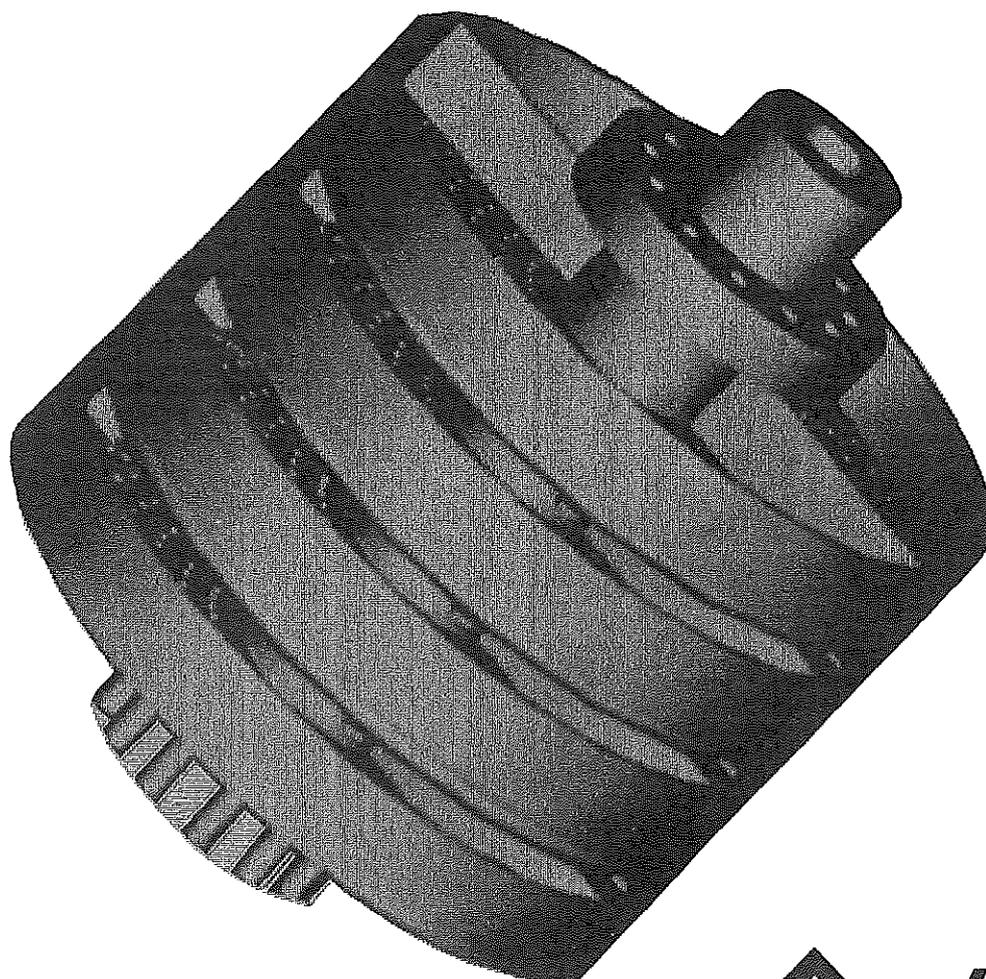
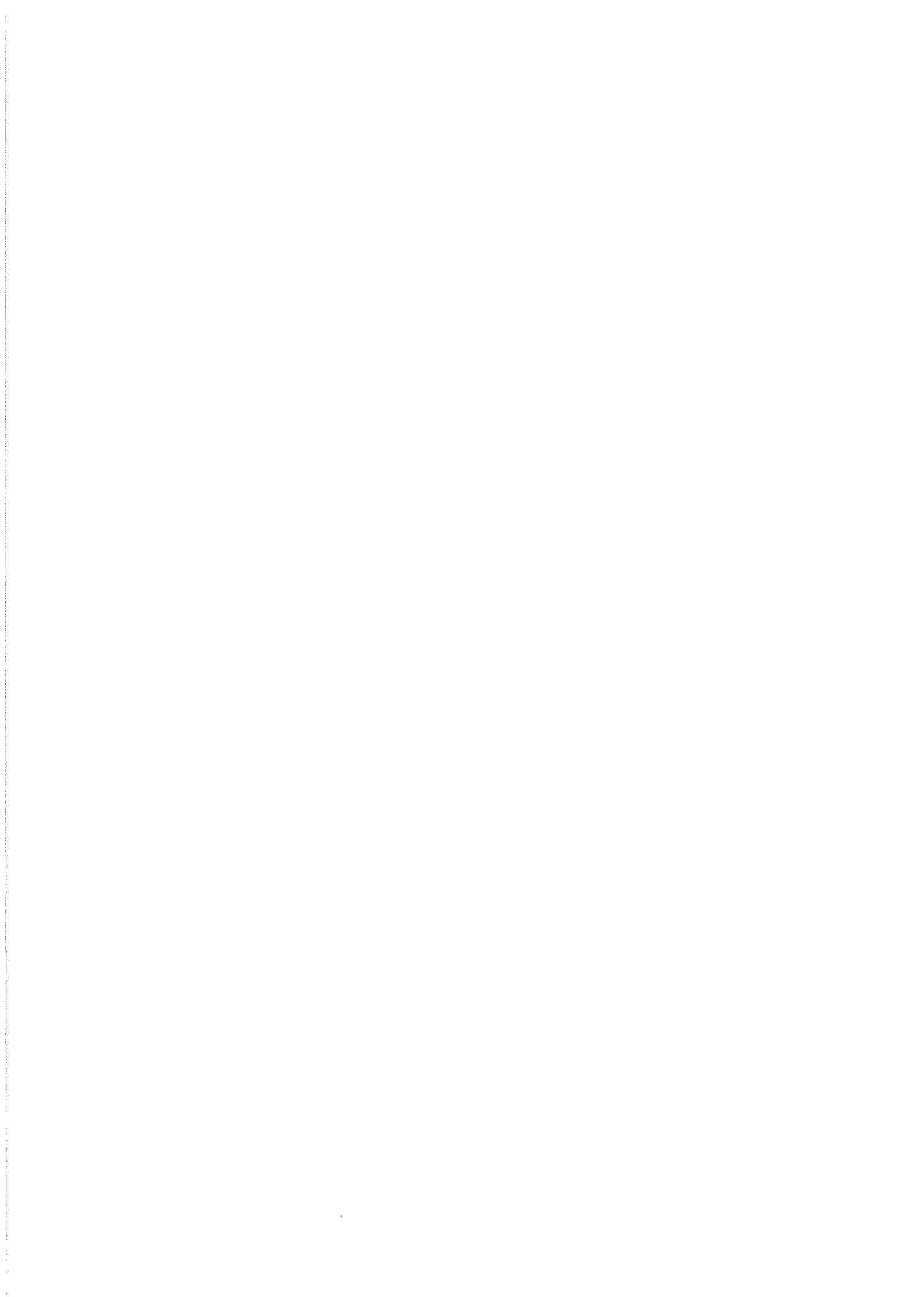


Institut für Maschinenwesen

Prof. Dr.-Ing. Peter Dietz

Mitteilung Nr. 17 (1992)





**Mitteilungen aus dem
Institut für Maschinenwesen
der
Technischen Universität Clausthal
Nr. 17
(November 1992)**

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. Peter Dietz

Redaktion und Layout: Klemens Wesolowski

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

Titelbild: Computergestützte Baureihen- Baukastenkonstruktion am Beispiel der Einbauten eines Kreislaufreaktors

Inhaltsverzeichnis	Seite
Vorwort	3
P. Dietz Konstruktionssystematische Überlegungen und beanspruchungsgerechtes Gestalten von Maschinen der Verfahrenstechnik	5
M. Holland, U. Prengemann Europäische Forschungsförderung: Verbundprojekte erfolgreich beantragen	15
F. Rothe Analytische Berechnung der Beanspruchungen in Bolzen-Lasche-Verbindungen	21
U. Neumann Baureihenkonzept für radial durchströmte Kreislaufreaktoren mit innerem Kreislauf	29
L. Rübhelke Berechnung eines Hochgeschwindigkeitsrotors mit orthotropen Werkstoffbedigungen	33
R. Jakel Monolithischer keramischer Heißgasradialventilator bis 1300 °C mit neuentwickelter reibschlüssiger Welle-Nabe-Verbindung	41
U. Bock Bestimmung des Leistungseintrags in einer Schwingmühle	49
K. Engel, D. Haje Forschungsprojekt "Maschinenakustik" auf europäischer Ebene EQUIP - Work Methodology for Development of Quiet Products	55
H. Gieleßen Optische Anisotropie von monokristallinem Silberchlorid unter Belastung	59
R. Kalwa Portierung einer LISP-basierten Wissensbasis zur Diagnose von Schwingungszu- ständen in rotierenden Maschinen	63
R. Bugow Neutrale Geometrieschnittstelle zur Bereitstellung der Repräsentationen von Normteilen und deren Produktmodellintegration	67
D. Hartmann, P. J. Kruse Modellentwicklung für einen Referenzablauf in der Zentrifugenkonstruktion	73
M. Romann Low-Cost-Hardwareschnittstelle für den Modellmaschinenbau	79
N. Schiedeck, M. Holland Konzept zur strategischen Vertriebsplanung: Synergien in der Unternehmensgruppe Pittler	83
L. Tan Spannungen und Übertragungsverhalten der durch außermittige Bohrungen geschwächten Welle-Nabe-Verbindungen	89
G. Schäfer, M. Wächter, K. Wesolowski Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindung mit Preßsitz	93
A. J. Betaneli, N. W. Pchaladze Die Herstellung verrippter Schalen am Beispiel eines Raketentriebwerks	100
Forschungsaktivitäten des Instituts für Maschinenwesen	105
Weiteres Leistungsangebot	107
Prüfstände und Laboratorien des Instituts für Maschinenwesen	108
Netzwerkkonfiguration	109
Lebensläufe	110

Vorwort

Wie den neusten Pressemitteilungen wieder einmal zu entnehmen ist: Die Technische Universität Clausthal gewinnt in den Augen der Studierenden und aus Sicht der Industrie zunehmend an Interesse und Anerkennung. Diesmal hat uns das Manager-Magazin aus der Sicht des Maschinenbaus an die sechste Stelle aller Hochschulen und an die erste Stelle in Niedersachsen gesetzt.

Natürlich erfüllt uns das mit besonderem Stolz, es ist aber auch gleichzeitig eine Herausforderung an uns, unsere Lehraufgaben im Bereich der Grundausbildung besonders intensiv wahrzunehmen. Glücklicherweise gibt uns die neu installierte Medientechnik im (leider immer noch nicht umgebauten) Hörsaal des Instituts die Möglichkeiten einer Großbildprojektion von Lehr-Videos oder Rechner-Bildschirmen und hilft uns bei der Vermittlung modernster Lehrstoffe. Die ersten selbst produzierten Lehrfilme sind schon erstellt - wir wissen jetzt zumindestens, was das für eine Arbeit macht!

Verstärkt wird Lehre mit computerunterstützter Technik auch durch die Installation weiterer rechnergestützter Arbeitsstationen, so daß wir mit diesem Semester auch die Übungen in Maschinenelemente in dem gewünschten Rahmen mit Hilfe von CAD "fahren" können. Damit wird auch außerhalb der offiziellen Übungszeiten das Institut zum Treffpunkt von interessierten Studenten, die sich in Konstruktionstechniken üben wollen oder ihre Studienarbeiten für ein - vielleicht ganz anderes - konstruktives Fach schreiben.

Auch im CIM-Labor hat sich nach Überwindung der ersten Berührungängste und nach endgültiger Ausarbeitung des Übungsprogrammes eine solch große Beteiligung eingespielt, daß wir uns wegen der Betreuung schon etwas Sorgen macht. Die Begeisterung der Studierenden an den modernen

Werkzeugmaschinen und Produktionstechniken verhilft uns aber andererseits wieder zu guten Studien- und Diplomarbeiten - und nicht zuletzt zu einer beachtlichen Zahl von Hilfsassistenten für Übungs- und Forschungsarbeiten.

Neben unseren intensiven Kontakten innerhalb Europas, traditionsgemäß zu Zaragoza und Krakau, aber neuerdings auch zu Nottingham, Cardiff und Palermo, führten mich Lehrveranstaltungen zu drei Universitäten in Mexiko, wobei insbesondere der Gedanke einer methodischen Vorgehensweise des Konstruierens auf sehr fruchtbaren Boden fiel. Dies hat uns unter anderem eine Gastwissenschaftlerin aus Querétaro beschert, die zunächst noch mit dem Oberharzer Wetter kämpft. Ich glaube aber, daß auf diese Weise eine Reihe wichtiger, auch für uns fruchtbarer Beziehungen geschaffen werden können, die das Blickfeld des Institutes und der darin arbeitenden Mitglieder wesentlich erweitern helfen.

Dies setzt sich auch in den Forschungsarbeiten immer weiter durch: Die mühsamen Vorbereitungen und langwierigen Gespräche auf internationaler Basis haben uns zu insgesamt 3 (in Worten: drei !) europäischen Forschungsvorhaben verholfen, die sich mit dem rechnergestützten Konstruktionsvorgang befassen - ein Artikel dieser Mitteilung behandelt dieses Thema besonders. Neben den rein wissenschaftlichen Gesichtspunkten genießen wir dabei auch die Gespräche mit internationalen Partnern und insbesondere die Möglichkeiten, unseren Studenten im Rahmen von begleitenden ERASMUS-Austauschprogrammen die Möglichkeit zu Auslandsaufenthalten zu bieten.

Erfolgreiches kann vom Sonderforschungsbereich zur Entwicklung verfahrenstechnischer Maschinen berichtet werden: die in die Maschinen gestellten Erwartungen an Umfangsgeschwindigkeiten, Heiß-

gasbeständigkeit und anderen Eigenschaften der maschinenbaulichen Anwendung konnten voll befriedigt werden - allerdings können wir auch eine ansehnliche Sammlung von Bruchstücken aus unseren Schleuderprüfständen vorweisen. Das nächste Jahr wird zeigen, ob sich unsere Entwicklungen auch verfahrenstechnisch bewähren. Über einige der Erfahrungen wird in diesem Heft ebenso berichtet wie aus den Arbeiten zur Schnittstellenentwicklung im CIM-Bereich.

Den Freunden des Institutes für Maschinenwesen wünsche ich mit diesen Mitteilungen wieder eine interessante Lektüre in der Hoffnung, daß wir auch in Zukunft miteinander im Gespräch bleiben. Nicht zuletzt möchte ich mich damit auch für die angenehme Zusammenarbeit bei unseren Partnern in Lehre und Forschung bedanken und wünsche Ihnen einen glücklichen und erfolgreichen Abschluß des Jahres 1992.

Clausthal, im November 1992

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'Kiedig', with a long horizontal stroke extending to the right.

Konstruktionssystematische Überlegungen und beanspruchungsgerechtes Gestalten von Maschinen der Verfahrenstechnik

Peter Dietz

Der folgende Aufsatz enthält Auszüge aus einem Vortrag zum 18. Konstruktions-Symposium der DE-CHEMA "Beanspruchungsgerechtes Konstruieren von Apparaten" am 6. und 7. Febr. 1992

1. Aufgabenstellung bei der Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen

Die geschichtliche Entwicklung der aus den gleichen Grundlagen abgeleiteten Ingenieurdisziplinen Maschinenbau und Verfahrenstechnik hat zu spezifischen Vorgehensweisen bei der Lösung technischer Probleme geführt. Während in der Verfahrenstechnik im Hinblick auf die Optimierung von Stoffwandlungsprozessen den Stoffeigenschaften und ihrer Beurteilung "vor und nach dem Prozeß" besondere Aufmerksamkeit gewidmet wird, befaßt sich der Ingenieur des Maschinenbaus mit der Optimierung der am Prozeß beteiligten Maschinenteile durch Veränderung von Geometrie, Werkstoff, Belastungs- oder Beanspruchungsmechanismen.

Die mit der jeweiligen Aufgabenstellung verbundene Vorgehensweise und ihre Unterschiede werden dann besonders deutlich, wenn ein verfahrenstechnischer Prozeß mit Hilfe von Maschinen verbessert oder überhaupt verwirklicht werden soll, wenn also die konstruktive Ausführung der Maschine und ihre Beanspruchbarkeit den verfahrenstechnischen Erfolg bestimmt. Dabei bedeuten die Anforderungen durch die verfahrenstechnischen Parameter (z.B. Stoff- und Energieumsatz, Temperatur, Druck usw.) oft die Entwicklung sehr schnell laufender Maschinen höchster Belastbarkeit. Die Beherrschung der dabei durch funktionelle Nebengrößen wie z.B. Fliehkraftbeanspruchung, Prallverschleiß usw. verursachten Erscheinungen fordern neue Wege für die konstruktive Gestaltung, die Werkstoffwahl und die Fertigungstechnologien.

