeile, sowie durch sprachliche Elemente, vorwiegend Substantive und Verben. In den Kästen wird eine Aktivität durch ein Substantiv und ein Verb beschrieben. Durch Pfeile an den Kasten und aus dem Kasten heraus wird der

Input und Output dargestellt. Bild 2 zeigt ein Aktigramm mit seinen Elementen. Eine Aktivität ist eine Tätigkeit, die die Eingabe verarbeitet und die Ausgabe erzeugt. Unter Mechanismen versteht man die Hilfsmittel, die zur Durchführung der Aktivitäten genutzt werden wie z.B. computergestützte Systeme, Prozessoren oder auch Menschen. Die Ausarbeitung der Diagramme erfolgt sinnvollerweise auf vorbereiteten Formularen, die ein systematisches Vorgehen erleichtern und zur übersichtlichen Dokumentation dienen. Zur Diskussion der Zwischenergebnisse und zur Abstimmung zwischen den einzelnen Bearbeitern oder Projektgruppen erfolgen sogenannte Autor-Kritiker-Zyklen.

Bei den betrachteten Anwenderfunktionen vertritt das Institut für Maschinenwesen den Bereich der Produktkonstruktion. Ausgehend von der Konstruktionslehre und den Prinzipien des methodischen Konstruierens wurde der Konstruktionsprozeß, beginnend mit der Produktplanung bis hin zur Ausarbeitung der Zeichnungsunterlagen im Hinblick auf den Informationsbedarf über Betriebsmittel untersucht. In Bild 3 ist die oberste Betrachtungsebene

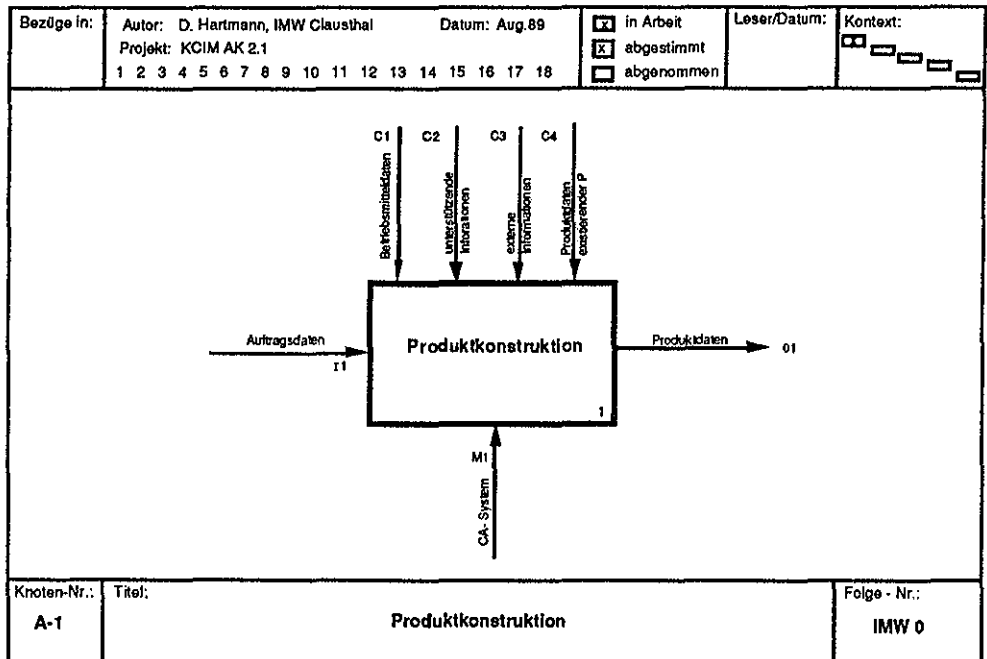


Bild 3: A-1 Aktigramm "Produktkonstruktion"

der Produktkonstruktion dargestellt. Unter den als Input auftretenden Auftragsdaten sind nicht nur konkrete Aufträge zu verstehen, sondern auch Anforderungen, die aus Marktbeobachtungen folgen. Als Output ergeben sich allgemein Produktdaten, die

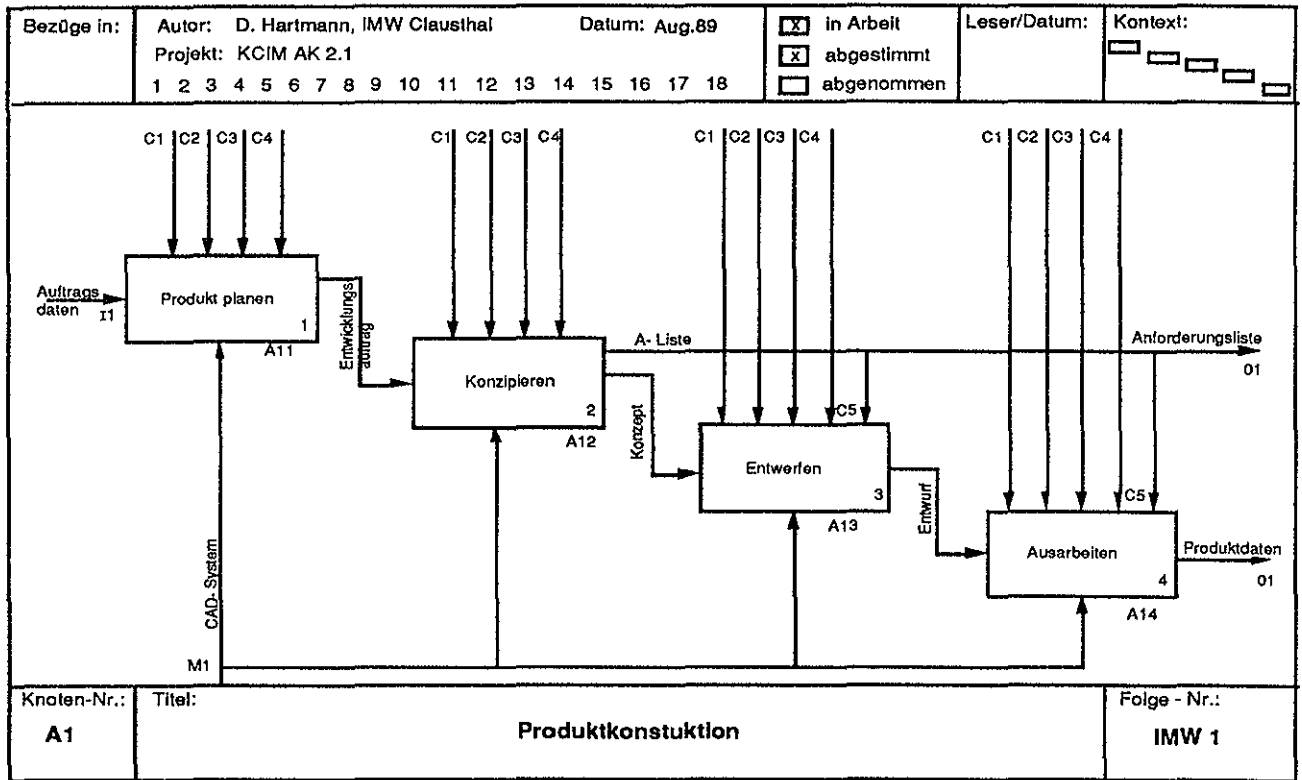


Bild 4: A1 Aktigramm "Produktkonstruktion"

auf einer tieferen Ebene weiter detailliert werden (Bild 5). Bei den Mechanismen im Rahmen von CIM handelt es sich um CA-Systeme wie CAD, Expertensysteme, Stücklistensysteme, Kalkulations- und Berechnungsprogramme u.ä.. Als Steuerdaten können verschiedene Datengruppen unterschieden werden. Um das Verständnis der Diagramme zu erleichtern, werden teilweise auch Daten in den Diagrammen berücksichtigt, die keinen direkten Bezug zu Betriebsmitteln haben. Die Steuerdaten umfassen die Informationen über die im Betrieb vorhandenen Betriebsmittel, die externen Informationen über Betriebsmittel, die zugekauft werden können. Bei den Produktdaten handelt es sich um Daten bereits konstruierter Produkte. Unter unterstützenden Informationen sind alle weiteren Informationen für den Konstrukteur zu verstehen, die nicht weiter aufgeschlüsselt werden. Für das Betriebsmittelmodell sind vor allem die Betriebsmitteldaten und die externen Informationen von Bedeutung. In Bild 4 ist die nächste Betrachtungsstufe der Produktkonstruktion dargestellt. Entsprechend der VDI-Richtlinie 2222 gliedert sich der Konstruktionsprozess in Produktplanen, Entwerfen, Konzipieren und Ausarbeiten. Da alle Aktigramme noch detaillierter betrachtet

werden, sind die Steuerdaten nicht genauer aufgeschlüsselt. Die Anforderungsliste als Bestandteil der Produktdaten erscheint bereits auf dieser Ebene. Je weiter die Aktivitäten aufgeschlüsselt werden, um so genauer und detaillierter werden die Tätigkeit und die notwendigen Daten beschrieben. Um dies zu verdeutlichen, ist in Bild 5 ein Aktigramm der untersten Betrachtungsebene für die Aktivität "Einzelteile gestalten" dargestellt. Dabei wird die Aktivität weiter in Form festlegen, Werkstoff und Halbzeug festlegen, Oberfläche festlegen und Toleranzen festlegen unterteilt. Dabei gibt die Reihenfolge der Diagramme nicht zwingend den zeitlichen Ablauf der Aktivitäten wieder. Auch ein iteratives Vorgehen wird in dieser Darstellung nur begrenzt deutlich. Der Output der Aktivität "Einzelteile gestalten" stellt sich als Zeichnung, Stückliste und als in der Zeichnung enthaltenen Anweisungen für die Fertigung, Montage und Qualitätsprüfung dar. Aus den betriebsmittelbezogenen Steuerdaten der Diagramme läßt sich auf dieser Detaillierungsstufe der Informationsbedarf über Betriebsmitteldaten des Konstrukteurs ermitteln. Das Betriebsmittelmodell muß diese Informationen am Konstruktionsarbeitsplatz zur Verfügung stellen,