Ziel einer verfahrenstechnischen Entwicklung sind ein neuer Prozeß, ein neuer Apparat oder eine neue Komponente. Mögliche Ansatzpunkte für Neuerungen bieten die Werkstoffwissenschaften im Verbund

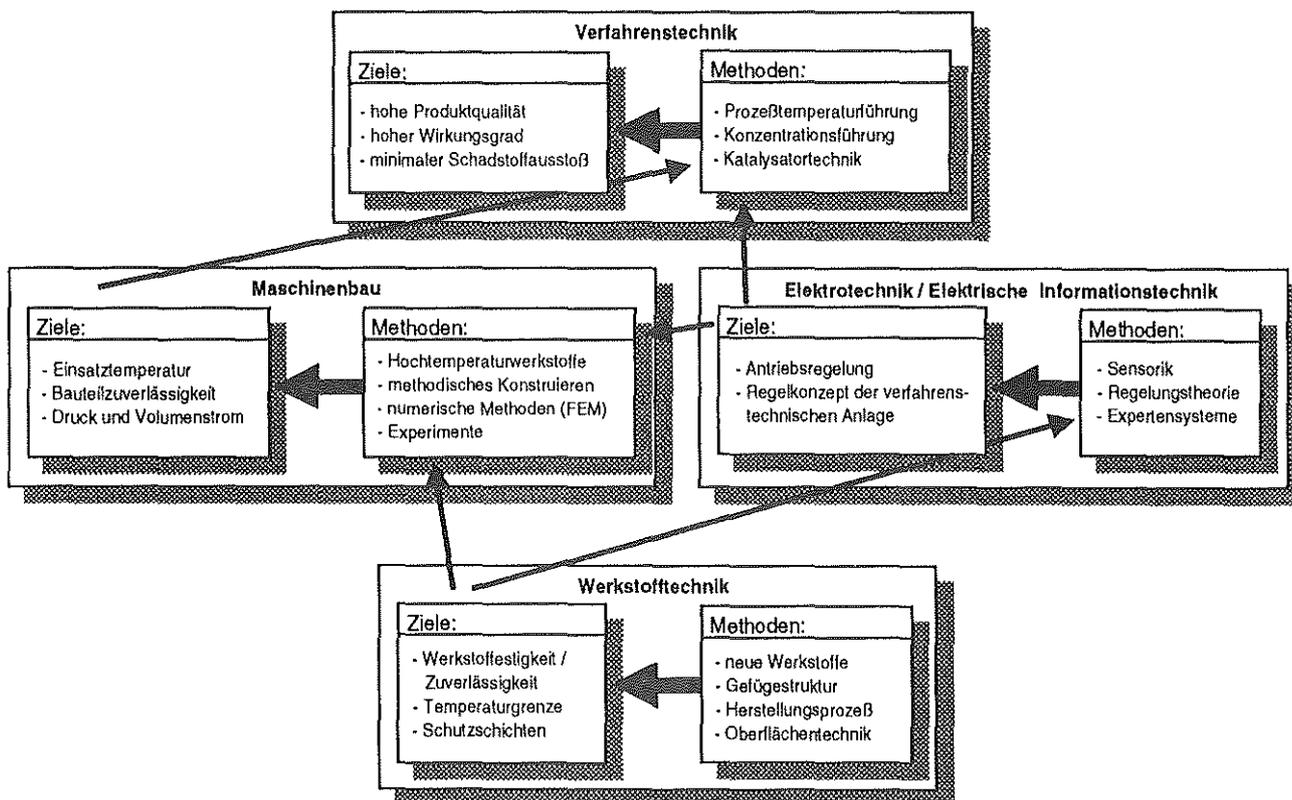


Bild 1: Zusammenarbeit bei verfahrenstechnischer Entwicklung

mit der Fertigungstechnik durch Verwendung neuer Werkstoffe oder verbesserte bzw. alternative Fertigungstechniken, der moderne Maschinenbau mit den Bereichen des systematischen Konstruierens und der genaueren Berechnungsmethoden, die Verfahrenstechnik und die technische Chemie in der Verwendung alternativer Rohstoffe, alternativer Katalysatoren oder optimaler Reaktionsführungen sowie die technische Informatik und die Regelungstechnik mit neuen Methoden der Prozeßsimulation und einer robusten Regelung (Bild 1).

Diese Interaktion zwischen Maschinenbau und Verfahrenstechnik, zwischen den prozeßtechnischen Erkenntnissen und Anforderungen und ihrer Umsetzung mit den Methoden einer systematischen Konstruktionslehre sind Gegenstand eines an der Technischen Universität Clausthal beheimateten Sonderforschungsbereiches mit dem Titel: *Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen bei besonderen mechanischen, thermischen oder chemischen Belastungen* /1/. An drei Beispielen aus diesem Sonderforschungsbereich sollen im folgenden die Ergebnisse dieser kooperativen Forschungstätigkeit diskutiert werden.

2. Erstes Beispiel: Anwendung der Konstruktionsmethodik bei der Entwicklung einer Feinstklassiermaschine (Windsichter)

Mit der im folgenden beschriebenen Entwicklung soll die Interaktion zwischen Maschinenbau und Verfahrenstechnik bei der systematischen Lösung verfahrenstechnischer Aufgabenstellungen beschrieben und anschließend die mit dieser Aufgabe verbundenen konstruktiven Probleme bei der beanspruchungsgerechten Gestaltung dargestellt werden. Als Beispiel wird die Entwicklung von Hochgeschwindigkeitsrotoren in Maschinen der mechanischen Verfahrenstechnik gewählt, in denen neben den mechanischen Beanspruchungen und einem nicht unerheblichen Anteil thermischer Einflüsse vor allem auch das Abrasionsproblem als Beanspruchung eine Rolle spielt.

Die Entwicklung neuer Werkstoffe oder die Qualitätsverbesserung bestehender Stoffe wie z.B. der Hochleistungskeramiken bedingt feine Korndurchmesser im Bereich von $x_1 < 1 \mu m$, was eine Verbesserung der Mahl- und Klassierprozesse erfordert. Die Funktionsanalyse der verfahrenstechnischen Aufgabe führt zu dem in Bild 2 gezeigten Flußbild für

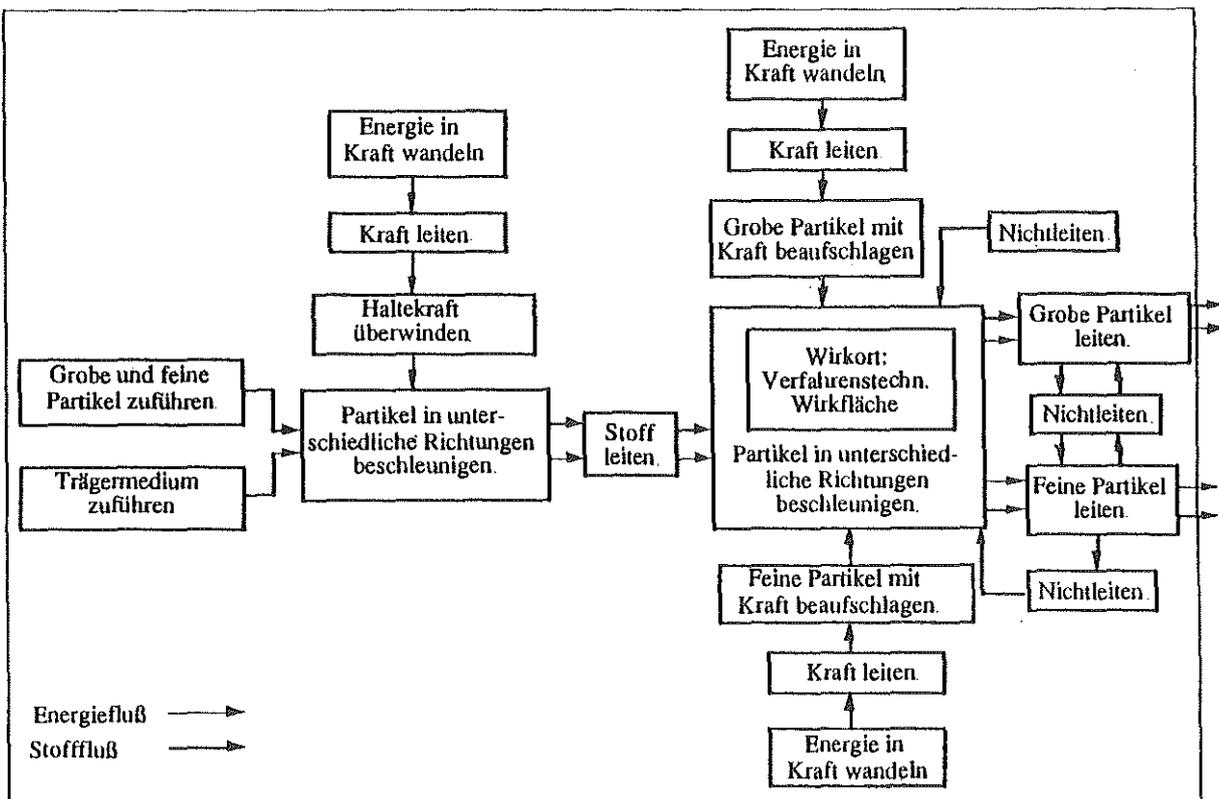


Bild 2: Allgemeines Flußbild "Entwicklung eines Feinstklassierers"

den Stoff- und Energiefluß des Klassierprozesses. Die Hauptfunktion - der Klassiervorgang - findet in der verfahrenstechnischen Wirkfläche statt. Eine Klassierwirkung kommt durch die Wirkung unterschiedlicher Kräfte auf feine und grobe Partikel zustande. Diese Kräfte müssen durch einen Energie-wandelprozeß aufgebracht werden.

Damit ist eine Rückführung auf die physikalische Grundgröße "Kraft" gegeben, deren Abhängigkeiten von den Eigenschaften der zu trennenden Partikel näher untersucht werden kann. Für eine Abhängigkeit von der Partikelgröße werden die unterschiedlichen Eigenschaften "Volumen" und "Oberfläche" als Kriterien herangezogen. Wenn man nun durch eine Auftragung aller physikalisch möglichen Kräfte und ihrer Kombinationen ein Lösungsfeld bildet, so kann man durch rechnerische Abschätzung der Abhängigkeiten am Einzelkorn die Kraftkombinationen finden, die in einem vorgegebenen Durchmesserbereich eine Klassierung ermöglichen /2/. **Bild 3** zeigt als Ergebnis dieser Untersuchungen, daß beispielweise im Korndurchmesserbereich zwischen 1 und 10 µm die Kombination der (volumenbezogenen) Zentrifugalkraft (3) mit der (flächenbezogenen) laminaren Strömungskraft (6) einen Klassiereffekt bildet. Die Graphen für die Lorenzkraft (7) und die Zentrifugalkraft (3) schneiden sich im Bereich kleiner 0,01 µm - beispielsweise ausgenützt bei der Messung von Molekularmassen - , der Schnittpunkt von Auftriebskraft (2) und Strömungskraft (6) wird bei größeren Partikeldurchmessern in der Separationstechnik und Flotation technisch genutzt.

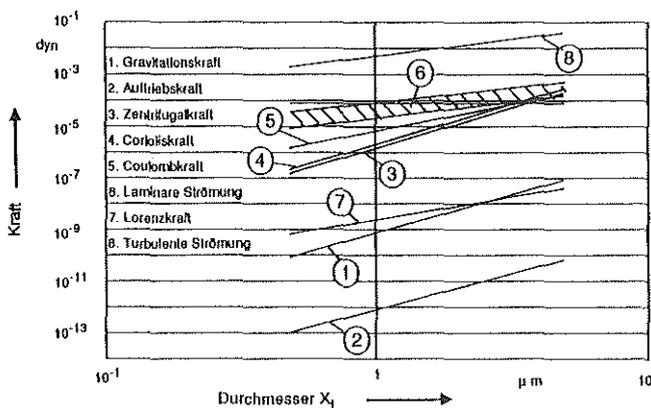


Bild 3: Kraft auf Einzelpartikel in Abhängigkeit vom Partikeldurchmesser für verschiedene Kraftpotentiale

Die weitere Vorgehensweise wird am Konzept der Windsichtung im Zentrifugalfeld diskutiert. Eine spezielle Funktionsstruktur für die Lösungskombination Widerstandskraft in laminarer Strömung gegenüber Zentrifugalkraft führt zum Aufstellen von Lösungsfeldern und damit zu einer vollständigen Beschreibung möglicher Lösungen. Das in **Bild 4** gezeigte Lösungsfeld "Bewegung auf Partikel leiten" führt unmittelbar zu bekannten Sichtern, wie sie z.B. in verfahrenstechnischen Handbüchern /3/ katalogisiert sind (Beispiele: Spiralwindsichter 1.1, 1.7; Zyklon 1.2; Korbwindsichter 3.1, Fingersichter 2.2; Streutellersichter 6.2 und 7.2 usw).

physikalischer Effekt	Partikelbewegung				
	1. ↑	2. ↻	3. ↻	4. ↻	5. →
1. Impuls Stoß	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5
2. Friktion Reibung	2.1	2.2.1 od. 2.2.2	2.3	2.4	2.5
3. Strömung	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5
4. Normalkraft	4.1	4.2.1 od. 4.2.2	4.3	4.4	4.5
5. Adhäsion	5.1	5.2	5.3	5.4	5.5
6. elektrisches Feld	6.1	6.2	6.3 siehe Lösung 6.2 mehrfache Anordnung	6.4	6.5
7. magnetisches Feld	7.1	7.2	7.3	7.4	7.5
8. Gravitationsfeld	8.1	8.2	8.3	8.4	8.5

Bild 4: Lösungsschema: Bewegung auf Partikel leiten

Mit Hilfe von Bewertungsschemata können bereits in diesem Entwicklungsstadium mit relativ wenig detaillierten Angaben über das Betriebsverhalten der einzelnen Komponenten die optimalen Wirkprinzipien und die daraus folgenden konstruktiven Eckdaten ermittelt und in weiteren konstruktiven Schritten

optimiert werden. Bild 5 zeigt ein morphologisches Schema zur Lagerung eines solchen Rotors. Auch dieses Bild macht deutlich, daß mit den Methoden einersystematischen Vorgehensweise zuminde-

stens Bewertungen bezüglich des beanspruchungsgerechten Verhaltens möglich sind, die zu unterschiedlichen Systemaufbauten führen können.

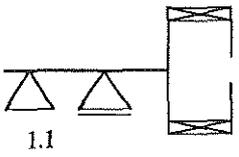
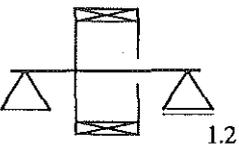
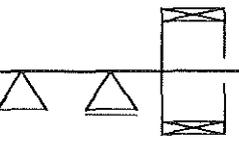
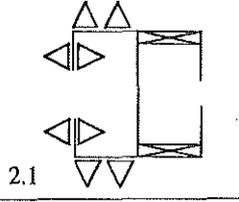
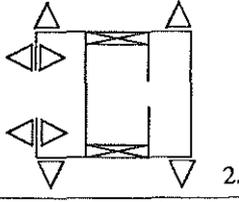
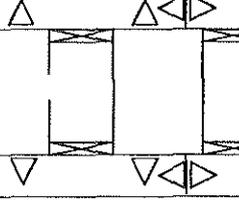
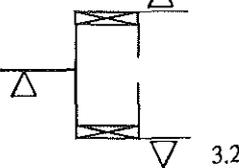
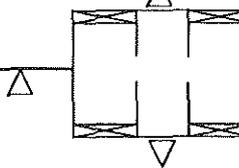
Lagerung Ort	fliegend	beidseitig	statisch unbestimmt
$r \rightarrow 0$	 1.1	 1.2	 1.3
$r \rightarrow \infty$	 2.1	 2.2	 2.3
sonstige	nicht sinnvoll 3.1	 3.2	 3.3

Bild 5: Morphologisches Schema möglicher Lageranordnungen für Windsichterrotoren

3. Zweites Beispiel: Beanspruchungsgerechte Gestaltung von Windsichtern als Leichtbaukonstruktion

Für die beanspruchungsgerechte Ausführung der im vorhergehenden Beispiel entwickelten Klassiermaschine wird im folgenden das Beispiel des Fliehkraft-Windsichters angeführt, wie er in vielen verfahrenstechnischen Prozessen angewendet wird. Die Funktion beruht in der konkurrierenden Wirkung von Fliehkraft und Strömungskraft.

Die Auswertung der verfahrenstechnischen Gleichungen ist in Bild 6 etwas ausführlicher dargestellt /4/. Es ergibt sich eine Beeinflussung der zu trennenden Partikelgrößen im wesentlichen durch die Umfangsgeschwindigkeit v_{φ} des Rotors. Bei der hier vorliegenden Aufgabenstellung der Feinstzerkleinerung bedingt die von der Verfahrenstechnik geforderten Mindesttrenngröße $x_t < 1\mu m$ erforderliche Umfangsgeschwindigkeit von 250 m/s. Die obere

re Grenze für das Verfahren ist sicherlich durch die Schallgeschwindigkeit gegeben, so daß es gilt, Hochgeschwindigkeitsrotoren im Bereich von etwa 300 m/s Umfangsgeschwindigkeit zu entwickeln. Die Grenze üblicher Stahlkonstruktionen ist infolge der Fliehkraftwirkung bei etwa 140 m/s erreicht.

Die Erfüllung der verfahrenstechnischen Voraussetzung erfordert deshalb die Verwendung von Leichtbau-Verbundkonstruktionen und Konstruktionsprinzipien, die die Werkstoffeigenschaften und Spezifika bei der Kraftleitung in Bauteilen aus solchen Werkstoffen berücksichtigen. Bild 7 zeigt in einer Zusammenstellung der gewichtsbezogenen mechanischen Eigenschaften, daß Faser-Verbundwerkstoffen aufgrund ihrer hohen relativen Festigkeiten und Elastizitätsmoduli eine besondere Bedeutung zukommt.

Bei dem zur Zeit in der experimentellen Erprobung befindlichen Rotor wird nach dem konstruktiven

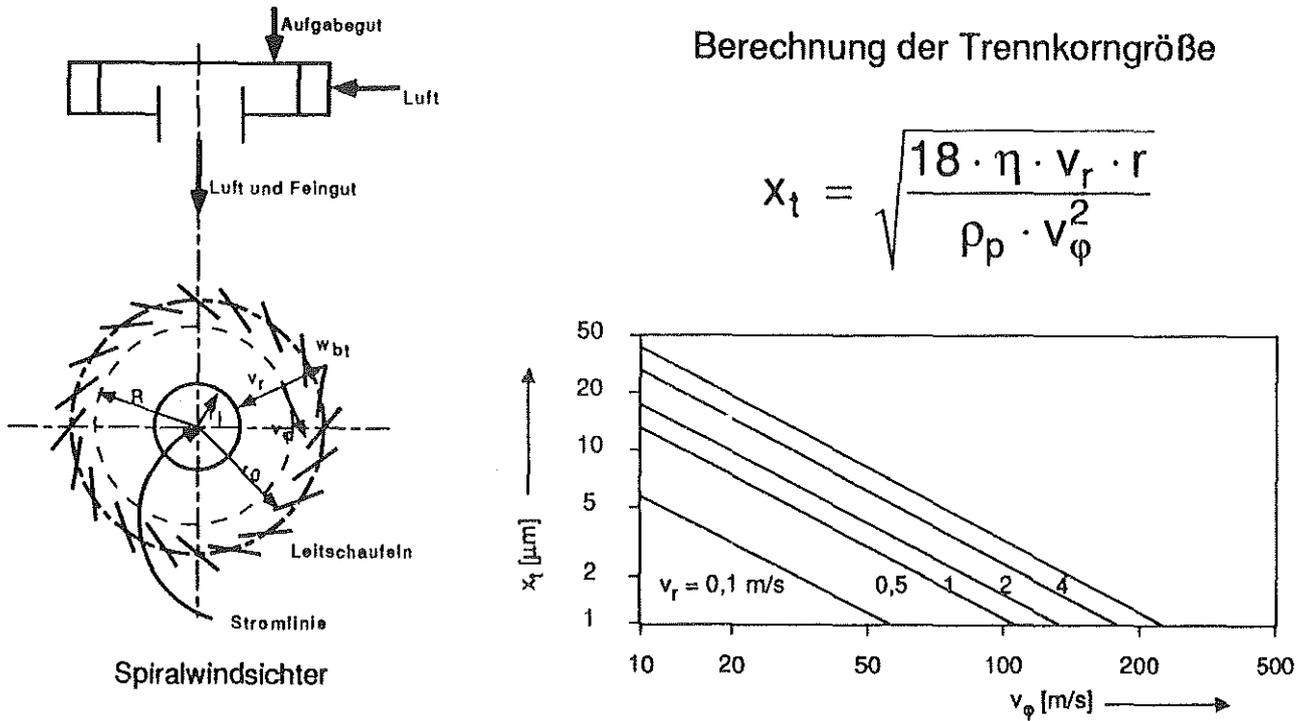


Bild 6: Verfahrenstechnische Grundgleichungen des Fliehkraft-Windsichters (η, ρ_p = Stoffkonstanten, r = Sichtradius, v_r = Radialgeschwindigkeit des Sichtgutes, v_ϕ = Umfangsgeschwindigkeit des Sichtgutes)

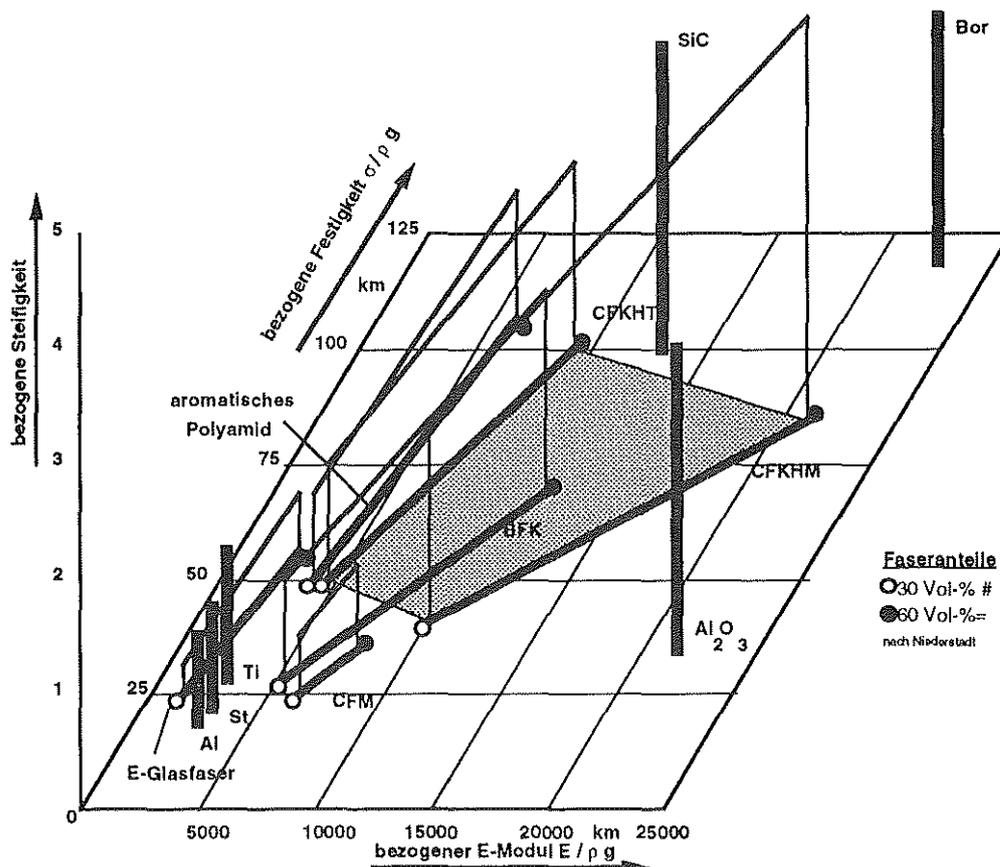


Bild 7: Bezogene Festigkeiten und Elastizitätsmodule verschiedener Werkstoffe

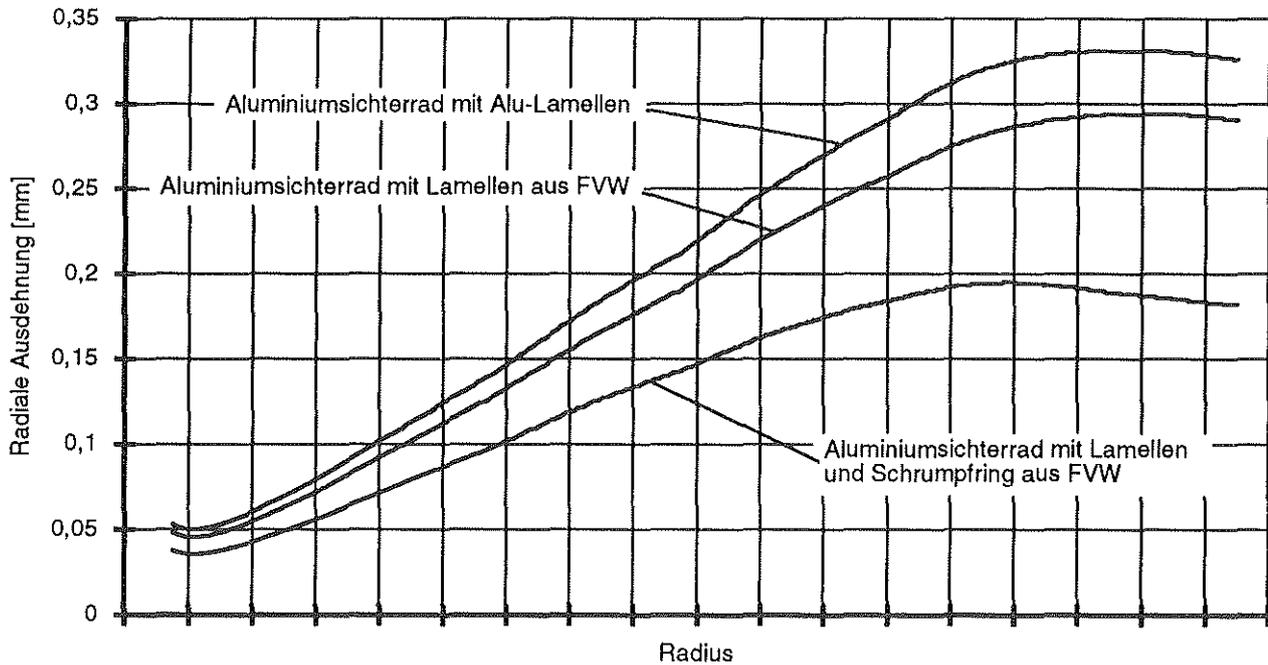


Bild 8: Radiale Rotordehnungen aus Fliehkraftbelastung

Prinzip der Aufgabentrennung die Fliehkraft der Lamellen (Sichtleisten) durch anisotrope Faserverbundringe als Bandagen über den End- und Zwischenscheiben aufgenommen. Da die Ringe aus Kohlenstofffaser eine erhebliche größere Steifigkeit haben als der Werkstoff der Scheiben und Räder, bewirkt dieser Verbund erheblich kleinere Dehnungen infolge Fliehkraft (Bild 8), so daß die für die Funktion des Rotors wichtigen Abdichtungsspalte gut beherrscht werden können. Auch bezüglich der Beanspruchung in den Rotorscheiben infolge Fliehkraft erhält man durch die Bandagierung besonders im Bereich der Welle-Nabe-Verbindung erheblich günstigere Beanspruchungen als bei reinen Metallrotoren.

Die schrittweise konstruktive Veränderung der Rotorkonstruktion zeigt Bild 9, wobei die Beanspruchungen durch Wärme und Fliehkraft bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 300 m/s z.B. zu der Erkenntnis führen, daß metallische Konstruktionswerkstoffe nicht mehr anwendbar sind. Auch die konstruktive Umgestaltung der Welle-Nabe-Verbindung (unterste Darstellung) bietet hier neue Möglichkeiten der Spannungsminderung und zeigt eindeutig die Auswirkung der sehr steifen Bandage.

Die Verwendung von Faserverbundwerkstoffen auch für die Lamellen selbst stellt eine erhebliche Fliehkraftverminderung und damit mögliche Ge-

schwindigkeitssteigerung des Rotors dar, hierbei kann durch eine zielgerichtete Wicklung die Lamelle besonders stabil gegen Durchbiegung und Ausknicken gestaltet werden. Für die Arbeit des Kon-

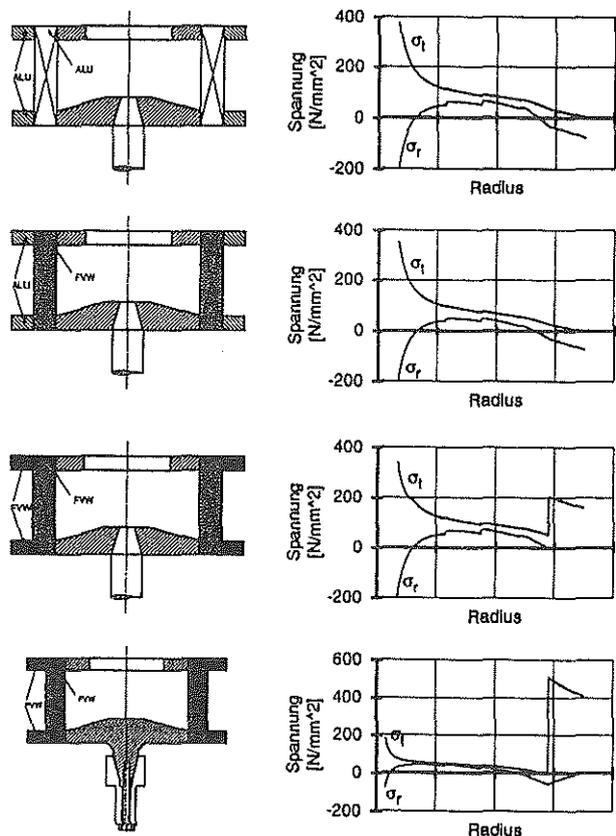
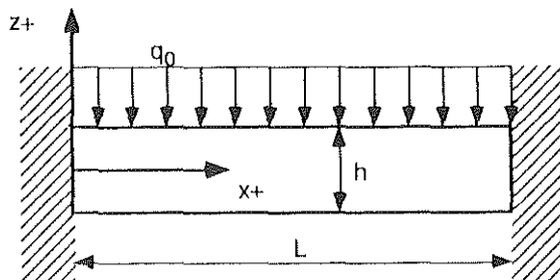


Bild 9: Vergleichsspannungen aus Fliehkraftbelastung und Wärme in unterschiedlichen Rotorkonstruktionen, Umfangsgeschwindigkeit 300 m/s

strukturs bedeutet das ein Umdenken von den üblicherweise verwendeten isotropen und homogenen Ansätzen in der Festigkeitsrechnung zu orthotropen Rechnungen mit der Möglichkeit, die Orthotropie durch Einstellung der Fertigungsparameter selbst zu bestimmen. Dies führt zu neuen Ansätzen in der Festigkeitsrechnung, wie sie aus dem Bereich der Werkstoffmechanik für Hochleistungsverbundwerkstoffe bekannt sind. **Bild 10** zeigt im Vergleich die durch Anwendung von Faserverbundwerkstoffen erzielbaren Steigerungen in Festigkeit und Kippverhalten in den Sicherlamellen gegenüber 42CrMo4.

Nicht zu verkennen ist, daß selbst bei der Detailauslegung der Elemente die beanspruchungsgerechte Gestaltung erheblicher Anstrengungen hinsichtlich der Festigkeitsauslegungen bedarf, die oft nur durch aufwendige Rechnerleistungen zu bewältigen sind. Zur optimalen Gestaltung werden die Faserrichtungen in den einzelnen Lagen der Lamellen so festgelegt, daß sie für den im letzten Bild beschriebenen Lastfall geeignet sind. Dies kann durch rechen-technische Simulation des Aufeinanderklebens von Prepregs mit richtungsabhängigen Eigenschaften bewerkstelligt werden, bei denen schrittweise die Winkel variiert werden. Der dabei notwendige rechen-technische Aufwand läßt sich allein schon dadurch verdeutlichen, daß eine Schrittweite von 5 Grad in jeder Lage und eine Lamelle mit 16 Lagen 1,6 Milliarden Lastfälle zur Ermittlung des Optimums benötigt.



Lamellenwerkstoff	Werkstoffausnutzung [%]	Maximale Durchbiegung [mm]	Klipsicherheit
42CrMo4	220 (Mises)	0,96	218
T400 : LY556/HT976	98,2 (Tsai-Hill)	0,29	778
T400 : LY556/HT976	97,3 (Tsai-Hill)	0,24	887

Bild 10: Lamelle eines Windsichters bei Fliehkraftbelastung unter 300 m/s Umfangsgeschwindigkeit

Ein bisher noch nicht befriedigend gelöstes Beanspruchungskriterium ist der Verschleißschutz der Konstruktion bei der Windsichtung relativ harter Stoffe. Untersuchungen gehen hier einerseits in die Beschichtungstechnik, wobei den Faserverbundwerkstoffen wahrscheinlich Grenzen auferlegt sind. Weitere Überlegungen führen zu Schutzkonstruktionen in Verbundbauweise, wobei wiederum angesichts der hohen mechanischen Beanspruchungen dem Spannungs-Dehnungs-Verhalten unter Fliehwirkung und Wärme Rechnung zu tragen ist.

4. Drittes Beispiel: Temperatur-, werkstoff- und beanspruchungsgerechte Gestaltung eines Heißgasgebläses

Mit dem folgenden Beispiel soll besonders auf die gegenseitige Beeinflussung zwischen verfahrenstechnischen Randbedingungen - hier am Beispiel sehr hoher Temperaturen - und der Problemlösung durch die Zusammenarbeit zwischen Werkstofftechnik und Konstruktion eingegangen werden.

Bei Industrieofenanlagen und Verbrennungsprozessen besteht der Wunsch nach einer Gasförderung bei hohen Temperaturen im Bereich von 1300° C, die von Stahlventilatoren nicht erreicht werden können. Hier kann der Werkstoff Keramik eine Lösung darstellen, aufgrund der werkstoffspezifischen Eigenschaften sind aber besondere Regeln des beanspruchungsgerechten Konstruierens beim Einsatz von Keramik als Konstruktionswerkstoff zu beachten /5/:

Aufgrund der Fertigungsverfahren ergibt sich eine Weibull-Verteilung der Festigkeitskennwerte und die konstruktive Regel, daß Zugspannungen in keramischen Bauteilen vermieden werden müssen. Aus dem gleichen Grund wächst die Schadensgefahr mit größer werdendem Bauteil, so daß hieraus die Konstruktionsregel eines modularen Aufbaus mit Einzelteilen geringerer Ausfallwahrscheinlichkeit im Sinne einer schadenstoleranten Konstruktion abzuleiten ist. Ein modularer

Aufbau bedingt andererseits aber viele Fügestellen, an denen sich wegen der großen Sprödigkeit örtliche Spannungsspitzen ausbilden, die nur durch weiche Zwischenlagen, nicht aber durch Fließvorgänge wie bei den Metallen abgebaut werden können.

Diese Grundregeln des beanspruchungsgerechten Konstruierens mit Keramik bilden den Ausgangspunkt für die Entwicklung von Heißgas-Lüftern.

Bild 11 zeigt im Schnitt schematisch die Darstellung eines Verbundrades. Es besteht aus einer Scheibe aus hochwarmfestem Stahl, die auf der gaszugewandten Seite Aufnahmen für Wärmeisolationmaterial und Nuten für die Keramikschaufeln enthält. Die Scheibe wird mit Hilfe von Druckluft gekühlt, die über die angeschweißte Hohlwelle zugeführt, über radiale Bohrungen verteilt und dann anschließend zur Stirnseite geführt wird. Dieses Verbundrad wurde mit Schaufeln unterschiedlicher Geometrien bestückt, die in Schleuderversuchen und im Heißgasprüfstand auf ihre Festigkeits- und Strömungseigenschaften untersucht wurden /6/.

Die zur Erreichung einer möglichst großen Druckdifferenz rückwärts gekrümmten Schaufeln (**Bild 12**) des ersten Versuchsrades aus RBSN erwiesen sich bezüglich ihrer Festigkeit als kritisch, da trotz Opti-

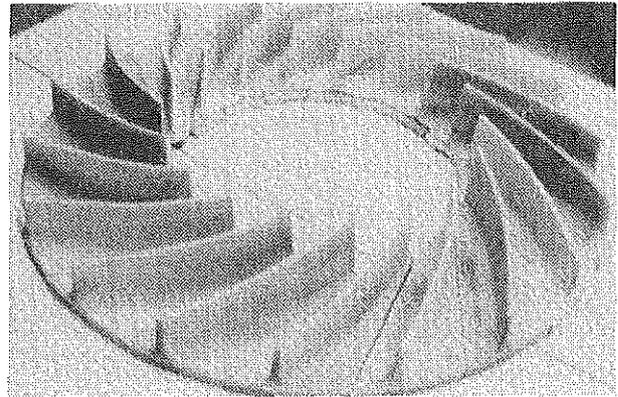


Bild 12: Schaufelsatz mit rückwärts gekrümmten Schaufeln aus RBSN

mierung der Bauform mittels FEM und spannungsoptischer Untersuchungen die durch die Fliehkraft hervorgerufenen Biegespannungen am Schaufelfuß zu kritischem Rißwachstum führten. Eine bezüglich ihrer Festigkeit verbesserte Schaufelform mit geraden Schaufeln aus SiSiC zeigte sich erheblich haltbarer (**Bild 13**). Bei Versuchen im Heißgasprüfstand konnte nachgewiesen werden, daß die an sich ungünstige, aber beanspruchungsgerechtere Konstruktion der Schaufeln die verfahrenstechnische Aufgabe erfüllt. Die Verschlechterung des Wirkungsgrades ist angesichts der thermischen Energien in dem Prozeß unerheblich, die Verschlechterung des Förderverhaltens kann durch eine Erhöhung der Drehzahl ausgeglichen werden (**Bild 14**).