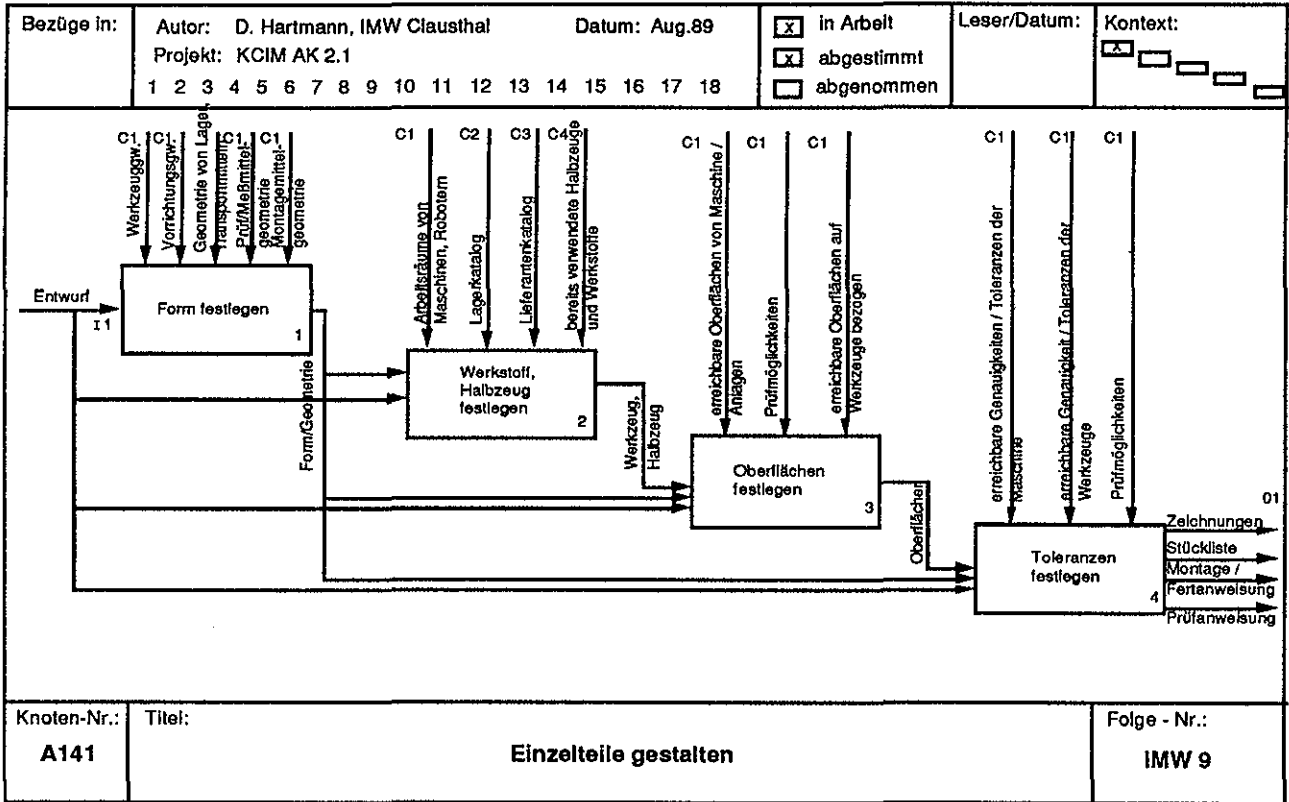


Bild 5: A141 Aktigramm "Einzelteile gestalten"

um eine den unternehmensspezifischen Gegebenheiten angepaßte Konstruktion zu ermöglichen. Auf dieser Ebene sind die vor allem geometrieorientierte und qualitätsbezogene Daten wie z.B. Arbeitsräume von Maschinen oder erreichbare Genauigkeiten oder Oberflächen.

Im Rahmen der Informationslogistik soll das Betriebsmittelmodell den unterschiedlichsten betrieblichen Funktionen Daten über Betriebsmittel in adäquater Form zur Verfügung stellen. Zur Entwicklung eines solchen Modelles müssen die Informationen, ihre Strukturen sowie Informationsbedarfe

analysiert werden. Am Beispiel der Produktkonstruktion wurde eine funktionsorientierte Analyse- methode zur Ermittlung des Informationsbedarfes des Konstrukteurs dargestellt und erläutert. Der Gesamtinformationsbedarf ergibt sich aus der Betrachtung weiterer Anwenderfunktionen wie Arbeitsvorbereitung, Betriebsmittelplanung und Prüfplanung. Die weitere Detaillierung der Daten und die Ermittlung der Informationsstrukturen wird unter Verwendung von objektorientierten Methoden erfolgen.

CIM eine Herausforderung für die Industrie

N. Müller

Inhalt:

CIM ist eine Herausforderung für die Industrie auf dem Weg zur größeren Produktivität, Flexibilität und betrieblicher Rentabilität. Besonders die Einbindung der Fertigung in ein CIM-Konzept bringt erst die produktive Umsetzung aller rechnergestützten Daten. Dabei bilden innerhalb der Produktion die NC-Fertigungsmaschinen den Ausgangspunkt für die rechnergestützte Fertigung.

1. CIM-Grundgedanken

Computer Integrated Manufacturing (CIM) bedeutet den rechnerintegrierten Einsatz in allen mit der Produktion zusammenhängenden Betriebsbereichen, von dem Entwurf eines Produktes über die Produktionsplanung und Herstellung bis zur Qualitätssicherung. Diese Definition bedeutet die Integration, daß heißt die Verbindung aller datenverarbeitungstechnischen Insellösungen wie CAD, CAP, PPS usw. zu einer integrierten Gesamtlösung. Durch die Integration der einzelnen C - Techniken soll erreicht werden, daß eine gemeinsame, bereichsübergreifende Nutzung von Informationen über Schnittstellen, Datenbasen und Datennetzen möglich wird. Einige Begriffe und Definitionen, die auf dem Gebiet der rechnergestützten Anwendung zu integrieren sind:

- CAD Computer Aided Design, rechnergestützte Konstruktion und Entwicklung
- CAE Computer Aided Engineering, rechnergestützte Analyse und Optimierung
- CAP Computer Aided Planing, rechnergestützte Planung im Fertigungsprozeß
- CAQ Computer Aided Qualitycontrol, rechnergestützte Qualitätssicherung
- CAM Computer Aided Manufacturing, rechnergestützte Fertigung und Produktion
- PPS Produktionsplanung und -steuerung mit Produktionsplanung, Auftragssteuerung, Kalkulation, Materialwirtschaft Termin- und Kapazitätsplanung

CAO Computer Aided Office, rechnergestützte Büroumgebung und-kommunikation

Diese Begriffe und Definitionen sind nicht scharf gegeneinander abgegrenzt, sondern sind fließend, je nach Organisation und Arbeitsweise, einzuordnen.