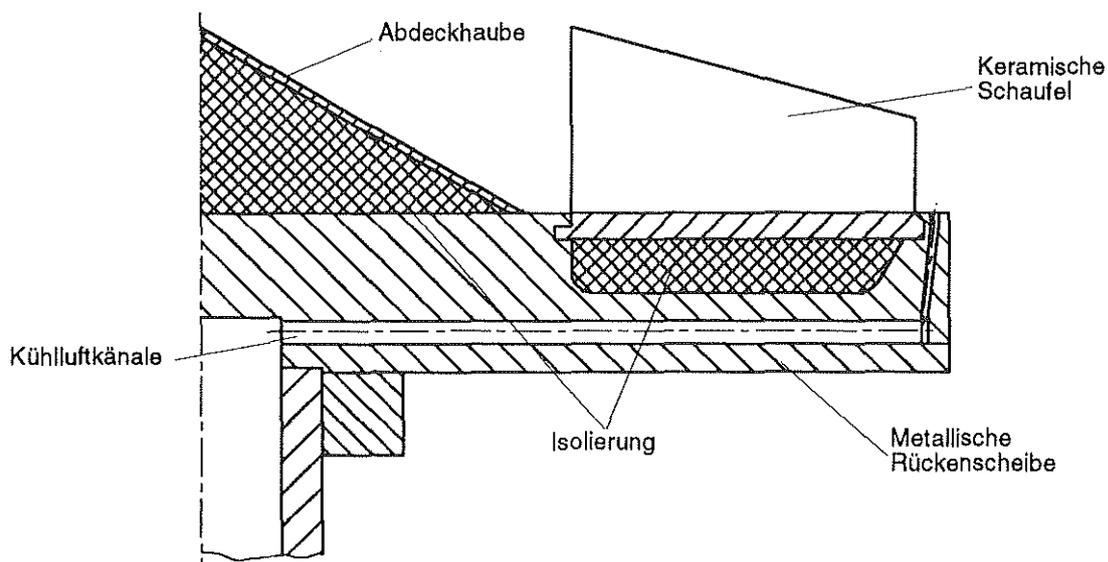


Bild 11: Heißgaslüfter-Verbundrad

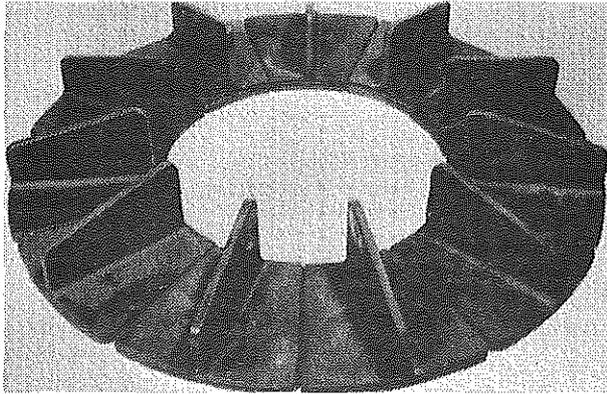


Bild 13: Schaufelsatz mit geraden Schaufeln aus SiSiC

Weitere Unterschiede in der Beanspruchbarkeit ergeben sich durch die Werkstoffeigenschaften. RBSN als schlechter Wärmeleiter ist ein guter Wärmeisulator, ist dadurch aber bei starken Temperaturgradienten durch Wärmespannung gefährdet. Si-SiC besitzt ein gutes Wärmeleitungsvermögen und leidet daher weniger unter Wärmespannungen, gibt aber mehr Wärme an die Rückenscheibe ab. Mit dieser Technik des Metall-Keramik-Verbundrades konnten Temperaturen bis knapp unter 1100 Grad erreicht werden, darüber reichte die Kühlung für die Metallkanten nicht mehr aus.

Als konstruktive Schlußfolgerung aus diesen Erfahrungen wurde ein Laufrad entwickelt, das konsequent im Sinne der Aufgabentrennung die Aufnahme der Fliehkräfte durch zugbeanspruchte Ringe aus Kohlefasern mit einer maximalen Anwendungstemperatur bis 1400°C ermöglicht, während die Übertragung des Drehmomentes und die Zentrierung der Keramikschaufeln durch eine dehnungsgerechte Welle-Nabe-Verbindung mit radialen Mitnehmern verwirklicht wird (Bild 15). Mit Hilfe von Finite-Elemente-Rechnungen kann die Schaufelform so optimiert werden, daß praktisch keine Zugspannungen in den einzelnen Segmenten vorherrschen, bei Verwendung von SiSiC und der Trennung zum Metallträger hinter der Welle-Nabe-Verbindung können auch die Wärmespannungen auf ein Minimum reduziert werden. Bezüglich seiner Festigkeit und des Förderverhaltens verhielt sich dieses Laufrad in den bisher kalt durchgeführten Versuchen hervorragend, Schwierigkeiten ergaben sich im Wuchtverhalten und bei der Drehmomentübertragung im Welle-Nabebereich unter Berücksichtigung der für den Heißgasbetrieb erforderlichen Fügspalte. Das eigentliche konstruktive Problem bei dieser Konstruktion ist die chemische Beständigkeit der Kohlefaserringe bei Vorhandensein von Sauerstoff im Heißgas, das zur Zeit durch unterschiedliche Beschichtungstechniken gelöst werden soll.

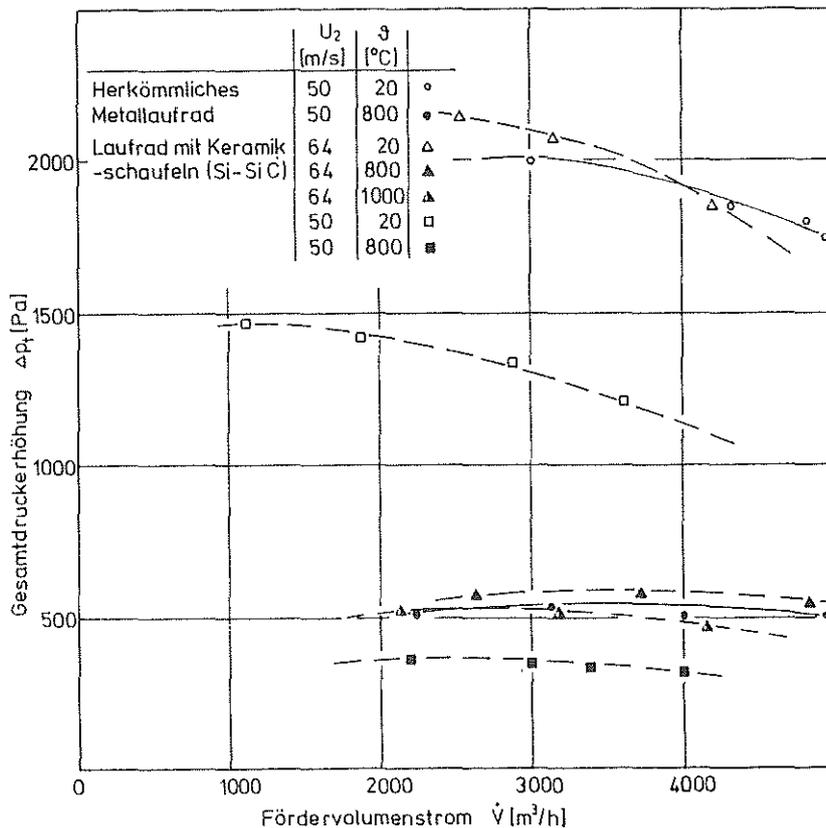


Bild 14: Förderverhalten unterschiedlicher Schaufelräder

Sauerstoff im Heißgas, das zur Zeit durch unterschiedliche Beschichtungstechniken gelöst werden soll.

5. Ausblick und Zusammenfassung

Anhand von Beispielen aus dem Bereich verfahrenstechnischer Maschinen sollte gezeigt werden, daß durch methodische Lösungsfindung, die Anwendung neuer Werkstoff- und Fertigungstechnologien und beanspruchungsgerechtes Gestalten eine erhebliche Leistungsfähigkeit bei der Durchführung verfahrenstechnischer Prozesse mit Hilfe von Maschinen er-

zielt werden kann. In den gezeigten Konstruktionen bedeutet die Verwendung neuer Werkstoffe nicht nur die Erweiterung der verfahrenstechnischen Grenzen, sie erfordert auch neue Techniken bei der Berechnung und Gestaltung der Maschinenbauteile. Mit fortschreitender Technik wird dabei die inter-fakultative Zusammenarbeit von Ingenieuren der Verfahrenstechnik, des Maschinenbaus und der Werkstoffwissenschaften immer zwingender.

Literatur

- /1/ Dietz, P.: Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen, ein neuer Sonderforschungsbe-reich an der TU Clausthal. Mitteilungsblatt des Vereins von Freunden der TU Clausthal, Heft 66 (1988), S. 10 ... 12
- /2/ Ebert, J.: Ein Beitrag zur systematischen Kon- struktion verfahrenstechnischer Maschinen, dargestellt an der Konzeption und Gestaltung ei- ner Feinstklassiermaschine. Diss. TU Clausthal 1989
- /3/ Höffl, K.: Zerkleinerungs- und Klassiermaschi- nen. Springer Verlag 1986
- /4/ Dialer/Onken/Leschonski: Grundzüge der Ver- fahrenstechnik und Reaktionstechnik. Hansa Verlag 1986
- /5/ Morgenroth, S.: Konstruktive Lösungen für form- und kraftschlüssige Verbindungen in der Hoch- temperatur-Anwendung. Diss. TU Clausthal 1990
- /6/ SFB 180: Kolloquium 1989: Konstruktion verfahr- enstechnischer Maschinen. Institut für Maschi- nenwesen der TU Clausthal. Robert Koch Str. 32, 3392 Clausthal-Zellerfeld

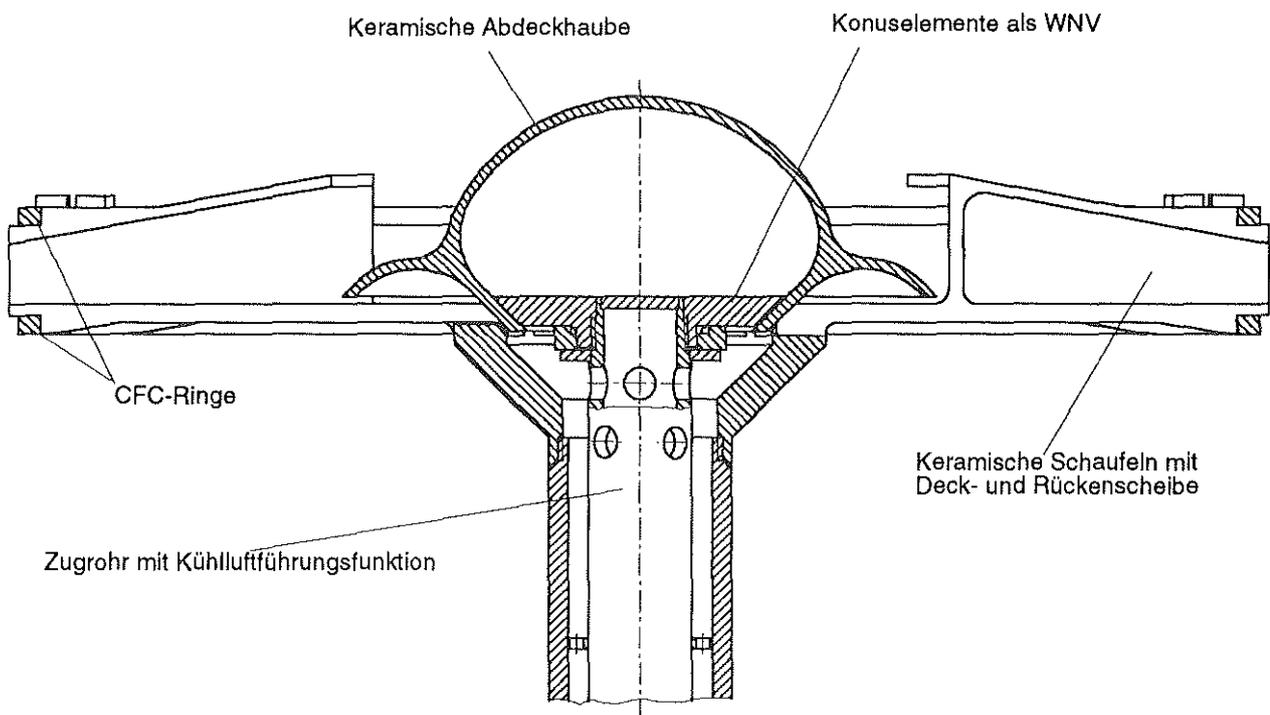


Bild 15: CFC-Verbundrad, Schaufelsatz mit Deckscheiben aus SiSiC

Europäische Forschungsförderung: Verbundprojekte erfolgreich beantragen

M. Holland, U. Prengemann

Das Institut für Maschinenwesen war 1992 mit 3 Anträgen im Brite EuRam II Programm erfolgreich. Dieser Antragsphase ging 1990 eine erfolglose Antragstellung voraus, in der allerdings wichtige Erfahrungen über die Eigenheiten europäischer Projekte gesammelt werden konnten. Der folgende Artikel berichtet über die Besonderheiten europäischer Forschungsprojekte und den Anforderungen an eine erfolgreiche Beantragung dieser Mittel.

1. Einleitung

Mit dem Zusammenwachsen der internationalen Märkte und der Einführung des Europäischen Binnenmarktes nimmt die internationale Dimension der Forschung zu und die Anforderungen wachsen. Beispielhaft dafür ist die Mitarbeit des Instituts für Maschinenwesen in der internationalen normungsbegleitenden Forschung in den Bereichen STEP (Standard for the Exchange of Product Model Data) und lärmarme Konstruktionen. Zudem sichert die Tätigkeit in internationalen Projekten den Zugriff auf neueste Entwicklungen und erweitert den eigenen Horizont. Dem entgegen stehen die geringen Mittel, die ein Institut aus seinem Hochschulhaushalt für internationale Aktivitäten aufwenden kann. Hier bietet sich die Mitarbeit an geförderten Forschungsvorhaben mit internationaler Beteiligung an.

2. Wissenschaftsförderung durch die Europäische Gemeinschaft

Seit 1983 wird die Forschungsförderung in der Europäischen Gemeinschaft durch Rahmenprogramme koordiniert. Innerhalb dieser Rahmenprogramme werden spezielle Forschungsschwerpunkte definiert. 1990 wurde das 3. Rahmenprogramm aufgelegt. Es hat ein Budget von 5,7 Milliarden ECU (ca. 11 Mrd. DM) und eine Laufzeit von 5 Jahren. Es beinhaltet 15 Programme aus verschiedenen Themenbereichen, beispielsweise Informationstechnologie, Kommunikationstechnologie, Biotechnologie, Umwelt, agrarwirtschaftliche For-

schung sowie industrielle Technologien und Werkstoffe (Brite EuRam II). Zu jedem dieser Themenbereichen werden von der EG eine Vielzahl von Problemstellungen definiert, zu denen dann entsprechende Anträge gestellt werden können. Neben der fachlichen Schwerpunktsetzung werden verschiedene Projektarten innerhalb eines Programms ausgeschrieben. Im Brite EuRam II Programm gibt es folgende Projektkategorien:

- Industriebezogene Forschung:

Sie hat am Brite EuRam II Programm den größten Anteil. Hier muß die Forschung in die Erstellung eines Prototypen münden, der nach Projektende in einem überschaubaren Zeitraum in ein serienreifes Produkt überführt werden kann. Die Konsortien bestehen aus mehreren europäischen Industrieunternehmen und Forschungsinstituten sowie Universitäten. Allerdings ist der Anteil der Universitäten beschränkt.

- Anwendungsorientierte Grundlagenforschung:

Diese Projekte behandeln Problemstellungen, die vor einem Industrieprojekt geklärt werden müssen. Ziel dieser Projekte ist es daher auch, aus ihnen industrielle Projekte zu entwickeln. In der Grundlagenforschung ist die direkte Beteiligung von Industriepartnern nicht erforderlich, es müssen sich allerdings Interessenten bereiterklären, das Projekt zu begleiten und zu unterstützen.

- Kooperative Forschung:

Diese Projekte sollen es Unternehmen ohne eigene Forschungsabteilung ermöglichen, in ihrem Auftrag Forschungs- und Entwicklungsarbeiten von Instituten ausführen zu lassen.

- Weitere Projekte:

Ein kleiner Teil des Budgets des Programms wird für konzertierte Aktionen zur Koordinierung verschiedener miteinander verbundener Forschungsprojekte, für Durchführbarkeitsstudien und für spezielle Ausbildungsprogramme verwendet.