Bild 1 zeigt das Zusammenwirken aller rechnergestützten Tätigkeiten eines Produktionsbetriebes in einem CIM-Unternehmensmodell. Dargestellt ist das Unternehmensmodell in Form eines Puzzles in dem alle CIM-Komponenten zusammenspielen. Erst wenn alle Komponenten, wie bei einem Puzzle, alle Bausteine, richtig zusammenpassen, kann eine computerintegrierte Fertigung optimal arbeiten. Dabei gibt es keine fertigen CIM - Lösungen am Markt, sondern jedes Unternehmen muß seinen

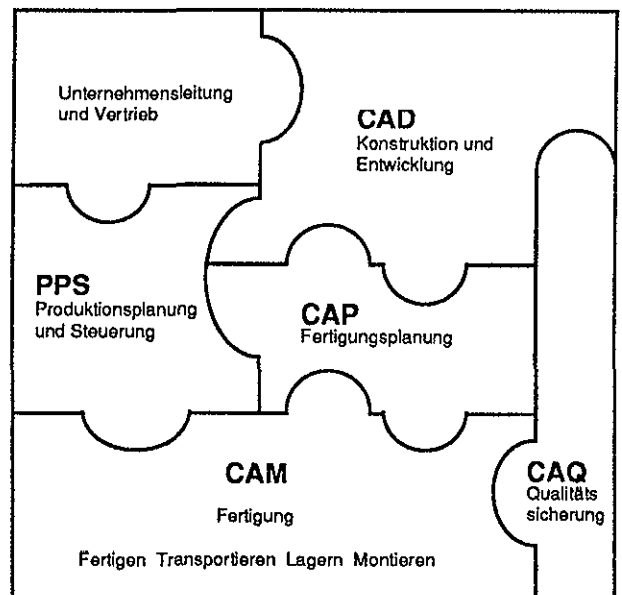


Bild 1: CIM-Unternehmensmodell

individuellen Weg zu computerintegrierten Lösungen suchen und finden. In den Unternehmen ist eine bestimmte datentechnische und organisatorische Struktur gewachsen, die es gilt, Schritt für Schritt zu einer datentechnischen Gesamtlösung zu verbinden. Es wird deshalb nicht von einer CIM-Lösung gesprochen, sondern von einer CIM-Philosophie und einem Weg in Richtung computerintegrierter

Fertigung und Produktion. Es kommt auf die Konzeption an, mit deren Hilfe ein Produktionsunternehmen seine Produktion unter Ausnutzung der daten- und informationstechnischen Möglichkeiten kurz-, mittel- und langfristig integriert, realisieren kann und will. Wichtig ist vor allem ein Ziel und eine Strategie für die Verwirklichung einer computerintegrierten Fertigung.

Bild 2 zeigt den Integrationsgedanken von CIM.

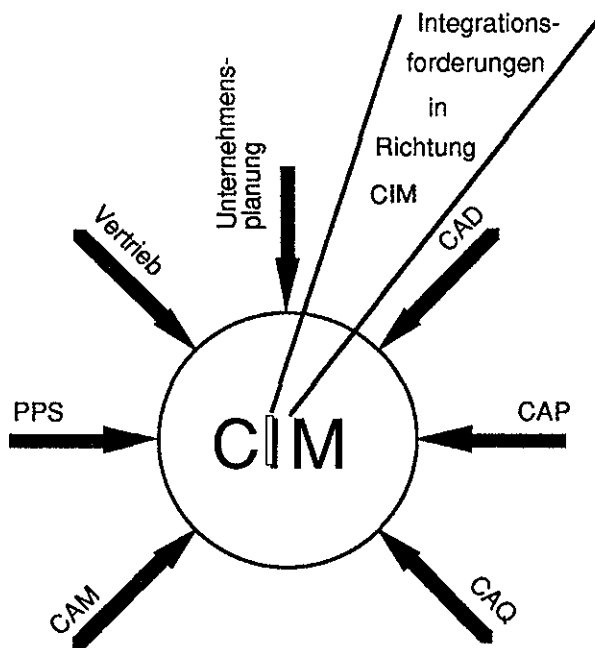


Bild 2: Integrationsgedanke in Richtung CIM

CIM ist aber auch eine informations- und produktionstechnische Herausforderung auf dem Weg zu größerer Produktivität, Flexibilität und betrieblicher Rentabilität und von besonderer Bedeutung für die Wettbewerbsfähigkeit eines Produktionsunternehmens. Die heutigen Produktionsunternehmen sind der steigenden Dynamik und Anforderungen des Marktes, ohne ein strategisches Automatisierungskonzept in Richtung CIM, auf Dauer nicht mehr gewachsen. Gefordert ist nicht nur eine Steigerung der Produktivität durch klassischen Taylorismus, sondern in zunehmendem Maße Flexibilität unter Beibehaltung der Rentabilität. Ein Ziel liegt zum Beispiel in der Fertigung der Losgröße 1 mit sofortiger Lieferbereitschaft zu geringsten Kosten. Die Notwendigkeit der informations- und produktionstechnischen Integration wird besonders deutlich, wenn man sich die zu erwartenden, Leistungssteigerun-

gen durch CIM vor Augen führt. In Bild 3 ist zu erkennen, wie sich Kosten, Zeit und Qualität mit der Einführung von CIM verändern.

2. Vorteile und Probleme

Einige nicht quantifizierbare Vorteile von Computer integrierter Fertigung und Produktion sind:

- Schaffung von Wettbewerbsvorteilen
 - * durch raschere Angebotsbearbeitung
 - * Erhöhung der Flexibilität am Markt
 - * Steigerung der Termintreue
- Verringerung der Durchlaufzeiten in der gesamten Prozeßkette
- Verkürzung der Innovationszeit von der Idee bis zum Produkt
- stetige Optimierung der Produktionssteuerung
- Reduzierung der Lagerbestände
- mehr Wirtschaftlichkeit in der Ausführung einzelner Betriebsfunktionen
- Erhöhung der Transparenz des Betriebsgeschehens
- Verbesserte Kapazitätsauslastung
- Verbesserte Kalkulationsgrundlagen
- Personaleinsparung bzw. Kapazitätssteigerung
- Imagesteigerung

Es ergibt sich nicht die Frage, ob rechnergestützte Systeme in einem Produktionsunternehmen einzusetzen sind, sondern nur die Frage des richtigen Zeitpunktes seiner Einführung. Hätte ein Unternehmen bereits die neuen computergestützten Technologien einführen müssen oder ist jetzt der richtige Zeitpunkt seiner Einführung oder erst in einigen Jahren.

Dieser Gedanke ist unabhängig von der Unternehmensgröße. Eine Beantwortung der Frage des richtigen Zeitpunktes ist für jede Computertechnologie und jedes Unternehmen getrennt zu ermitteln und zu beantworten. Dabei ist zu berücksichtigen, daß eine Einführung von C-Technologien keinen unmittelbaren Nutzen bringen, sondern erst mit einer Zeitverzögerung je nach Projekt, Projektvorbereitung und Einführung nach 1-3 Jahren ein wirtschaftlicher Nutzen eintritt. Eine Berechnung der Wirtschaftlichkeit von CIM-Projekten ist nach allgemeinen betriebswirt-

schaftlichen Betrachtungen nur sehr schwer möglich. Hier fehlen zur Zeit noch die entsprechende betriebswirtschaftliche Ansätze und Vergleichszahlen.

Zusätzlich werden vom Markt schnellere Innovationszeiten von Produkten und größere Produktvielfalt unter Beibehaltung der Qualität gefordert, die zu schnellerem Wechseln in den Produktionsbedingungen führen.

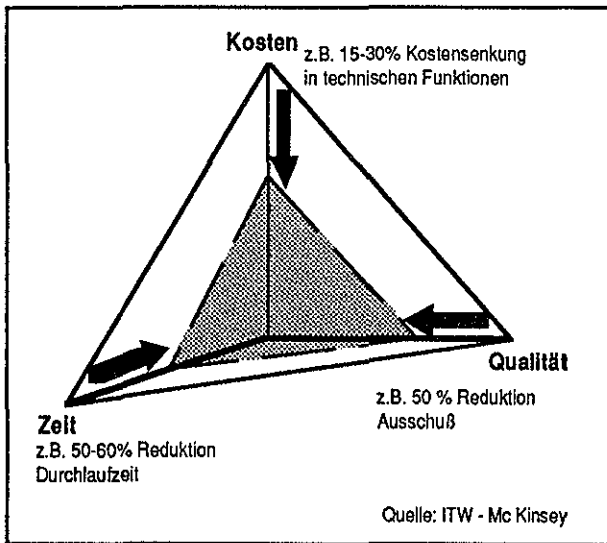


Bild 3: Leistungssteigerung durch rechnergestützte Fabrikationsautomatisierung

Diese Herausforderung in Richtung integrierter Fertigung und Produktion ergeben für die Unternehmen mehrere Problemkreise:

1. Die Einführung datentechnischer Komponenten wie PPS, CAD, BDE usw..
2. Die Auswahl eines Hard- und Softwareproduktes für die entsprechende Anwendung.
3. Die Auswahl von Maschinen und Automatisierungskomponenten für die Integration.
4. Die Integration vorhandener informationstechnischer Komponenten zu einer integrierten Gesamtlösung.
5. Die sinnvolle Erweiterung oder Erneuerung von Komponenten zur Verwirklichung einer computerintegrierten Fertigung.
6. Die wirtschaftliche Abschätzung von Entscheidungen durch das Zusammenspiel mehrerer Komponenten.
7. Die wirtschaftliche und organisatorische Abschätzung von Folgen aus den Entscheidungen.

8. Die Dynamik auf dem Gebiet Informations- und Datentechnik wird zur Zeit immer schneller und ein Ende der Entwicklung ist noch nicht in Sicht.
9. Die Organisationsstruktur in den meisten Unternehmen ist auf einen Umgang mit den neuen Technologien nicht vorbereitet.
10. In den meisten Unternehmen ist ein personelles Qualifikations- und Bildungsdefizit für die neuen Technologien vorhanden.