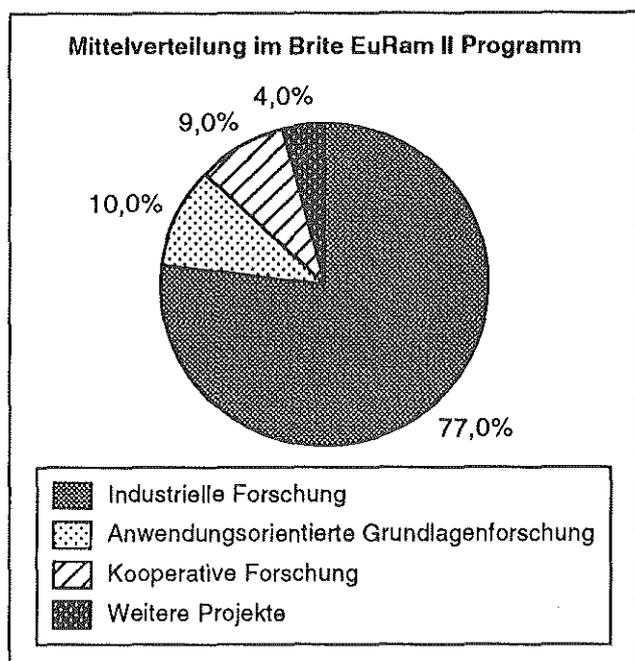


Bild 1: Mittelverteilung im Brite EuRam II Programm

3. Grundlegende Anforderungen

Bevor auf die einzelnen Projektanträge und Erfahrungen des IMW im einzelnen eingegangen wird, soll im folgenden ein kurzer Überblick über die wesentlichen Randbedingungen europäischer Projekte gegeben werden.

Zeitlicher Ablauf

Jede Antragsphase beginnt mit der Veröffentlichung des Projektrahmens und der Schwerpunktthemen. Bald darauf findet ein Informationstag für potentielle Antragsteller statt. Anschließend können über einen Zeitraum von ca. 6 Monaten Anträge bei der EG eingereicht werden. Die Bewertung aller Anträge bis zur Benachrichtigung der Antragsteller nimmt noch einmal weitere 3-4 Monate in Anspruch. Für alle positiv bewerteten Projekte folgt eine Phase der Vertragsverhandlungen mit der EG, die je nach Projektumfang weitere 3 Monate dauern kann.

Rahmenbedingungen für den Antrag

Bei der Stellung eines Projektantrages sind eine Vielzahl von Rahmenbedingungen der EG zu beachten.

Die Zusammensetzung des Konsortiums

Für ein EG-Forschungsprojekt spielt das Konsortium eine entscheidende Rolle. Eine Grundidee der

Europäischen Forschungsförderung ist die Erhöhung der Wettbewerbsfähigkeit der europäischen Industrie und die bevorzugte (aber nicht ausschließliche) Förderung von kleinen und mittleren Unternehmen. Dies sind nach EG-Richtlinien Unternehmen mit weniger als 500 Mitarbeitern und einem Umsatz unter 38 Mill. ECU. Sie dürfen weiterhin nicht zu mehr als 1/3 in der Hand einer größeren Organisation sein.

Weiterhin soll die Forschungsförderung zum Zusammenwachsen Europas beitragen. Daher müssen in jedem Projekt unabhängige Partner aus mindestens zwei unterschiedlichen EG- oder EFTA-Staaten zusammenarbeiten. Partner aus EFTA-Staaten erhalten jedoch keine Förderung durch die EG, meist aber aus eigenen nationalen Förderprogrammen.

Zusammengefaßt heißt das für ein EG-Projekt, das man ein europäisches Konsortium mit Beteiligung von kleinen und mittleren Unternehmen aufbauen muß, wodurch sich das Problem der Partnersuche ergibt.

Partnersuche

Die beste Art ein Konsortium für einen EG Antrag zu bilden, ist die Nutzung bestehender Kontakte. Nun ist es teilweise schwierig, zu den verschiedenen Forschungsvorhaben geeignete Partner aus verschiedenen EG Mitgliedstaaten zu finden. Die EG versucht diesem Problem durch die Einrichtung von Informationstagen für Antragsteller zu begegnen. Man kann dieses Treffen auch als Partnerbörse bezeichnen. Wesentliches Hilfsmittel zur Partnersuche sind sogenannte Interessensbekundungen. Dies sind Projektskizzen, die hier ausgehängt werden und die eine Projektidee kurz beschreiben. Daneben wird die eigene fachliche Kompetenz und das gewünschte Profil der gesuchten Partner dargestellt. Im Verlauf des Treffens können auf Basis der Projektskizzen erste persönliche Kontakte hergestellt werden. Eine spätere Partnersuche ist durch die Nutzung spezieller EG Datenbanken, in denen alle Projektskizzen abgelegt sind, möglich.

Koordination

Zur Organisation wird in jedem Projekt ein Koordinator benötigt, der das Projekt auch gegenüber der

EG vertritt und die finanzielle Abwicklung mit der EG vornimmt. Daher ist eine Forderung der EG an den Koordinator, daß er entsprechende Erfahrungen im Management aufweist und vor allem die entsprechenden haushaltsrechtlichen Voraussetzungen mitbringt. Im Allgemeinen werden diese Voraussetzungen von Universitäten nicht erfüllt. Daher sind sie als Koordinatoren von Industrieprojekten nicht geeignet.

Finanzierung

Die EG trennt bei der Forschungsförderung zwischen Industrie und Hochschulen. Industriepartnern werden bis zu 50% ihrer Projektaufwendungen ersetzt, während Hochschulen in der Regel ihre Kosten zu 100% erstattet bekommen.

Dem Eigenanteil der Industriepartner stehen die Vorteile durch die gemeinsame Nutzung der Forschungsergebnisse und das hohe Innovationspotential gegenüber. Vom Standpunkt eines innovativen Unternehmens aus kann man die EG Förderung auch als Zuschuß an den ohnehin durchzuführenden Forschungsarbeiten betrachten. Unter diesem Gesichtspunkt ergibt sich gerade für mittelständische Unternehmen ein erheblicher Anreiz für die Beteiligung an EG Projekten.

Geheimhaltung der Forschungsergebnisse

Besonders für Industriepartner ist die Geheimhaltung von entscheidender Bedeutung für die Beteiligung an einem Projekt. Diese wird im Rahmen der Vertragsverhandlungen mit der EG und durch den Abschluß eines Konsortial-Vertrages der Partner untereinander geregelt. Im Rahmen der Verträge wird die Weitergabe von vor Projektbeginn vorhandenem know-how sowie der Projektergebnisse an die Partner und an Dritte festgelegt. Grundsätzlich behandelt die EG Forschungsergebnisse aus ihren Projekten vertraulich. Allerdings wünscht sie auch Veröffentlichungen zum Projekt, soweit dies nicht die vitalen Interessen der Partner verletzt.

Projekthinhalte

Entscheidend für ein Projekt ist zunächst die Idee. Die im Rahmen der Forschungsarbeiten zu behandelnde Problemstellung muß klar formuliert werden und Lösungswege müssen unter Berücksichtigung

der Durchführbarkeit aufgezeigt werden. Die Beschränkung auf ein wesentliches Problem ist sinnvoller als die Betrachtung vieler Randprobleme, für die dann keine zufriedenstellende Lösung gefunden wird. Speziell bei der anwendungsbezogenen Forschung muß klar gezeigt werden, in was für ein Produkt die Forschung münden soll, während zielorientierte Grundlagenforschung aufzuzeigen hat, wie sie in ein späteres anwendungsbezogenes Projekt überführt werden kann.

4. Frühere Anträge des IMW

Im Jahr 1990 hat das IMW erstmals an einer Antragsphase der EG aktiv teilgenommen. Es wurden zwei Projektskizzen mit den Titeln Integrated Designer Workplace for Standard and Repeated Parts und Structured Provision of Quality Data for the Design Process definiert. Im zweiten Projekt wurde ein Antrag unter dem Titel SQUID (Structured Provision of Quality Information for the Usage in the Design Process) bei der EG eingereicht.

Zum Konsortium gehörten ein spanischer Hersteller von Spritzgußformen, ein griechisches Softwarehaus, ein italienisches Forschungsinstitut mit dem Schwerpunkt Qualität sowie ein italienisches Konsultingunternehmen. Die Projektleitung übernahm das englische Softwarehaus.

Von der EG wurde dieser Antrag ablehnend begutachtet.

- | |
|--|
| <ul style="list-style-type: none"> - Es dürfen bei den Projektpartnern keine großen Überlappungen in den Aufgaben und ihren Fähigkeiten vorliegen. - Die internationale Zusammensetzung des Konsortiums ist wichtig - Das Projektziel muß eindeutig formuliert sein - Die Durchführbarkeit des beabsichtigten Lösungsweges darf keinen Zweifel zulassen. |
|--|

Bild 2: Wichtige Randbedingungen für EG-Projekte

Besonders wichtig ist die Definition des Projektzieles. Hier sollte nach dem Motto "weniger ist mehr" verfahren werden.

Die Richtigkeit dieses Mottos läßt sich am Beispiel eines Projektes zur Zugangskontrolle im Flugverkehr aufzeigen. Im Rahmen dieses Projektes wurde ein System entwickelt, das eine Kontrolle von befördertem Gepäck und zugestiegenen Passagieren erlaubt. Hierzu werden Barcodes beim einchecken auf die Bordkarte des Passagiers und das Gepäck geklebt. Die Codes werden beim Einsteigen der Passagiere und Laden der Gepäckstücke erneut gelesen und auf Übereinstimmung geprüft, um festzustellen, ob Gepäck von nicht mitfliegenden Passagieren befördert wird. An diesem Projekt wird die Bedeutung von klaren Projektzielen und eindeutigen Lösungswegen besonders deutlich.

Erneute Beantragung

Betrachtet man die Arbeit, die in die Antragserstellung geflossen ist, und die Tatsache, daß der Kontakt zu den Projektpartnern bereits besteht, erscheint es sinnvoll, einen abgelehnten Antrag neu einzureichen. Mit den gewonnenen Erfahrungen und unter Berücksichtigung der Ablehnungsgründe läßt sich mit verhältnismäßig geringerem Aufwand ein besserer Antrag erstellen.

So wurde in der Antragsphase 1991/92 das SQUID Projekt als Basis für einen erfolgreichen Neuantrag unter dem Titel PICASSO genutzt.

5. Antragsphase 1991/92

In der Antragsphase 1991/92 des Brite EuRam II Programms konnte das IMW die aus der ersten Antragsphase gewonnenen Erfahrungen erfolgreich umsetzen. Zunächst wurden anhand der Ausschreibungen im Programm eine Reihe von Themen definiert, die dann als Interessensbekundungen in Brüssel verbreitet wurden. Entsprechend den Forschungsgebieten des IMW sollten zu den nachfolgend aufgeführten Themen bzw. Themengebieten Anträge gestellt werden. Diese Projektideen hatten eine sehr gute Resonanz und führten zu einer Reihe von vielversprechenden Kontakten.

Themenschwerpunkte des IMW im Brite EuRam II Programm:

1. Aufbau und Elemente des integrierten Konstruktionsarbeitsplatzes, Anforderungen
2. Normteile in Konstruktionsprozeß
3. Qualitätsinformationen für den Konstrukteur
4. Fertigungsinformationen für den Konstrukteur
5. Konstruktion lärmarmen Maschinen
6. Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen
7. Konstruieren mit Keramik
8. Konstruieren mit Faserverbundwerkstoffen
9. Rechnergestützte Konstruktion von Seiltrommeln

Bild 3: Themenschwerpunkte

Daneben erfolgte die Partnersuche durch bereits bestehende Industriekontakte, Beziehungen aufgrund des abgelehnten SQUID Projektes, Besuch der Informationstage für Antragsteller in Brüssel und mit Hilfe der EG Datenbank. Insgesamt wurden 7 Projektteams gebildet und Anträge definiert.

Im Verlauf der Antragsdefinition wurden mit nationalen Kontaktstellen in Brüssel die Erfolgsaussichten der Anträge sowie deren Schwachstellen diskutiert.

Von den sieben geplanten Anträgen wurden 5 bei der EG eingereicht. In zwei Projekten waren wichtige Partner so kurzfristig vor dem Abgabetermin abgesprungen, daß sie nicht ersetzt werden konnten. Drei der fünf beantragten Projekte wurden von der EG positiv bewertet. Gemessen an einer durchschnittlichen Erfolgsquote bei Euro-Projekten von 15-20% können wir auf dieses Ergebnis durchaus stolz sein.

Die Gutachter haben bei den EG Projekten sehr hohe Anforderungen an die Professionalität der Anträge. So werden eine Vielzahl von Anträgen bereits vor der Begutachtung wegen Formfehler zurückgewiesen, ohne das überhaupt der Inhalt zur Debatte stand. Das Bewertungsschema der EG kennt dann folgende Stufen der Bewertung:

A1	mit sehr gut bewertet
A2	sehr gut mit geringen Einschränkungen
B	gute Anträge
C	Anträge mit einigen Mängeln

Bild 4: Bewertungskategorien der EG

Die Verteilung der einzelnen Bewertungsgruppen auf die 1166 gestellten Anträge zeigt das folgende Bild.

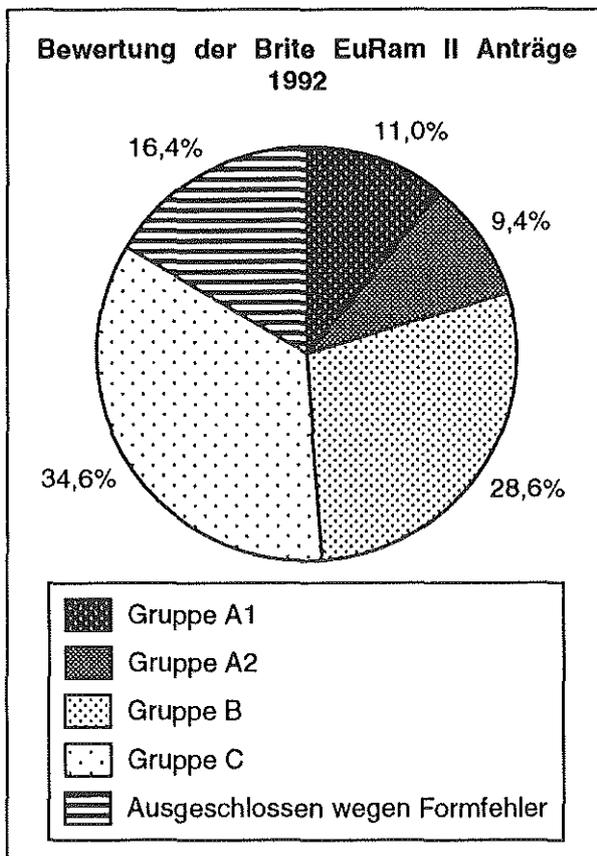


Bild 5: Verteilung der Antragsbewertung

In der Antragsphase 1991/92 wurden von der EG nur die Projekte mit den Bewertungen A1 und A2 für eine Förderung berücksichtigt.

6. Erfolgreiche Projekte

Im folgenden sollen die erfolgreichen Projekte des IMW kurz dargestellt werden. Über ihren Fortgang wird in den nächsten Institutsmittellungen zu berichten sein.

AMANIS

Ziel des AMANIS-Projekts (AMANIS = Advanced Manufacturing Information System for the Designer) ist es, einen Ansatz für die Bereitstellung von aktuellen Fertigungsinformationen für die Konstruktion zu entwickeln. Das Konsortium besteht aus den Partnern

- IMW TU Clausthal,
- National Technical University of Athens, Division of Computer Science und
- University of Wales College of Cardiff, School of Electrical, Electronic and Systems Engineering.

Da es sich hier um ein reines Hochschulprojekt handelt, wurde die Projektleitung vom IMW als Initiator des Antrages übernommen. Das IMW hat damit als erstes Institut der TU Clausthal die Koordination eines EG Projektes übernommen.

Das AMANIS-Projekt hat am 1.11.1992 begonnen und läuft 3 Jahre. Es werden Analysen des Konstruktions- und Fertigungsprozesses durchgeführt und ein Informationsbereitstellungsansatz entwickelt. Dabei liegt der Schwerpunkt auf aktuellen, unternehmensspezifischen Fertigungsinformationen, die heute bei den Ansätzen des fertigungsgerichteten Konstruierens noch nicht berücksichtigt werden.

PICASSO

Für die Beantragung des PICASSO (Practical and Intelligent CAD for Assembly Objects) Projektes wurden die Erfahrungen aus dem SQUID Antrag genutzt. Gemeinsam mit dem spanischen Partner wurde die Projektidee fortgeführt. Aufgrund guter Kontakte der spanischen Firma zu einem englischen CAD-Anbieter wurde das Konsortium aus den unten aufgeführten Partnern gebildet:

- DELCAM International, Großbritannien
- IMW TU Clausthal
- Mares, Spanien
- Technocad, Irland
- University of Liverpool, Großbritannien

DELCAM International hat die Koordination des Projektes übernommen. Unter Einbringung der in der Zwischenzeit gewonnenen Erfahrungen aus dem alten Projektantrag und aus der Mitarbeit des IMW im internationalen Normungsvorhaben STEP konnte der Antrag erfolgreich gestellt werden. Im Rahmen des Projektes soll eine wissensbasierte Umgebung für die Konstruktion von Spritzguß- und Umformwerkzeugen definiert werden. Hierzu werden entsprechende Wissensbanken für die Montage unter besonderer Berücksichtigung von funktionsorientierten Toleranzanforderungen entwickelt. Die für die Kopplung mit den wissensbasierten Systemkomponenten notwendigen Erweiterungen des CAD-Systems werden ebenfalls im Rahmen des Projektes durchgeführt.

Das PICASSO Projekt beginnt im Januar 1993 und hat eine Laufzeit von 3 Jahren.

EQUIP

Das Projekt EQUIP (Work Methodology for Quiet Products) hat zum Ziel, ein Informationssystem zum lärmarmen konstruieren zu entwickeln. Das Konsortium besteht aus:

- Netherlands Organization for Applied Scientific Research TNO,
- BeSB GmbH, Schalltechnisches Büro, Deutschland,
- CETIM - Centre Technique des Industries Mecaniques, Frankreich,
- Caterpillar Belgium S.A.
- Faun Umwelttechnik GmbH, Deutschland
- CIAT - Compagnie Industrielle d'Applications Thermiques, Frankreich und
- IMW TU Clausthal.

TNO aus Holland fungiert als Koordinator. Es wird eine allgemeingültige Methode des lärmarmen Konstruierens entwickelt. Diese Methode wird Grundlage für eine Wissensbasis und ein Expertensystem für das lärmarme Konstruieren sein. Das Projekt beginnt am 1.1.1993 und läuft 4 Jahre.

7. Zusammenfassung

Mit der erfolgreichen Beantragung von Forschungsprojekten in der EG hat das Institut für Maschinenwesen einen weiteren Schritt in Richtung Europa getan. Dieser Schritt war jedoch nicht einfach und erforderte einen erheblichen Lernprozeß, da die Anforderungen an die Professionalität und die Qualität der Anträge in Brüssel sehr hoch sind.

Das IMW möchte aber auch in Zukunft auf diesen Erfahrungen aufbauen und wird sich aktiv an der gerade begonnenen Antragsphase 1992/93 beteiligen. Dabei nutzen wir vorhandene Kontakte aus früheren, erfolglosen Projekten ebenso wie wir uns um neue Kontakte bemühen.

Analytische Berechnung der Beanspruchungen in Bolzen-Lasche-Verbindungen

F. Rothe

Zugelemente wie Ketten werden gewöhnlich mit Hilfe der zuvor experimentell im Zugversuch ermittelten Bruchlast ausgelegt. Diese wird mit einer Reihe von Faktoren beaufschlagt, die den Einfluß von in der Praxis auftretenden Größen wiedergeben sollen. Örtlich unterschiedliche Beanspruchungen im Bauteil werden nicht ermittelt. Das Zugelement wird „ganzheitlich“ betrachtet.

Der Nachteil dieser aus der Praxis kommenden Auslegungsmethode ist, daß Bauteiloptimierungen nur durch aufwendige Versuchsreihen möglich sind. Verbesserungen erfolgen weniger aus Erkenntnis als vielmehr aus Erfahrung.

Belastungen (Kräfte, Momente), deren zeitliches Auftreten (Belastungsspitzen, Lastwechsel) und systembedingte Einflußgrößen (diskontinuierlicher Betrieb, Eingriffsschläge) lassen sich während der Projektierungsphase nur durch Erfahrungswerte oder aufwendige Simulationen bestimmen. Aber auch bei weitgehend unbekanntem äußeren Lasten lassen sich Bauteile durch rechnerischen Vergleich optimieren.

1. Grundlagen

1.1 Geometrie

Als Ansatz zur Bauteilbeschreibung wird für den gebogenen Teil der Lasche, im folgenden kurz Öse genannt, das mechanische Modell eines stark gekrümmten Balken gewählt. An diesen schließt sich optional ein Schenkel (mechanisches Modell: gerader Balken) an.

Wie bei der Biegung ungekrümmter Stäbe sind zwei Voraussetzungen entscheidend:

1. Die Querschnitte sind zur Biegungsebene symmetrisch (gerade Biegung)
2. Die Querschnitte stehen vor und nach der Belastung senkrecht zur Neutralen Faser (Bernoulli-Hypothese)

Die Diskussion über die Zulässigkeit dieser Modellannahme soll zunächst zurückgestellt werden und erst abschließend im Vergleich mit anderen Verfahren erörtert werden.

Da zwischen zwei zur Stabachse normalen Querschnitten die Fasern unterschiedliche Länge haben, kommt es beim gekrümmten Stab zu keiner linearen, sondern einer hyperbolischen Spannungsverteilung.

Die Hauptnormalspannung σ in einem Stab summiert sich aus Zug- und Biegeanteil. Während die Zugspannung σ_z über die Stabdicken- und -breite konstant bleibt, ändert sich die Biegespannung σ_b sowohl über den Stabquerschnitt als auch über die Stablänge. Die Spannung läßt sich nach folgender Gleichung berechnen:

$$\sigma = \sigma_z + \sigma_b$$

$$\sigma = \frac{F_n}{A} + \frac{M_b}{A \rho} \left(1 + \frac{A \rho^2}{J} \frac{\eta}{\rho + \eta} \right) \quad \{1\}$$

mit

$$J = \int_A \eta^2 \frac{\rho}{\rho + \eta} dA$$

wobei

- σ Normalspannung
- σ_z Zugspannung
- σ_b Biegespannung
- A Fläche des Stabquerschnittes
- J Flächenträgheitsmoment für gekrümmte Stäbe
- ρ Krümmungsradius der Stabschwerpunktlinie
- η vorzeichenbehafteter Faserabstand eines Flächenstreifens von der Schwerpunktschwerachse positiv, wenn er außerhalb des Krümmungsradius liegt
- F_n vorzeichenbehaftete Normalkraft positiv, wenn Zugkraft
- M_b vorzeichenbehaftetes Biegemoment positiv, wenn die Krümmung zunimmt, d. h. der Krümmungsradius kleiner wird

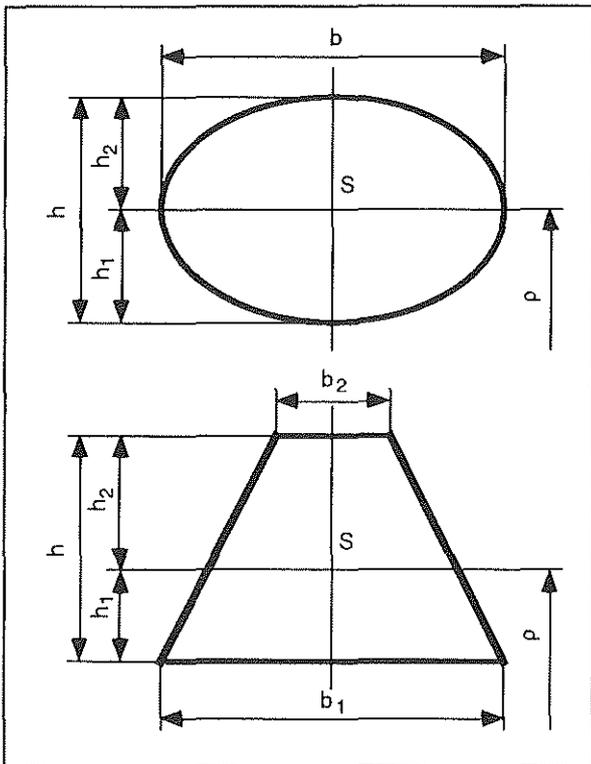


Bild 1: Benennung der Querschnittparameter für elliptische und trapezförmige Querschnitte

Ist der Krümmungsradius ρ sehr viel größer als die Laschenbreite ($\rho \gg \eta$), so geht das Flächenträgheitsmoment J für gekrümmte Stäbe in das bekannte Flächenträgheitsmoment I für gerade Stäbe über.

Die Berechnung des Flächenträgheitsmomentes eines gekrümmten Querschnittes ist in der Ausführung nicht so einfach, wie es die Ansatzfunktion suggeriert. Insbesondere für komplexere Formen ergeben sich komplizierte Lösungen.

In diesem Fall soll die Lösung exemplarisch für einen Kreis- und Rechteck-Querschnitt angegeben werden. Beides stellen Spezialfälle der Ellipse ($r = h/2 = b/2$) bzw. des Trapezes ($b = b_1 = b_2$) gemäß

Bild 1 dar. Die allgemeineren Formeln für trapezförmige Querschnitte oder zusammengesetzte Profile sind wesentlich komplexer.

Für den Kreis-Querschnitt gilt:

$$A_K = \pi r^2$$

$$I_K = A_K \frac{r^2}{4}$$

$$J_K = \rho^2 A_K \left\{ 2 \frac{\rho}{r} \left[\frac{\rho}{r} - \sqrt{\left(\frac{\rho}{r}\right)^2 - 1} \right] - 1 \right\}$$

Für ein Rechteck-Querschnitt ist dagegen:

$$A_R = b h$$

$$I_R = A_R \frac{h^2}{12}$$

$$J_R = \rho^2 A_R \left(\frac{\rho}{h} \ln \frac{\frac{\rho}{h} + \frac{1}{2}}{\frac{\rho}{h} - \frac{1}{2}} - 1 \right)$$

Für einer Höhe $h = 50 \text{ mm}$ und einer Breite $b = 50 \text{ mm}$ ergeben sich folgende Flächen und Trägheitsmomente bei unterschiedlichen mittleren Krümmungsradien ρ :

Parameter	Einheit	Kreis	Rechteck
A	mm ²	1963	2500
J ($\rho=50 \text{ mm}$)	mm ⁴	352432	616318
J ($\rho=75 \text{ mm}$)	mm ⁴	325125	558557
J ($\rho=100 \text{ mm}$)	mm ⁴	316775	541252
I	mm ⁴	306796	520833

Das Rechteck verhält sich ca. 70 % steifer als der Kreis, ist aber nur um 25% größer. Günstig sind demnach z.B. **I**- oder **T**-Profile. Die Berechnung ist in diesem Fall komplizierter, aber bei Rechneinsatz für den Anwender kein Problem, da die Trägheitsmomente numerisch ermittelt werden können.

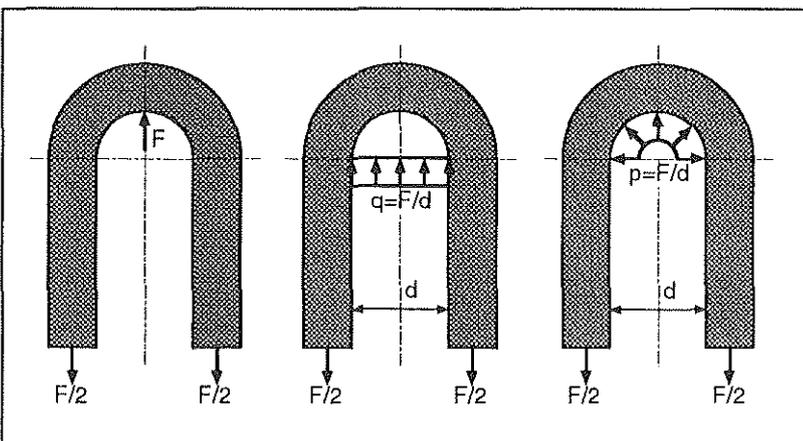


Bild 2: Varianten der Lasteinleitung

außen: punktförmige Lasteinleitung für Laschen mit großem Bolzenspiel und Gliederketten

mitte: streckenförmige Lasteinleitung für Laschen mit kleinem Bolzenspiel

innen: druckförmige Lasteinleitung für Laschen mit keinem oder kleinstem Bolzenspiel

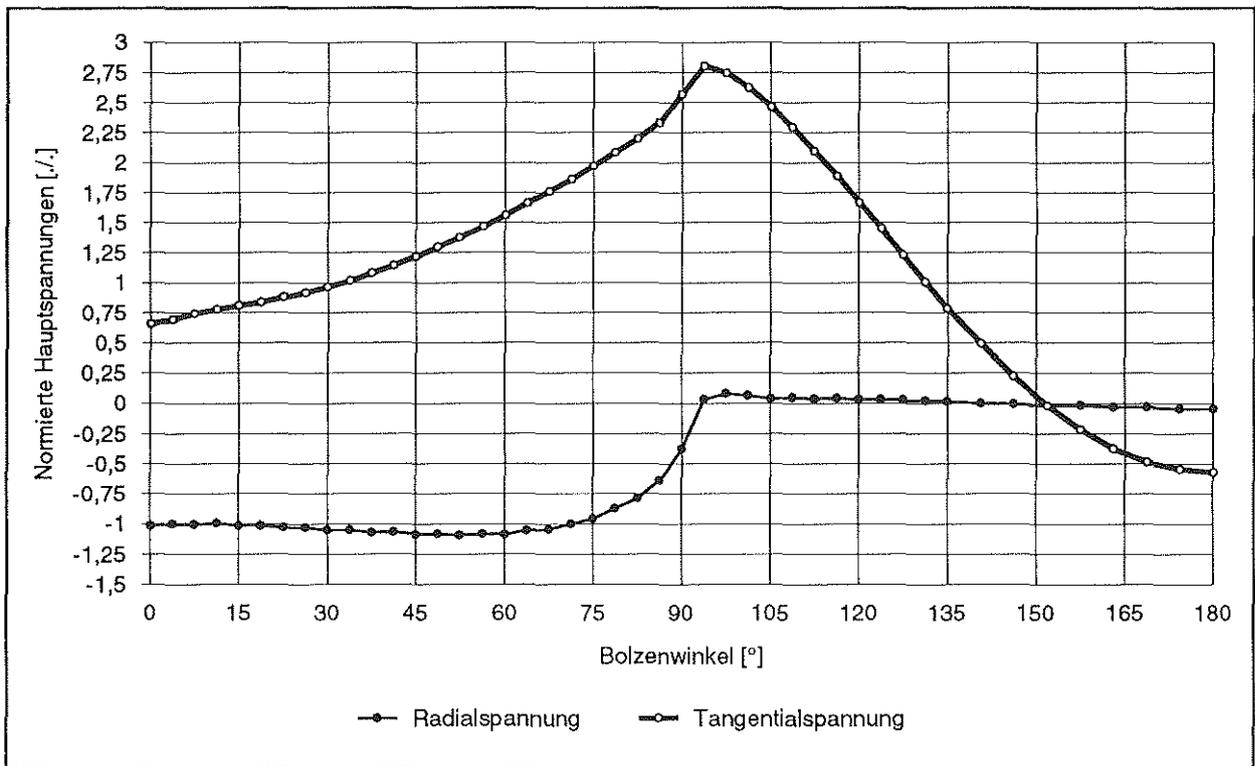


Bild 3: Normierte Radial- und Tangentialspannungen über den Bolzenwinkel ($0^\circ =$ Scheitel, $90^\circ =$ Wange) bei einer spielfreien Bolzen-Lasche-Verbindung ($F = 10 \text{ kN}$, $r_1 = 50 \text{ mm}$, $r_a = 100 \text{ mm}$, $s = 150 \text{ mm}$, $t = 1 \text{ mm}$, $E = 210000 \text{ N/mm}^2$, $\nu = 0,3$). Normiert wurde die Radialspannung auf die Lochleibung und die Tangentialspannung auf die Wangennennspannung.

Bis ca. 75° liegt ein nahezu konstanter Druck in der Laschenbohrung an, der dann kosinusförmig bis ca. 95° auf 0 abfällt. Kritisch ist die Tangentialspannung bei ca. 90° . Sie nimmt (in diesem Fall) ein Maximum von 275 % der Nennspannung in der Wange an.

1.2 Lasteinleitung

Die Lasteinleitung in die Lasche hängt im wesentlichen vom Bolzenspiel ab. Analytisch relativ einfach zu rechnen sind die Lasteinleitungsvarianten gemäß **Bild 2**.

Bei einem *großen Bolzenspiel* beträgt die tragende Breite nur einen Bruchteil des Bolzendurchmessers. In diesem Fall kann man näherungsweise mit einer punktförmigen Last rechnen, wobei die Beanspruchungen am Ort der Lasteinleitung singular und damit gegen Unendlich werden.

Bei einem *kleinen Bolzenspiel* – wie es in den meisten technischen Anwendungen vorliegt – rechnet man dagegen mit einer streckenförmigen oder sogar druckförmigen Lasteinleitung. In der Praxis liegt eine Mischform vor, die zwar analytisch leicht zu beschreiben ist, aber in der Folge zu unübersichtlichen Lösungen führt (**Bild 3**).

Mit der streckenförmigen Last liegt man auf der sicheren Seite, mit der druckförmigen dagegen näher an den wahren Werten.

1.3 Fesselung

Man kann grundsätzlich vier verschiedene Fesselungen unterscheiden (**Bild 4**):

1. Enden frei
2. Enden nicht verdrehbar aber verschieblich
3. Enden nicht verschieblich aber verdrehbar
4. Enden nicht verdrehbar und nicht verschieblich

Die vier Fesselungsfälle lassen sich durch Setzen der entsprechenden Randbedingungen und anschließenden Lösen des Gleichungssystems bestimmen. Dabei sind die Gleichungen für die Normalkraft F_n , das Biegemoment M_b , die Verzerrung γ und Dehnung ϵ von Bedeutung. Aus den beiden letzteren läßt sich durch Integration über den

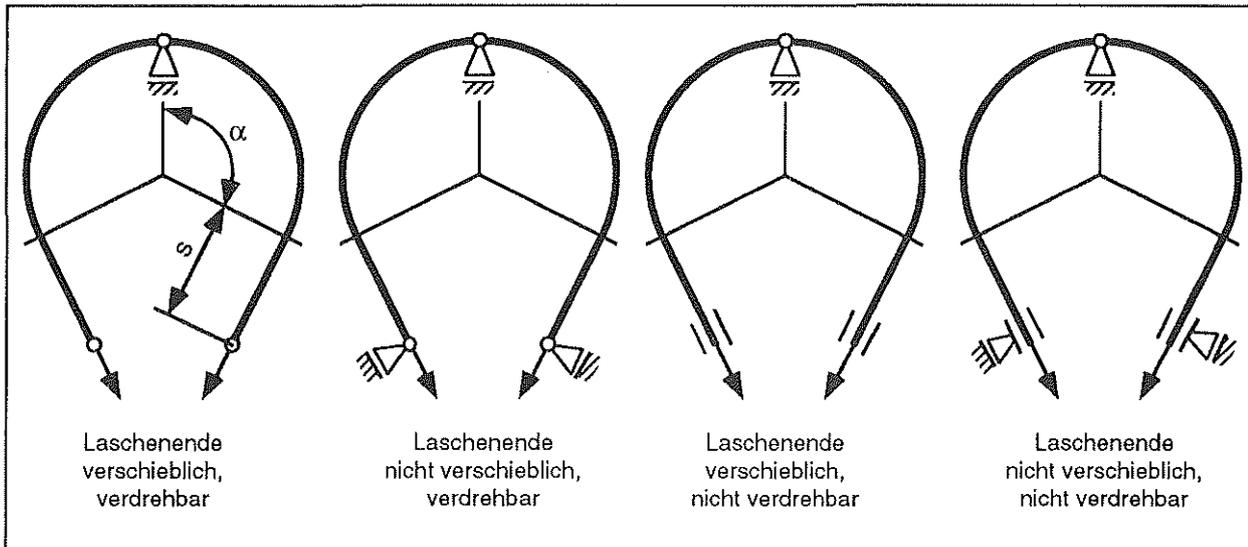


Bild 4: Fesselungsvarianten an einer beliebig geformten Lasche (Ösenwinkel $\alpha \neq 90^\circ$, Schenkellänge $s \neq 0$)

Ösenwinkel die Verschiebung δ und Verdrehung β berechnen.