Alle diese Probleme sind nicht durch eine bestimmte unternehmerische Maßnahme oder Entscheidung zu lösen. Jedes Unternehmen bzw. Unternehmensbereich muß seine eigene CIM-Strategie definieren, prüfen, planen und realisieren. So können in einzelnen Unternehmensbereichen erste CIM-Komponenten eingeführt werden, wenn diese in die Unternehmens- CIM-Strategie passen und somit erste Erfahrungen mit den neuen Technologien gesammelt werden.

3. Weg In Richtung CIM

Ein Vorgehen auf dem Weg in Richtung CIM sollte in folgenden Schritten erfolgen:

1. CIM-Konzeptentwicklung
 - CIM-Teambildung
 - Strategische Ziele formulieren
 - Analyse der Anforderungen
 - CIM-Teilprojekte auswählen und bewerten
2. Feinplanung
 - IST-Analyse durchführen
 - Schwachstellenuntersuchung
 - Organisationsuntersuchung
 - Kostenabschätzung
 - CIM-Zeitplan erstellen
3. Realisierung
 - Installation der Teilprojekte
 - Einführung und Inbetriebnahme
 - Organisationsanpassung
 - Schulungen

Zur technischen Realisierung der Integration gehören drei wesentliche Elemente:

- * **Schnittstellen** über die es möglich ist, den Datenaustausch durchzuführen
- * **Netzwerke** zum Aufbau von elektronischen Datenwegen wie z.B. lokale Netzwerke (LAN = local area network)
- * **Datenbasen** in Form von Datenbanken

Besonders die Integration aller mit der Produktion zusammenhängenden Daten auf eine Datenbank ermöglicht ein computerintegriertes Arbeiten. Meist wird aufgrund von nicht vorhandenen Datennetzen noch auf eine gemeinsame Datenbank und Datenhaltungskonzept verzichtet. Ein Problem liegt auch in der Verträglichkeit verschiedener Standardsoftwareprodukte mit einer Datenbanklösung. In **Bild 4** ist das produkt- und kundenbezogene Zusammenwirken auf eine Datenbasis dargestellt.

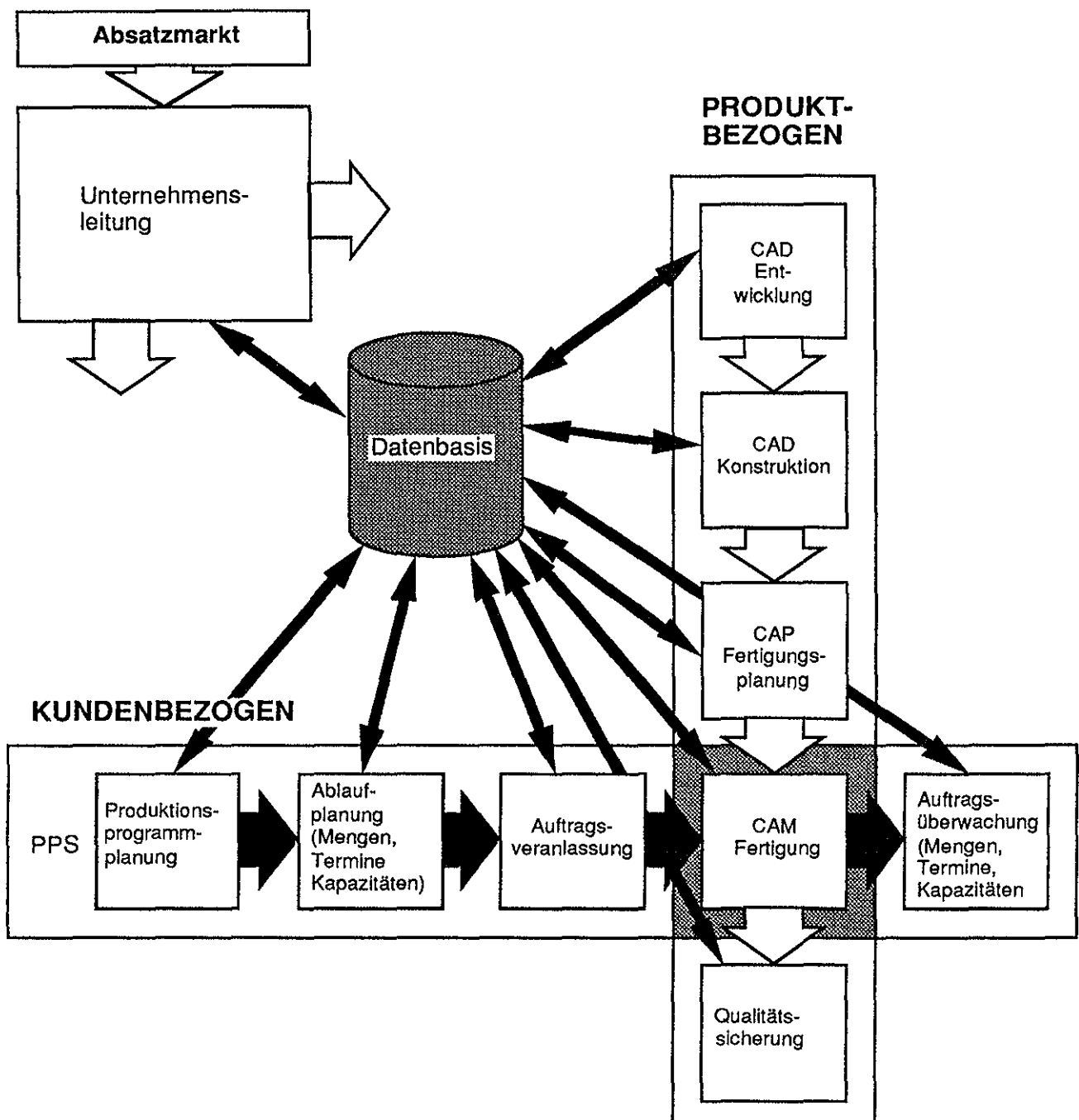


Bild 4: Integrierte rechnergestützte Fertigung / VDMA Nachrichten 2/87

Ein weiteres Problem in der integrierten rechnergestützten Produktion sind Schnittstellen zur Verknüpfung verschiedener Hardware- und Softwarelösungen. Aus volks- und betriebswirtschaftlicher Sicht ist es sinnvoll, standardisierte bzw. genormte Schnittstellen und Protokolle in der Datenkommunikation beim Austausch produktionstechnischer Daten einzusetzen. Zur Zeit gibt es auf den unterschiedlichsten CIM-Schnittstellengebieten verschiedene zum Teil internationale Entwicklungen. So wird zur Zeit die internationale ISO-Normschnittstelle STEP (Standard for the Exchange of Product Model Data) entwickelt. Ziele der Schnittstellenentwicklung STEP ist der Datenaustausch von Produktmodellen zwischen unterschiedlichen Systemen, wobei STEP von der Funktionalität her neben Kanten, Flächen und Volumenmodell auch technologische Daten und deren Übertragungsformate definiert. Im folgenden Abschnitt sind einige Aspekte zusammengestellt, die bei der Einführung von C-Techniken berücksichtigt werden sollten:

- Erstellung eines Gesamtkonzeptes und einer Strategie zur Verwirklichung der Ziele
- mögliche Einigung auf eine Standard Hardwareplattform

- offene Softwareprodukte
- modularer Aufbau von Hard- und Software
- Einführung eines Standardnetzes
- Verwendung möglichst genormter Standardschnittstellen
- Einigung auf ein Datenbankkonzept
- Vor jeder Kaufentscheidung die organisatorischen und personellen Voraussetzungen zu prüfen.
- Erstellung eines Ausbildungskonzeptes für die Mitarbeiter
- modularer Aufbau von Hard- und Software

4. NC-Fertigungsmaschinen in einem CIM-Konzept

Für die Einbindung von Bearbeitungsmaschinen in ein CIM-Konzept werden zusätzliche Anforderungen an die Netzwerkfähigkeit von Maschine und Steuerung gestellt. Die erforderlichen Maschinen- und Steuerungsschnittstellen zur Integration sind in **Bild 4** dargestellt.