Im folgenden soll das Berechnungsverfahren für die punktförmige Lasteinleitung vorgestellt werden. Diese liegt näherungsweise bei Gliederketten oder Gelenken mit großem Spiel ($> 5\%$) vor. Die anderen Lastmodelle lassen sich analog berechnen.

2. Ansatzfunktionen

Die Normalkraft im gekrümmten Teil der Lasche beträgt an einem beliebigen Ort in der Öse:

$$F_O = F_z \sin \varphi + F_s \cos \varphi$$

Das Biegemoment in der Öse errechnet sich entsprechend:

$$M_O = F_z r (1 - \sin \varphi) - F_s r \cos \varphi - M_s$$

Die Verzerrung an einem beliebigen Ort in der Öse ergibt sich nach durch

$$\gamma_O = \frac{F_O + \frac{M_O \kappa + 1}{r \kappa}}{A E}$$

$$\gamma_O = \frac{F_z r (1 + \kappa - \sin \varphi) - F_s r \cos \varphi - M_s (1 + \kappa)}{A E \kappa r}$$

wobei κ ein auf die Form normiertes und damit dimensionsloses Flächenträgheitsmoment ist:

$$\kappa = \frac{J}{A \cdot r^2}$$

Für die Dehnung gilt entsprechend:

$$\epsilon_O = \frac{F_O + \frac{M_O}{r}}{A E}$$

$$\epsilon_O = \frac{F_z r - M_s}{A E r}$$

Nach Voraussetzung ist die Dehnung unabhängig vom Ort (η, φ) der betrachteten Faser.

Es sind

F_n Normalkraft am Laschenende (Zugkraft)

F_q Querkraft am Laschenende (Lagerkraft)

M_b Biegemoment am Laschenende (Lagermoment)

F_s Querkraft am Ösenende

(Schnittkraft bei Lasche; Lagerkraft bei Öse)

M_s Biegemoment am Ösenende

(Schnittmoment bei Lasche; Lagermoment bei Öse)

F_O Längskraft an einem beliebigen Ort (η, φ) in der Öse

M_O Biegemoment an einem beliebigen Ort (η, φ) in der Öse

A Fläche des Laschenquerschnitts

E Elastizitätsmodul der Lasche

γ_O Verzerrung an einem beliebigen Ort (η, φ) in der Öse

ϵ_O Dehnung an einem beliebigen Ort in der Öse

κ Formfaktor (normiertes Flächenträgheitsmoment)

Der Verdrehungswinkel der Ösenenden β_O ergibt sich durch Integration der Ösenverzerrung γ_O über

den gesamten Ösenwinkel α . Da der Ösenwinkel im Uhrzeigersinn läuft (mathematisch negativ) muß eine Vorzeichenkorrektur vorgenommen werden:

$$\beta_O = -\int_0^\alpha \gamma_O \, d\varphi$$

$$\beta_O = \frac{F_z r [1 - \alpha(1 + \kappa) - \cos \alpha] + F_s r \sin \alpha + M_s \alpha(1 + \kappa)}{A E \kappa r}$$

Die Verschiebung der Ösenenden δ_O addiert sich aus zwei Komponenten δ_{O1} und δ_{O2} zusammen (Bild 5). Die erste berücksichtigt die Verdrehung der Ösenenden β_O :

$$\delta_{O1} = \beta_O r \cos \alpha$$

$$\delta_{O1} = \frac{\cos \alpha}{A E \kappa} \{ F_z r [1 - \alpha(1 + \kappa) - \cos \alpha] + F_s r \sin \alpha + M_s \alpha(1 + \kappa) \}$$

Die zweite Komponente erfaßt den Einfluß des in der Öse wirkenden Biegemomentes M_O :

$$\delta_{O2} = -\frac{1}{E A \kappa} \int_0^\alpha M_O \cos \varphi \, d\varphi$$

$$\delta_{O2} = \frac{F_z r (1 - 2 \sin \alpha - \cos^2 \alpha) + F_s r (\alpha + \sin \alpha \cos \alpha) + 2 M_s \sin \alpha}{2 A E \kappa}$$

Auch hier muß dem rechten Term wieder ein Minuszeichen vorangestellt werden, um bei der weiteren Rechnung kohärent zu bleiben. Beide Komponenten addiert ergeben die resultierende Ösenverschiebung:

$$\delta_O = \delta_{O1} + \delta_{O2}$$

Schließt sich an die Öse ein Schenkel der Länge s an, so werden die Belastungen F_s und M_s zu Schnittgrößen zwischen Öse und Schenkel. Dabei muß beachtet werden, daß sich das Moment M_s um eine durch Querkraft α und Hebelarm gebildete Komponente vergrößert:

$$F_s = F_q$$

$$M_s = M_b + s F_q$$

Die Verdrehung der Lasche läßt sich aus der bekannten Balkenbiegungsformel berechnen:

$$\beta_S = \frac{s}{2 E I} (F_q s + 2 M_b)$$

Die resultierende Verdrehung der Laschenenden ergibt sich durch Addition der Einzelverdrehungen von Öse und Schenkel. Unter Berücksichtigung der

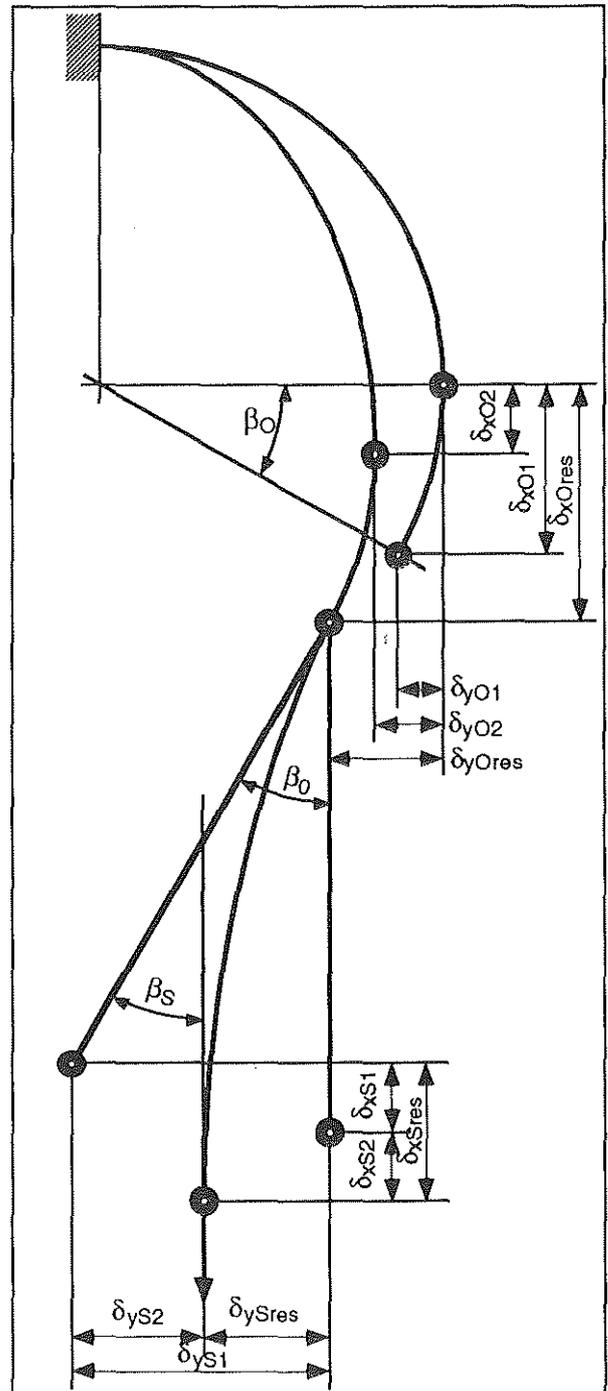


Bild 5: Mechanisches Ersatzbild mit allen relevanten geometrischen Größen einer Lasche mit punktförmiger Lasteinleitung am Kopf.

Übergangsbedingung für F_s und M_s gilt:

$$\beta_L = \beta_O + \beta_S \quad (2)$$

Die Verschiebung der Laschenenden setzt sich aus zwei Komponenten zusammen. Die erste berücksichtigt die Verschiebung, die sich durch die Verdrehung der Ösenenden ergibt:

$$\delta_{S1} = s \beta_0$$

$$\delta_{S1} = \frac{s}{A E \kappa r} \left\{ \begin{array}{l} F_z r [1 - \alpha(1 + \kappa) - \cos \alpha l] \\ + F_q [r \sin \varphi + s \alpha(1 + \kappa)] \\ + M_b \alpha(1 + \kappa) \end{array} \right\}$$

Die andere Komponente ist durch die Balkenbiegungsformel unter Einzellast und Biegemoment bekannt:

$$\delta_{S2} = \frac{s^2}{6 E J} (2 F_q s + 3 M_b)$$

Daraus ergibt sich durch Addition:

$$\delta_S = \delta_{S1} + \delta_{S2}$$

Die resultierende Verschiebung läßt sich wieder durch Superpositionierung der einzelnen Einflüsse errechnen:

$$\delta_L = \delta_O + \delta_S \quad [3]$$

Während des Rechenganges wurde unterstellt, daß die Verschiebungen gegenüber den Hauptabmessungen klein bleiben, so daß die Glieder höherer Ordnung vernachlässigt werden dürfen.

3. Belastungsfälle

Die Formeln in diesem Abschnitt gelten für eine Lasche, deren Schenkel parallel verlaufen (Ösenwinkel $\alpha=90^\circ$).

Sind die *Laschenenden frei beweglich*, so ist weder eine Querkraft F_q noch eine Biegemoment M_b an der Einspannstelle vorhanden. Die unbekannte Verdrehung β_L und Längung δ_L berechnen sich gemäß den bereits erwähnten Formeln [2] und [3].

Definitionsgemäß ist bei *nicht verschieblichen Laschenenden* die Verschiebung $\delta_L = 0$ und kein Biegemoment M_b an der Einspannstelle vorhanden. Die Formel zur Bestimmung der Querkraft F_q lautet:

$$F_{q,90^\circ} = 6 F_z J r \frac{r + s [\pi(1 + \kappa) - 2]}{3 J [\pi^2 + 8 r s + 2 s^2 \pi(1 + \kappa)] + 4 A \kappa r s^3}$$

Die Verdrehung β_L berechnet sich nach Formel [2].

Bei *nicht verdrehbaren Laschenenden* ist die Verdrehung $\beta_L = 0$ und keine Querkraft F_q an der Einspannstelle vorhanden. Die Formel zur Bestimmung

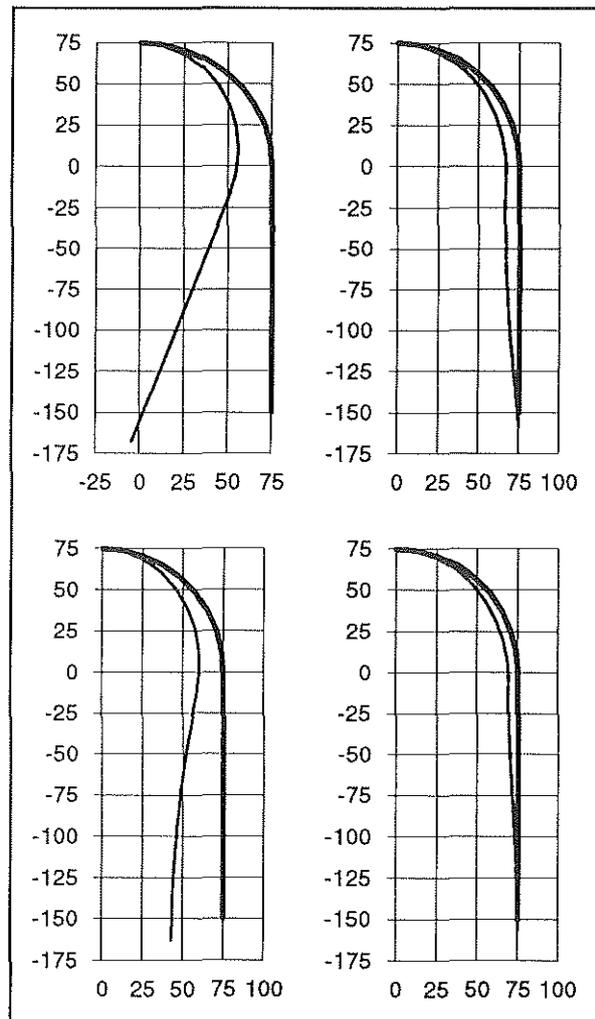


Bild 6: Verformungsverhalten der Laschenschwerpunktlinie einer mit Punktlast ($F = 10 \text{ kN}$) beaufschlagten Lasche ($r_i = 50 \text{ mm}$, $r_a = 100 \text{ mm}$, $s = 150 \text{ mm}$, $t = 1 \text{ mm}$, $E = 210000 \text{ N/mm}^2$, $\nu = 0,3$) bei unterschiedlicher Fesselung.

Fett ist die unverformte, mager die verformte Lasche dargestellt. Letztere ist um den Faktor 50 überzeichnet abgebildet.

links oben: Laschenende sowohl verschieblich als auch verdrehbar

rechts oben: Laschenende nicht verschieblich, aber verdrehbar

links unten: Laschenende verschieblich, aber nicht verdrehbar

rechts unten: Laschende weder verschieblich noch verdrehbar

Die in der Praxis häufigsten Fesselungsfälle sind die beiden unteren, spiegelsymmetrischen (Laschenende nicht verdrehbar) Fälle.

des Biegemomentes M_b lautet:

$$M_{b,90^\circ} = F_z J r \frac{\pi(1+\kappa)-2}{J \pi(1+\kappa)+2A \kappa r s}$$

Die Verschiebung berechnet sich nach Formel (3).

Jede Verformung ist bei *eingespannten Laschenenden* unterdrückt ($\beta_G = 0, \delta_G = 0$). Die Schnittgrößen ergeben sich nach:

$$F_{q,90^\circ} = 6F_z J r s \frac{J \left(2 - \frac{\pi}{2}(1+\kappa) \right) + A s \kappa \left(s \left[\frac{\pi}{2}(1+\kappa) - 1 \right] + r \right)}{6J^2 r \left[\frac{\pi^2}{4}(1+\kappa) - 2 \right] + 2A J \kappa s \left[\pi s^2(1+\kappa) + 6rs + \frac{3\pi}{2} r^2 \right] + A^2 \kappa^2 s^4 r}$$

$$M_{b,90^\circ} = F_z J r s \frac{6J \left\{ s \left[2 - \frac{\pi}{2}(1+\kappa) \right] + r \left\{ \frac{\pi}{2} \left[1 - \frac{\pi}{2}(1+\kappa) \right] + 1 \right\} \right\} + A s^2 \left\{ 2\kappa s \left[\frac{\pi}{2}(1+\kappa) - 1 \right] + 3\kappa r \right\}}{6J^2 r \left[\frac{\pi^2}{4}(1+\kappa) - 2 \right] + 2A J \kappa s \left[\pi s^2(1+\kappa) + 6rs + \frac{3\pi}{2} r^2 \right] + A^2 \kappa^2 s^4 r}$$

4. Beanspruchungen

4.1 Verformungen

Bild 6 zeigt das Verformungsbild der Schwerpunktlinie für identische Laschen, die jeweils mit einer Punktlast am Ösenkopf beaufschlagt, deren Schenkelenden jedoch unterschiedlich gelagert sind. Die Berechnung erfolgte nach den Formeln (2) und (3).

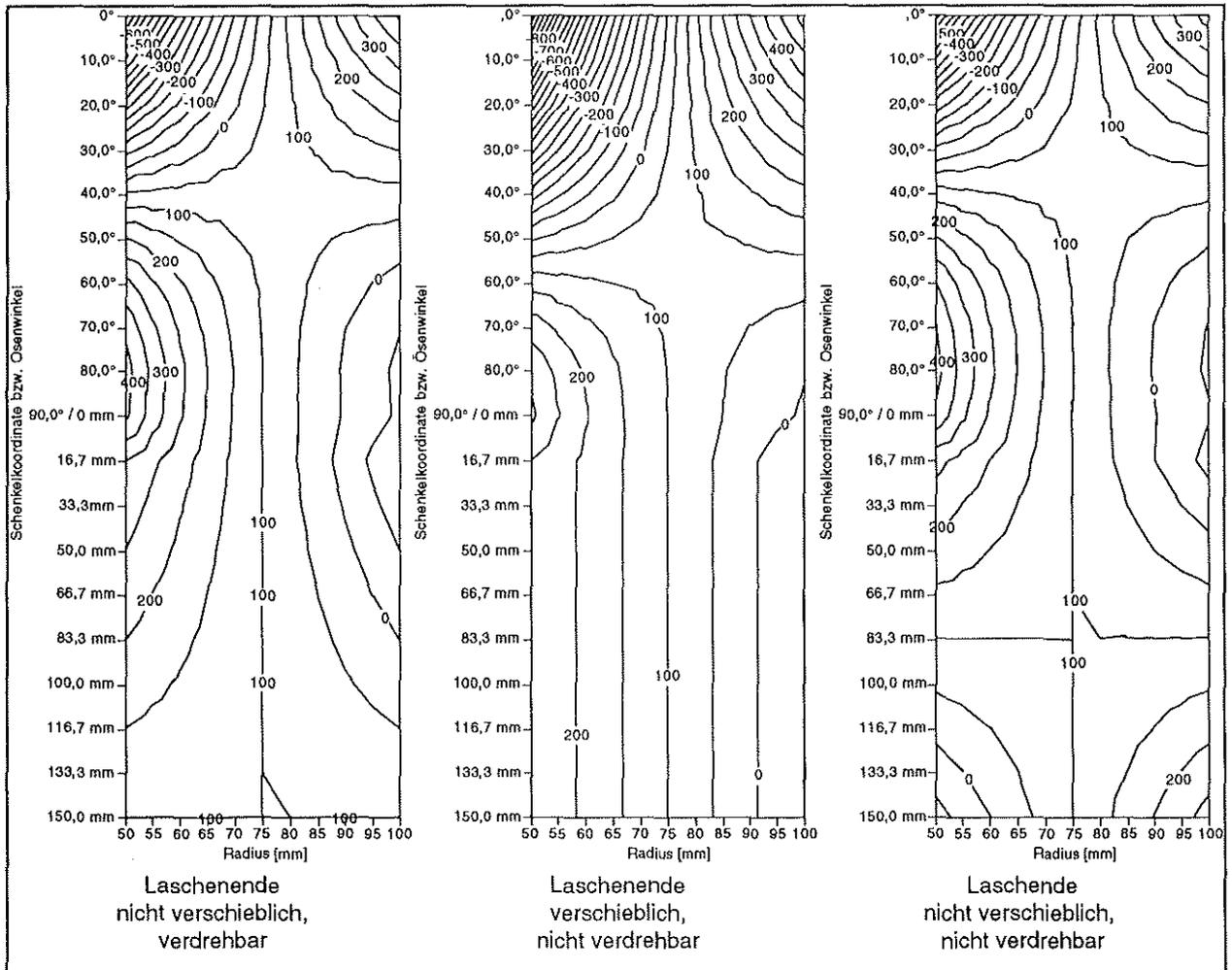


Bild 7: Linien gleicher Normalspannung in N/mm^2 . Auf der x-Achse ist die Laschenbreite, auf der y-Achse der Ösenwinkel ($0^\circ = \text{Ösenkopf}, 90^\circ = \text{Ösenwange}$) bzw. die Schenkellänge (0 mm = Ösenübergang, 150 mm = Einspannstelle) aufgetragen.