Eine weitere Schlüsselrolle für die rechnergestützte automatisierte Fertigung liegt in der Anwendung der Produktionsleittechnik. Das Produktionsleitsystem

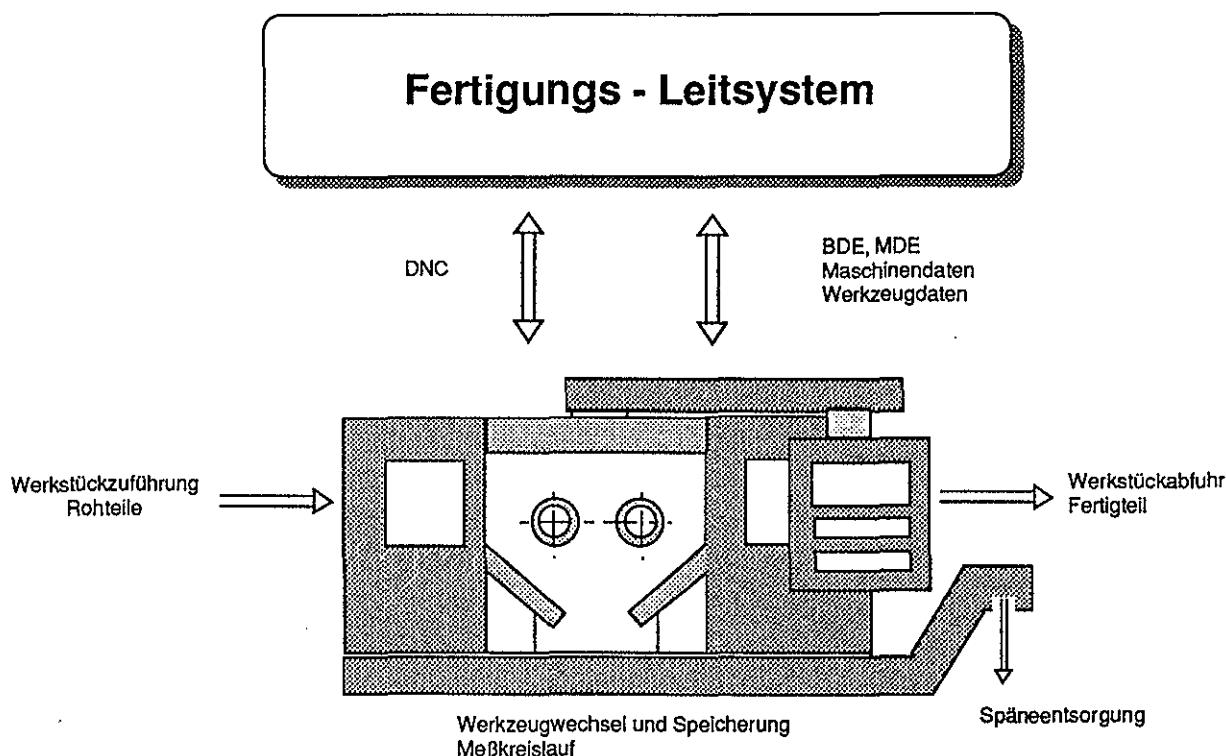


Bild 5: Drehmaschinenschnittstellen

übernimmt die Aufgabe eines Bindegliedes zwischen Planungsebene und Fertigungsprozeßebene und dient zum Austausch aller organisatorischer und technologischer Daten in die Fertigung. Weitere Ziele der Produktionsleittechnik sind eine integrierende Funktion über alle Automatisierungskomponenten, datentechnische Verbindungen über mehrere Fertigungseinrichtungen und die Produktionsüberwachung. Bild 5 zeigt das Fertigungsleitsystem als Verbindungsglied zwischen PPS, CAD, CAP und der Fertigung.

In der Produktionsleittechnik hat ein Leitreechner die folgenden Aufgaben je nach Fertigungskonzept und Installation:

DNC

- * NC-Programm Bereitstellung
- * NC-Programm Verwaltung
- * Vergleich von NC-Programmen
- * Kommunikation mit NC-Maschinen

BDE

- * Betriebsdatenerfassung von Maschinen-, Personal- und Materialdaten
- * Betriebsdatenauswertung

Werkstattsteuerung

- * Auftragsverwaltung
- * Steuerung von Fertigungszellen und -inseln
- * Fertigungs- und Maschinenübergreifendes Transportsystem
- * Fertigungsüberwachung

Tool-Management

- * Werkzeugverwaltung, Werkzeugbedarf
- * Werkzeuginstallation und -bereitstellung

Lagerverwaltung und Transportsteuerung

- * Vorrichtungen
- * Materialfluß
- * Werkstatt-Logistik

Der Leitreechner wird in der Regel von dem übergeordneten Betriebsrechner, über das PPS-System, mit Kapazitäts- und Termindaten versorgt. Eine Feinsteuerung und Optimierung der Werkstatt und

der Fertigungseinrichtungen führt der Leitreechner selbst durch. Wobei er die aktuellen und relevanten Betriebsdaten erfaßt und diese für die weitere Planung an den Betriebsrechner zurückmeldet. Ohne ein Fertigungsleitsystem läßt sich eine Integration der Fertigung und Produktion in ein CIM-Konzept nicht verwirklichen.

5. Aus- und Weiterbildung

Eine Aus- und Weiterbildung in den neuen C-Techniken ist eine der wesentlichen Voraussetzungen für einen wirtschaftlichen Einsatz. Zu diesem Zweck wird zur Zeit im Institut für Maschinwesen eine CIM-Labor, gestiftet von der VW-Stiftung, eingerichtet. Eine Beschreibung des CIM-Labors befindet sich in der Institutsmitteilung.

Das CIM-Labor hat innerhalb der Aus- und Weiterbildung drei Aufgaben:

1. Ausbildung des Studenten mit Vorlesung, Übungen und Seminare
2. Weiterbildung in den C-Techniken
3. Technologietransfer für die Industrie

Der vorliegende Aufsatz ist ein Auszug aus einer Messe-Veröffentlichung der Fa. Pittler GmbH anlässlich der EMO 89 unter dem Titel : Drehmaschinensysteme im CIM-Konzept.

.. und dazu laufen parallel Versuche

J. Mendel

0 Einleitung

Oder auch nicht, wenn es der böse Prüfstand nicht will! Wenn Sie, geneigter Leser dieses Berichts, promoviert haben, werde ich Ihnen nicht viel Neues mitteilen können. Allen anderen möchte ich einen kurzen Abriss über das Wirken, Denken und Fühlen eines wissenschaftlichen Mitarbeiters zwischen Erlangung des Diploms und der Doktor-"Würde" geben. Es sei an dieser Stelle ausdrücklich darauf hingewiesen, daß der folgende literarische Erguß äußerst persönlich ist und nicht auf meine lieben Kollegen oder andere Personen übertragen werden kann.

1 Welche Aufgaben hat so ein wiss. Mit. (Assi)?

In der Überschrift habe ich es schon fast verraten. Also der Assi denkt oder denkt, er denkt. Jedenfalls muß ihm einiges einfallen, das ausarbeiten und wenn sich das Herausgefundene mit den 'parallel laufenden Versuchen` deckt, schreibt er alles zusammen - natürlich mit vielen hübschen Bildern und Diagrammen -, geht in eine Prüfung und wird anschließend zum Doktor geprügel. Nein, falsch, "geschlagen" wollte ich natürlich schreiben.

Das ging wohl eben etwas zu schnell, deshalb hole ich lieber weiter aus. Man studiert mehr oder weniger eifrig vor sich hin, und irgendwann bleiben die monatlichen Bafög-Überweisungen aus. Entweder hat man goldene Löffelchen geklaut (negativ), oder man hat sein Diplom in der Tasche (positiv: hurra). Ganz gewiefte Studenten haben sich schon vorher nach einem neuen Job umgesehen oder ihn vor die Füße geworfen bekommen; der wirklich Clevere macht erst einmal Urlaub. Bei mir gab es einen nahtlosen Übergang ins Assistentenleben, das mit Lehraufgaben begann. Da mußte man also, gerade dem Studentenleben entsprungen, die Studenten mit Übungs- und Klausuraufgaben quälen. Die meisten Assis, die

man kurz zuvor erlebte, waren unfreundlich und ziemliche Pfeiffen, dachte man jedenfalls, aber wie war man nun selbst?!? Auf diese Frage werde ich wohl nie eine Antwort bekommen, denn wer ist schon ehrlich, wenn der Andere am längeren Hebel sitzt...

Neben den Lehraufgaben gibt es natürlich für jeden allgemeine Institutsaufgaben. Schließlich muß jemand für die Bibliothek oder ein Labor oder die Rechenanlage oder die Ausbildung der Zeichnerinnen zuständig sein. Die Palette der Jobs geht von "wirklich dankbar" bis "zum Kotzen". Ich bitte das letzte Wort zu entschuldigen, aber es ist halt so. Um die miesen Jobs kommt man herum, wenn man sich bei der Aufgabenverteilung frühzeitig für ein kleineres Übel freiwillig meldet. Allerdings kommt das Freiwillige anscheinend gerade in unserer Branche verdammt schlecht an. Jetzt reicht es aber mit den Nebensächlichkeiten. Unsere Hauptaufgabe ist schließlich das Forschen; nun stellen Sie sich aber bloß nicht so lauter kleine Einsteine vor, die Tag und Nacht durch den Institutsbau wuseln!

2 Die theoretischen Forschungsaktivitäten

Tja, da muß man sich schon etwas einfallen lassen. Nur mit dem Lesen alter Bücher oder der Doktorarbeiten der Vorgänger kann man sich das "Dr." vor dem Namen nicht holen. Trotzdem, so ganz problematisch ist das alles nicht. Wenn man einige Jahre über einem Thema brütet, kommen schon die Ideen. Einige Kollegen meinen, je länger sie an ihrem Schreibtisch kauern, desto effektiver und vor allem geistreicher wird die Arbeit. Aber das liegt mir so garnicht. Die besten Ideen kommen mir an drei verschiedenen Orten: Während längeren Sitzungen auf den Klo, im Bett vor dem Einschlafen oder Aufstehen und ganz besonders in der Badewanne. Vielleicht sollte ich 'mal unseren Olaf (der Hausmeister des Instituts) bitten, mir 'ne Wanne im Büro zu montieren, aber das kollidiert bestimmt zu

heftig mit dem Publikumsverkehr. Sehen Sie, so wird einem die Wissenschaft schon im Ansatz schwer gemacht.

Jetzt warten Sie sicher auf das Thema und einige Ergebnisse meiner Forschungsarbeiten. Das verrate ich aber nicht, ist auch garnicht nötig, weil sich auf den ersten Seiten dieses Schmökers schon mein Chef darüber ausgelassen hat. Nur so viel zum Thema: Ich mache Zahnwellen auf ihren Flanken theoretisch und praktisch kaputt, damit ich interessierten Leuten dreimal pro Jahr erzählen kann, wie sie so etwas am besten verhindern.

Der eigentliche Gegenstand dieses Berichts sollte aber in der Beschreibung der Schwierigkeiten bei den praktischen Versuchen liegen, wozu ich jetzt auch komme. Glauben Sie jetzt nicht, daß in der Theorie alles glatt läuft; wenn man da auf Rechnerprogramme angewiesen ist, die aufgrund ihrer Länge und ihres Alters ganz natürliche Schwächen aufweisen, verläuft die Gewinnung von Erkenntnissen schon mächtig schleppend. Und nun geht's richtig los.

3 Mehr oder weniger laufende Prüfstandversuche

So, das ist er (Bild 1), mein prächtiger Prüfstand

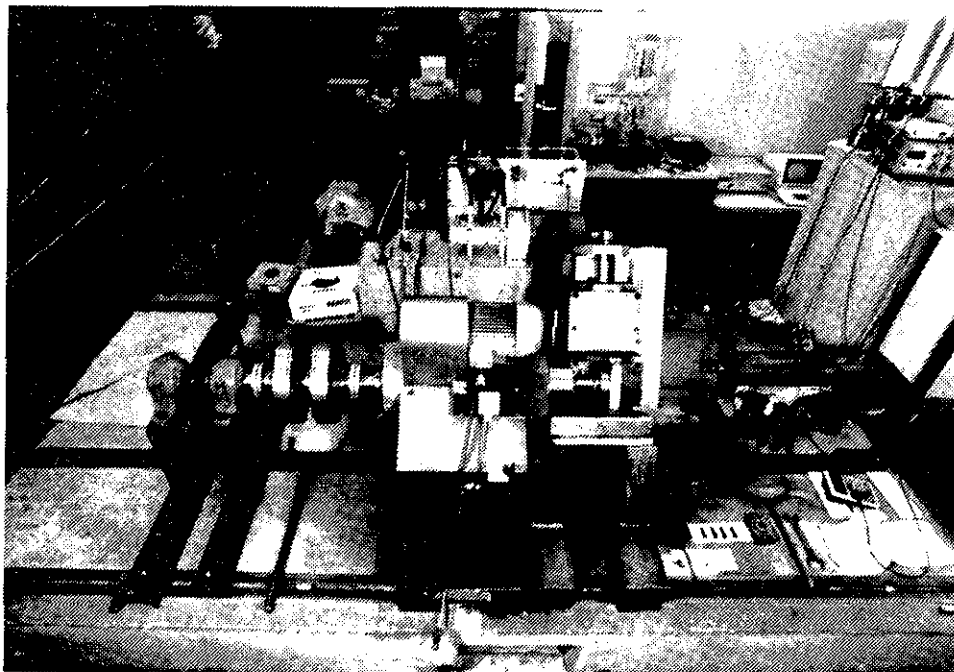


Bild 1: Zahnwellenverschleißprüfstand

Nr. 1. Erst ein bisschen Theorie -dachte ich -, dann den Prüfstand anschmeißen und abgeht die Luzie... Dieser Prüfstand zeichnet sich - wenn er denn läuft - dadurch aus, daß er besonders universell einsetzbar ist. Er ist voll durchkonstruiert und besteht im wesentlichen aus einigen Kaufteilen, viel Halbzeug und den Altwaren - oder besser "Schenkungen" (es gibt halt Dinge, die man sich schenken kann) - eines nur dem Verfasser bekannten, namhaften Drehmaschinenherstellers. Das soeben geschriebene klingt viel zu negativ, denn der Prüfstand verfügt wirklich über ein großes Leistungsvermögen; nur, wo gehobelt wird, fallen auch Späne. Auch Sie, lieber Leser, wird es nicht wundern, daß ein Prüfstand, auf dem ca. 100 Zahnwellen verschlissen wurden, wie sie sonst im Achsantrieb schwerer LKWs Verwendung finden, langsam in die Knie gezwungen wird. So mußten zu Beginn meiner Untersuchungen erst einmal drei Lager ausgetauscht werden, die nicht gerade für die Uhrmacherindustrie produziert werden. Hier bekommt man aufgrund der Preise zunächst feuchte Augen und dann ein Gefühl dafür, was Wissenschaft kosten kann. Der Prüfstand war wieder aufgepeppt und verfügte nun auch über eine zuverlässige Steuerung. Er hätte in Frieden weiterleben können, wenn da nicht die Neugier des Forschers und der Konstrukteure aus den Firmen voll zugeschlagen hätte. 'Wie wirken sich Axialbewegungen auf den Verschleiß aus', war die zu beantwortende Frage. Nun, verheerend und zwar nicht nur für die Zahnwellen! Hier bedarf es einer kurzen Erläuterung bezüglich des Standortes: Der Prüfstand war auf einem gegründeten Fundament montiert, das also nicht direkt mit den Fußböden des Instituts gekoppelt war. Das nützte aber nicht viel, da der

wirten sich Axialbewegungen auf den Verschleiß aus', war die zu beantwortende Frage. Nun, verheerend und zwar nicht nur für die Zahnwellen! Hier bedarf es einer kurzen Erläuterung bezüglich des Standortes: Der Prüfstand war auf einem gegründeten Fundament montiert, das also nicht direkt mit den Fußböden des Instituts gekoppelt war. Das nützte aber nicht viel, da der

Bau und das Fundament oberharzspezifisch auf dem gleichen Schiefer stehen. Der Prüfstand wurde angeworfen und schon ging es los: In allen Büros dröhnte es und die Scheiben im Treppenhaus begannen sanft zu klirren. Wären die Scheiben von unterschiedlicher Größe und Form, hätte es bestimmt ein schönes Lied werden können. Und der arme Prüfstand: Schweißnähte rissen und Kupplungslamellen zerfledderten (Bild 2).

Wurde man früher durch ausgefallene Lager etc.

und der unumgänglichen Lieferzeiten hin und wieder zum HB-Männchen, so stimmte der zu erwartende Exitus des Prüfstands und die damit verbundene Forschungspause traurig. Dann kam das endgültige Aus. Das Fundament (Bild 3) hatte den Belastungen nicht mehr standgehalten und die erforderlichen Kräfte konnten nicht mehr auf die Zahnwellen übertragen werden.

Jetzt denken Sie bitte nicht, daß der Prüfstand nicht o.k. gewesen wäre. Auch in einem neuen

Exemplar, dessen Aufbau auch ohne die oben genannten Artikel der bekannten Firma vorstatten gehen konnte, wurde schon ein Lager gekillt. Ich muß an dieser Stelle ausdrücklich darauf hinweisen, daß nichts in böser Absicht zerstört wurde. Die Lasten sind eben sehr hoch und nicht jeder Studien- oder sonstiger Mitarbeiter kann alles im Griff haben.

Soviel zu den kleinen Hemmnissen des Alltags, die durchaus nicht dominieren. Der Job am Institut macht doch größtenteils sehr viel Spaß und man lernt die unterschiedlichsten Dinge; nur leider eines nicht: Sich hin und wieder einmal nicht so ernst zu nehmen! Schade.

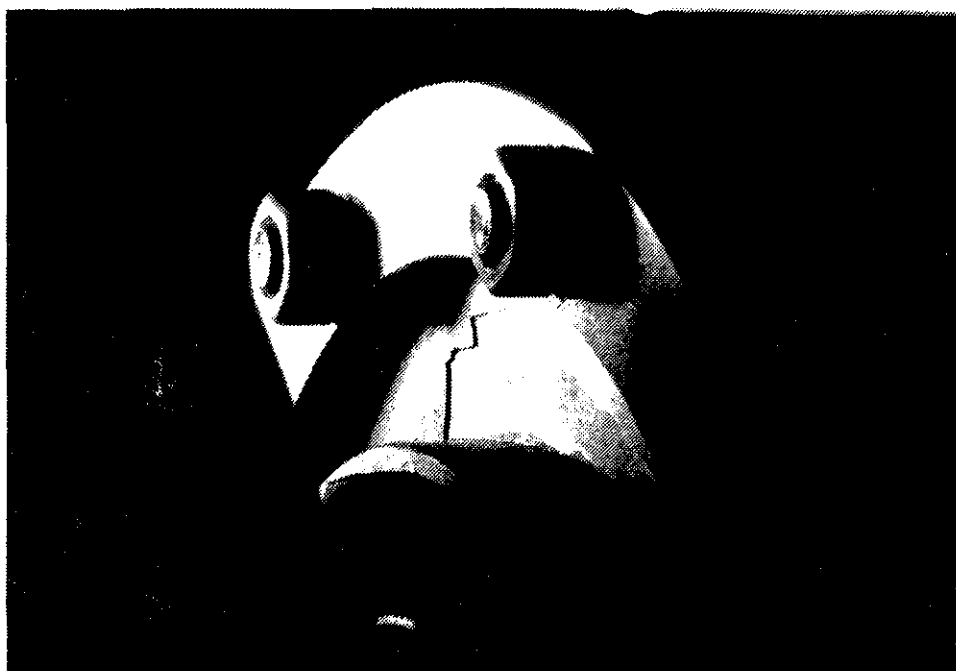


Bild 2: Zerstörte Kupplungszahnwelle

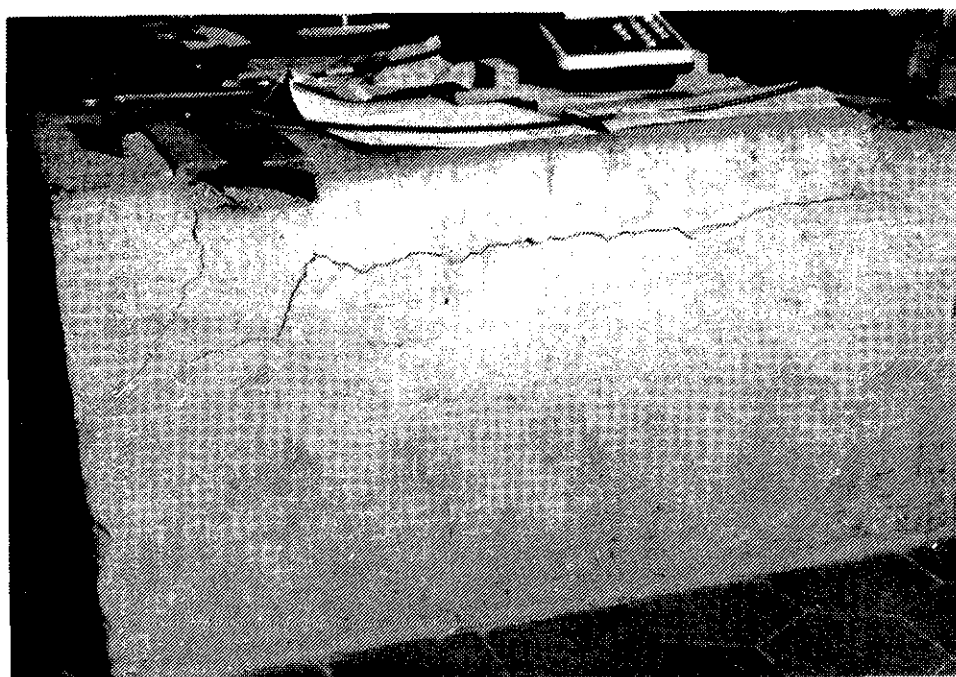


Bild 3: Ein Fundament verabschiedete sich

Lebensläufe

Albers, Jürgen: Jahrgang 1959, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal. Seit 01.08.1986 wiss. Mitarbeiter am IMW.

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

Bugow, Rainer: Jahrgang 1958, 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.

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.

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

Hille, Hagen: Jahrgang 1959, seit 1975 als Feinmechaniker an der TU Clausthal angestellt. Seit Anfang 1989 Betreuung des CIM- Labors im IMW.

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

Kratzsch, Andreas: Jahrgang 1958, studierte Maschinenbau, Fachrichtung Fördertechnik an der TU Berlin, seit 01.01.1986 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Mendel, Jürgen: Jahrgang 1958, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal. Seit 01.05.1986 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Morgenroth, Sebastian: Jahrgang 1962, studierte

allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.04.1986 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Müller, Norbert: Jahrgang 1949, studierte allg. Maschinenbau an der FH Frankfurt und TH Darmstadt, Leiter Zentralaufgaben Konstruktion der Pittler Maschinenfabrik AG, Langen, seit 01.09.1985 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Prengemann, Ulf: Jahrgang 1962, studierte Fertigungstechnik / Maschinenbau an der TU Dresden. Vom 01.03. 1987 bis zum 30.6.1988 Konstruktionssingenieur beim VEB Entwicklungs- und Musterbau Baumechanisierung 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.

Rübbelke, Ludger: Jahrgang 1963, studierte allg. Maschinenbau an der Uni/GH Paderborn. Seit 01.03.1989 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Wan, Gang: Jahrgang 1952, studierte exp. Mechanik an der Tongzi-Universität Shanghai mit dem Abschluß Master Eng. Seit 01.01.1982 Dozent am Institut für exp. Mechanik der Tongzi-Universität Shanghai. Seit 28.03.1988 Stipendiat und seit 01.08.1987 wiss. Angestellter am IMW.

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

Finite Elemente

Ermittlung und Beurteilung der Beanspruchung von Bauteilen und deren festigkeitsmäßige Optimierung mit den Programmsystemen ASKA, ADINA, SOLVIA

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

Pneumatik

- Betriebsverhalten pneumatischer Antriebe
- Widerstandsverhalten pneumatischer Elemente der Schaltungstechnik in stationärer und instationärer Strömung
- Konstruktion schneller Druckventile
- Systeme von Luftfedern und Ventilen zur Erzeugung vorgewählter Federkennlinien
- Kombination Über-/Unterdrucksysteme für die Antriebstechnik

Maschinenakustik

- Systematisches Konstruieren und primäre Schallminderung
- Schallminderung an Druckluft-Drehantrieben
- Durchströmte Absorptionsschalldämpfer

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
- 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
- Strategien zur Informationserfassung, Datenhaltung und -verteilung
- Konstruktionsinformationssystem
- Schnittstelle Konstruktion-Fertigungsprozeß.
- Einbindung von CAD (2D/3D) in den Konstruktionsprozeß

CIM-Labor

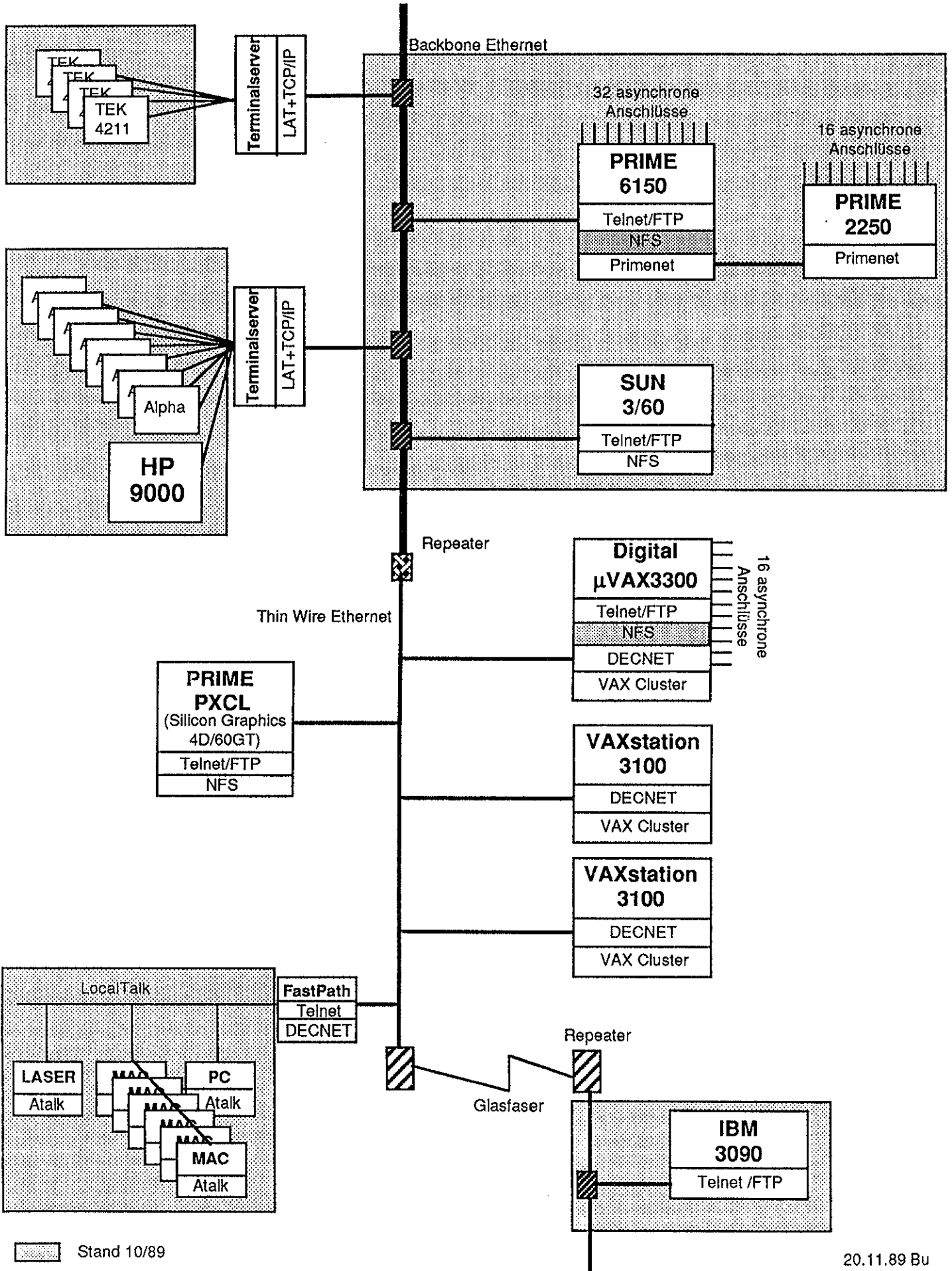
- Erprobung von Konzepten auf der Schnittstelle Konstruktion-Fertigungsprozeß, insbesondere CAD-NC-Verfahrenskette
- Ermittlung von Daten zur Qualitätssicherung und Übergabe zur Konstruktion
- Einbindung von PPS-Systemen

Laufende Forschungsprojekte

- Zahn- und Keilwellenverbindungen, Beanspruchungen und Verschleiß
- Seiltrommeln (ein- und mehrlagig bewickelt)
- Konstruktionssystematik an Maschinen der Verfahrenstechnik
- Projekte aus dem Sonderforschungsbereich "Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen" (Windsichter, Mühlen, Heißgasventilatoren, heterogen-gaskatalytische Festbettreaktoren, Entwicklung von Reaktionsmühlen)
- Entwicklung von Hochleistungs-Ofenbrennern
- Entwicklung von Maschinenelementen und Verbindungstechniken bei hohen Temperaturen (über 1000 °C)
- Systematisches Konstruieren lärmärmer Maschinen
- Modelluntersuchungen zur elasto-plastischen Beanspruchung von Maschinenelementen (Optimierung von Zuggliedern mit teilplastischer Verformung)
- Dynamische Spannungsoptik (Bauteilbeanspruchung, Untersuchungen der dynamischen Zusammenhänge beim Prallmahlen)
- Spannungsoptische Auswerteverfahren mittels elektronischer Bildverarbeitung
- Hybridverfahren Spannungsoptik - Moiré
- Schallemission, Schallanalyse im schallarmen Raum
- Schallminderung an Druckluft-Drehkolbenmotoren
- Programmierung elektronisch gesteuerter Werkzeugmaschinen
- Detailkonstruktionen an Werkzeugmaschinen
- Genauspannen zylindrischer Teile
- Beanspruchungsanalyse und Optimierung stoßbelasteter Maschinenteile
- Einbindung von CAD in den interaktiven Konstruktionsprozeß
- Entwicklung von CIM-Schnittstellen (CAD-Normteiledatensatz, CAD-NC-Verfahrenskette, CAD- und Betriebsmittelmodelle)

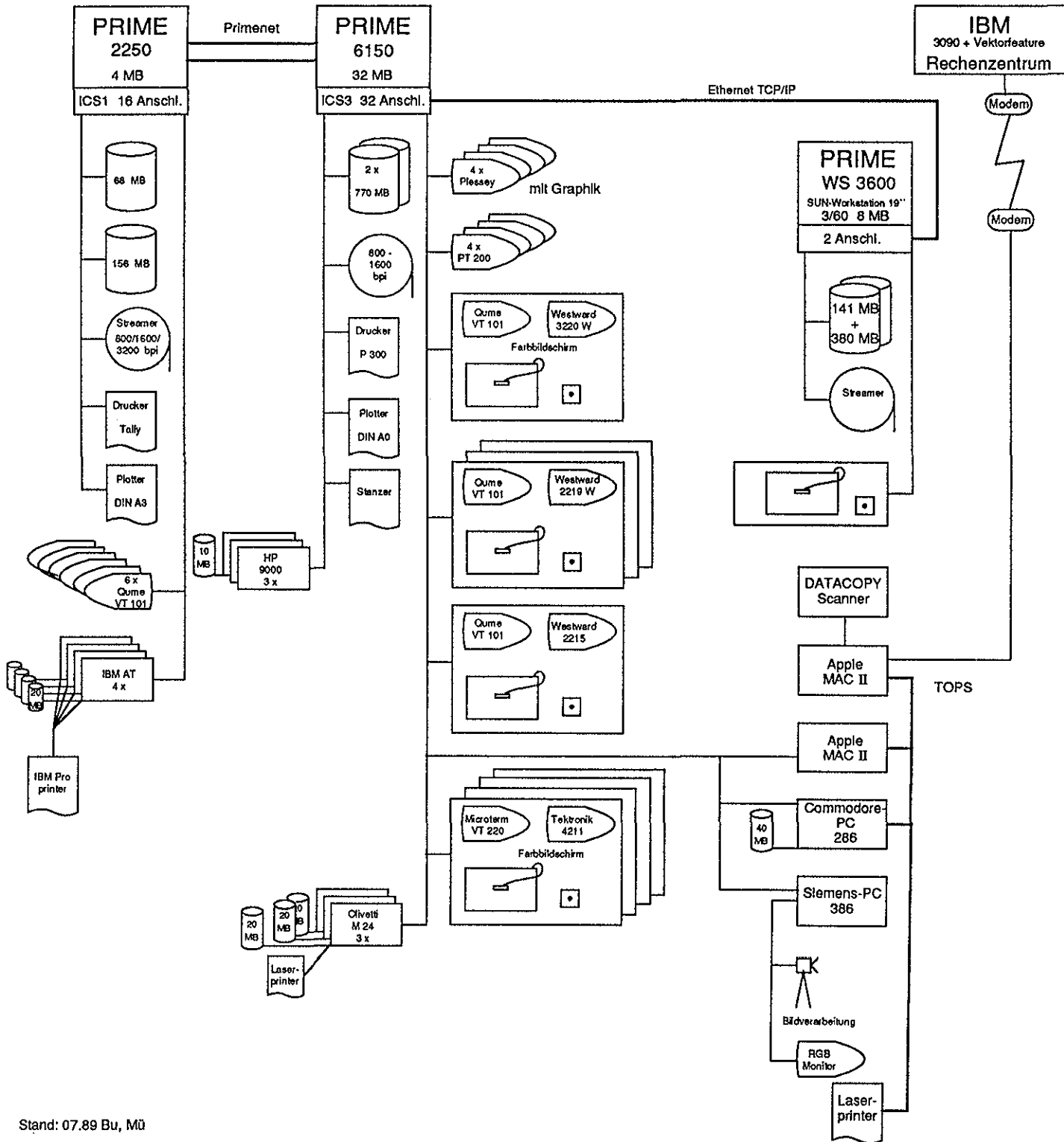
Netzwerkkonfiguration im IMW

(geplant bis Ende 1989)



Stand 10/89

Rechnerkonfiguration



Softwareausstattung im IMW

| | PRIME 2250/6150 | SUN 3/60 | VAX 3300/3100 |
|--|---|-------------------------------|--|
| FEM | ASKA ASKAMESH ASKAVIEW NPCL | | |
| CAD | MEDUSA | MEDUSA | MEDUSA |
| NC | AUTOPIT GNC | GNC | AUTOPIT GNC DATAPLAN-P DATAPLAN-M DATAPLAN-J DATAPLAN-W WKZ+ |
| Werkstatt- steuerung und Verwaltung | | | |
| Experten- systemshell | KES | KES | |
| Benutzungs- oberfläche | PRIFORMA | SUNTOOLS X-Windows | FMS DEC Windows |
| Datenbank | ORACLE | ORACLE | RDB |
| Software Entwicklungs unterstützung | DEBUG EMACS | UNIX-Tools | VAX-Set |
| Programmier- sprachen | FORTRAN 77 C PASCAL | FORTRAN 77 C PASCAL | FORTRAN 77 C PASCAL |
| Netzwerke | PRIMENET NFS FTP / TELNET TCP/IP | NFS FTP / TELNET TCP/IP | DECNET NFS FTP / TELNET TCP/IP PARTY-LINE |
| Betriebssystem | PRIMOS Rev. 22 | UNIX (SunOS 3.5) | VMS 5.1 |