Obwohl die Verformung überzeichnet dargestellt ist, bekommt man doch einen guten Eindruck vom großen Einfluß der Fesselung auf die Beanspruchungen.

4.2 Spannungsfeld

Formel (1) läßt sich für jeden Ort des Ösenquerschnitts verallgemeinern:

$$\sigma(r, \varphi) = \frac{N(\varphi)}{A} + \frac{M(\varphi)}{J} \rho \left[1 + \kappa - \frac{\rho}{r} \right]$$

wobei die Normalkraft $N(\varphi)$ und das Biegemoment $M(\varphi)$ an der betrachteten Stelle noch unbekannt sind. Diese lassen sich jedoch mit Hilfe des Kräfte- und Momentengleichgewichtes leicht berechnen. Für eine Punktlast lauten die lokalen Schnittgrößen unabhängig von der Fesselung:

$$N(\varphi) = F_n \cdot \sin \varphi + F_q \cdot \cos \varphi$$

$$M(\varphi) = F_n \cdot \rho (1 - \sin \varphi) - F_q (s + \rho \cdot \cos \varphi) - M_b$$

Bild 7 zeigt die Spannungsfelder unterschiedlich gefesselter Laschen mit Rechteckquerschnitt, die jeweils mit einer Zugkraft von 10 kN (entspricht einer mittleren Zugspannung von 100 N/mm^2) belastet werden.

Das Spannungsminimum liegt – bedingt durch die singuläre Lasteinleitung – immer innen, das Spannungsmaximum immer außen am Ösenkopf ($\varphi = 0^\circ$, $r = 50 \text{ mm}$ bzw. $r = 100 \text{ mm}$).

Ein zweiter Extremwert liegt am Übergang zwischen Öse und Schenkel ($\varphi \approx 90^\circ$) vor. Sein Betrag und exakter Ort hängt dabei von der jeweiligen Randbedingungen ab. Eine Unterdrückung des Rotationsfreiheitsgrades wirkt dabei besonders spannungserhöhend.

Bedenkt man, daß in der Realität eine Belastung nie punktförmig eingeleitet wird, so darf man annehmen, daß die Beanspruchungen am Laschenkopf wesentlich geringer sind. Die Beanspruchungen im Wangenquerschnitt bleiben dagegen auch bei einem nennenswerten Kontaktwinkel in der berechneten Größenordnung.

An den Isolinien kann man den Verlauf der Neutralen Faser (= spannungsfreie Orte) ablesen. Wäh-

rend die Neutrale Faser im Schenkel, der als Biegebalken betrachtet wird, immer mit der Schwerpunktslinie identisch ist, liegen in der Öse beide Linien an vollkommen verschiedenen Orten

5. Ergebnisgüte

Der Vergleich der auf diese Art ermittelten Ergebnisse mit numerischen Berechnungen sowie DMS-Messungen zeigt, daß diese bei gleichen bzw. äquivalenten Randbedingungen (Fesselung, Lasteinleitung) erstaunlich gut sind. Der Fehler, der durch eine Reihe von Vereinfachungen (einaxialer Spannungszustand, keine Querkontraktion) gemacht wird, ist also hinreichend klein.

Untersuchungen mit Hilfe der Finiten-Elemente-Methode zeigen, daß in weiten Bereichen der Öse durch den Bolzen ein überwiegend rotationssymmetrischer Spannungszustand erzwungen wird, deren Tangentialkomponente den hier vorgestellten Beanspruchungsgrößen entspricht. Die Radialkomponente in der Kontaktzone (vgl. Bild 3) kann durch andere mechanische Modelle (z. B. Rohr unter Innendruck) berechnet und den hier ermittelten Werte vektoriell superpositioniert werden.

Das hier vorgestellte einfache Verfahren hat den entscheidenden Vorteil, daß sich die erhaltenen Werte in den teilplastischen Bereich relativ einfach extrapolieren oder sogar in den Ansatz integrieren lassen.

Problematisch – wie immer bei der mechanischen Modellbildung – ist die Annahme und Abschätzung zutreffender Randbedingungen. Diese haben gegenüber den mechanischen Vereinfachungen einen dominanteren Einfluß auf das Ergebnis.

Komplexere Ansätze (z.B. Airy'sche Spannungsfunktion) führen bei linienförmiger Lasteinleitung zu extrem komplizierten Lösungen, die sich nicht mehr überschauen und analytisch beurteilen lassen. Die Aufarbeitung und Darlegung der Ergebnisse sowie deren Implementation in Berechnungsprogramme ist nur mit Hilfe von Computern möglich. Die Ergebnisverbesserung dieser Verfahren ist aufgrund der Unschärfe der Anfangswerte und Randbedingungen nicht mehr zu erkennen bzw. beurteilen.

Baureihenkonzept für radial durchströmte Kreislaufreaktoren mit innerem Kreislauf

U. Neumann

1. Einleitung

Kreislaufreaktoren existieren bis jetzt fast ausschließlich im Labormaßstab. Versuche, den im Labormaßstab existierenden Berty-Reaktor durch ein Scale-up auf Technikumsmaßstab zu vergrößern, haben gezeigt, daß dieses Konzept nicht für Baugrößen oberhalb des Labormaßstabes geeignet sind. Die axiale Durchströmung der in einem Festbett angeordneten Katalysatorschüttung in Verbindung mit einer exothermen Reaktion macht die Wärmeabfuhr zum entscheidenden Kriterium gegen dieses Konzept. Am Umfang angeordnete Wärmetauscher sind nicht leistungsfähig genug, um die entstehende Wärme bei Katalysatorvolumina größer als 10l wirkungsvoll abzuführen. Wenn man den Reaktor als Mehrschichtreaktor aufbaut, führt das zusätzliche durch die Wärmetauscher beanspruchte Volumen zu einer erheblichen Vergrößerung des Reaktors. Eine Querschnittserweiterung birgt die Gefahr der Kanalbildung innerhalb der Schüttung, so daß diese nicht mehr gleichmäßig durchströmt werden kann. Bei geringen Querschnitten wächst die Bauhöhe stark an, so daß sich der Reaktor in Richtung Rohrreaktor entwickelt. Es muß hier folglich ein Kompromiß gefunden werden. Wenn das Prinzip des Mehrschichtreaktors weiterverfolgt wird, zeigt sich, daß dieser Aufbau für die Konzeption eines innenliegenden Kreislaufs ungeeignet ist, die Strömungsführung wird durch die Zuleitungen zu den Wärmetauschern behindert, so daß bei diesem Konzept ein außenliegender Kreislauf realisiert werden muß. Trotz der Vorteile, die ein so entstandener Schlaufenreaktor bietet, ist ein Kreislaufreaktor mit innenliegendem Kreislauf durch seine kompakte Bauform und den wenigen Anschlüssen die bessere Lösung.

Eine Möglichkeit, einen Kreislaufreaktor mit innenliegendem Kreislauf zu konzipieren, ist daß Reaktor-konzept mit radial durchströmter Katalysatorschüttung, daß am Beispiel der Modellreaktion der Niederdruckmethanolsynthese, die bei $T = 300 - 350\text{ }^\circ\text{C}$ und $P = 50\text{ bar}$ abläuft, vorgestellt werden soll.

2. Beschreibung des Reaktorkonzepts

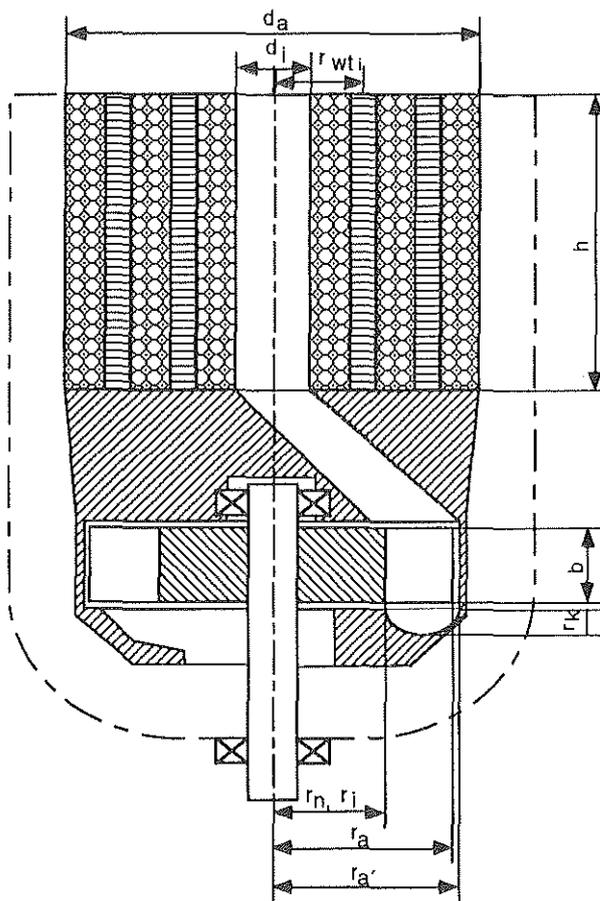


Bild 2.1: Vereinfachte Darstellung des Reaktorkonzepts

In Bild 2.1 ist eine Prinzipskizze des Reaktorkonzepts dargestellt. Der druckfeste Mantel ist durch eine Strichpunktlinie symbolisiert, er wird als Schweißkonstruktion mit abnehmbaren Deckel ausgeführt. An der Unterseite schließt er mit einem Klöpperboden mit mittig eingesetzten Verstärkungsplatte ab, die daß Anflanschen einer Magnetkupplung möglich macht. In diesem Bereich wird auch das untere der Lager des Rotors angesiedelt. Über die Magnetkupplung wird der als Sternrad ausgeführte Rotor des Seitenkanalverdichters leckagefrei angetrieben.

Zur Auswahl der geeigneten Gasumwälzung wurden nach den speziellen Anforderungen des Reaktorbetriebs umfangreiche Untersuchungen zum Seitenkanalverdichter, dem Ejektor und dem Roots-

gebläse durchgeführt. Der Seitenkanalverdichter besticht durch seinen einfachen Aufbau, besonders in seiner Ausführung als Sternradpumpe, wo die einfache Form des Rotors auch den Einsatz unkonventioneller Werkstoffe möglich macht. Die Sternradpumpe ist neben der Flüssigkeitsförderung auch für die Förderung von Gasen im Dauerbetrieb einsetzbar /1/. Aus diesen Gründen wurde die Sternradpumpe als Gasumwälzung für dieses Baureihenkonzept gewählt.

Die obere Lagerung der Welle des Rotors wird im Stator des Seitenkanalverdichters positioniert. Aufgrund der Betriebsbedingungen von $T = 350^{\circ}\text{C}$, einem Druck $P = 50\text{ bar}$ und einer Methanolatmosphäre können keine konventionellen Lager eingesetzt werden, da diese einmal nicht für diese Temperaturbereiche geeignet sind und zum anderen das enthaltene Fett oder Öl den Katalysator vergiften würde. Hier wird auf Hochtemperaturwälzlager der Firma SKF zurückgegriffen, deren Schmierung durch einen Graphitkäfig erfolgt. Der Stator, der zweigeteilt ausgeführt wird, ist fest mit dem druckfesten Mantel verbunden. Der Stator erfüllt die Funktionen der Lageraufnahme für die Welle des Rotors, er beinhaltet den Seitenkanal und die Kanäle zur Strömungsführung der Reaktionsgase zum Seitenkanal hin und wieder gleichmäßig verteilt in den Reaktionsraum zurück.

3. Bestimmung der Hauptabmessungen

3.1 Gasumwälzung

Die Bestimmung der Hauptabmessungen soll, auf den Baugrößen der jeweils erforderlichen Sternradpumpen basierend, nach /2/ durchgeführt werden. Nach /2/ lassen sich diese Hauptabmessungen durch die Vorgabe des Volumenstroms V , der spezifischen Förderarbeit Y und der vorgegebenen Winkelgeschwindigkeit ω bestimmen.

Bei einer optimalen Antriebsdrehzahl im Bereich von $1000\text{ min}^{-1} \leq n \leq 1250\text{ min}^{-1}$ und einem nur sehr geringen Wirkungsgradabfall bis zu $n = 1450\text{ min}^{-1}$ ergibt sich ein maximales $\omega = 152\text{ s}^{-1}$ /1/.

Der erforderliche Wert für die spezifische Förderarbeit Y oder auch Stutzenarbeit kann auf Grund

der Erfahrungen bei der Entwicklung einer Baureihe mit außenliegendem Kreislauf mit $Y = 3500\text{ J/kg}$ angenommen werden, da bei einer radial durchströmten Schüttung die Druckverluste minimal sind /5/.

Mit dem Wert der spezifische Förderarbeit Y und den notwendigen Volumenströmen für ein Kreisgasverhältnis $\phi = 10$ aus /4/ läßt sich die spezifische Drehzahl für die jeweiligen Reaktorgrößen bestimmen. Mit Hilfe der spezifischen Drehzahl lassen sich nach /2/ die Druckzahl ψ und die Lieferzahl ϕ ermitteln. Die Werte für die einzelnen Größen sind in der nachfolgenden Tabelle 3.1.1 aufgeführt.

Katalysator-Volumen [m ³]	0,01	0,016	0,025	0,04	0,063	0,1	0,16	0,25	0,4	0,63	1
V [m ³ /s]	24,166	24,166	24,166	24,166	24,166	24,166	24,166	24,166	24,166	24,166	24,166
nq	2,02	2,37	2,8	3,32	3,8	4,4	5,15	6,02	6,93	8,27	9,55
ψ	7	6,8	6,5	6,3	6	5,5	5	4,5	4,1	3,7	3,3
ϕ	0,4	0,43	0,51	0,56	0,58	0,63	0,68	0,71	0,76	0,82	0,88

Tabelle 3.1.1: Druckzahl ψ und Lieferzahl ϕ der Baureihe

Mit Hilfe der Druckzahl ψ , der maximal auftretenden Winkelgeschwindigkeit ω und der spezifischen Förderarbeit Y lassen sich durch Umformen der Gleichung zur Definition der Druckzahl ψ der wirksame Laufradius r_a für die jeweilige Sternradpumpe nach /1/ bestimmen.

$$r_a = \sqrt{\frac{2 \cdot Y}{\omega^2 \cdot \psi}} \quad \text{Gl. 3.1.1}$$

Durch Umformen der Gleichung zur Definition der

Katalysator-Volumen [m ³]	0,01	0,016	0,025	0,04	0,063	0,1	0,16	0,25	0,4	0,63	1
ra [m]	0,21	0,21	0,22	0,22	0,225	0,235	0,246	0,259	0,272	0,286	0,303
rk [m]	0,025	0,029	0,031	0,034	0,038	0,042	0,046	0,051	0,056	0,062	0,068

Tabelle 3.1.2: Laufradius und Radius des Seitenkanals für die Baureihe

Anhand der Ergebnisse der Bestimmung der Laufradien, die unter der vereinfachenden Voraussetzung der gleichen Stutzenarbeit bei allen Reaktorgrößen ermittelt wurden, werden mehrere Reaktoren in jeweils einer Gruppe zusammengefaßt, um so zu vermeiden, daß für jede Reaktorgröße ein komplett neuer Reaktor gefertigt werden muß. Folgende Reaktorgrößen wurden jeweils in einer Gruppe zusammengefaßt:

Gruppe 1: 0,01m³; 0,016m³; 0,025m³

Gruppe 2: 0,04m³; 0,063m³

Gruppe 3: 0,1m³; 0,16m³; 0,25m³

Gruppe 4: 0,4m³; 0,63m³

Gruppe 5: 1m³

Für diese Gruppen wurden die noch fehlenden Hauptabmessungen der Laufräder unter Zuhilfenahme der nachfolgenden Gleichungen nach /1/ bestimmt.

$$r_a' = 1,1 r_a \quad \text{Gl. 3.1.3}$$

$$r_i = r_a' - 2r_k \quad \text{Gl. 3.1.4}$$

$$r_n = 0,5 r_a \quad \text{Gl. 3.1.5}$$

$$b = 0,9r_k \quad \text{Gl. 3.1.6}$$

Für die Laufradauslegung der jeweiligen Reaktorgruppen werden die aus diesen Gleichungen resultierenden Maßzahlen benötigt. Diese sind in der nachfolgenden Tabelle 3.1.3 aufgeführt.

Die Variablen der Maßbezeichnungen stimmen dabei mit denen in Bild 2.1 eingetragenen überein.

Die jeweiligen wirksamen Laufradien r_a wurden nicht exakt aus Tabelle 3.1.2 übernommen, um so einer in der Realität nicht, wie vereinfachend ange-

Lieferzahl ϕ nach /1/ lassen sich die Querschnittsfläche des Seitenkanals und damit auch der Radius r_k des Seitenkanals bestimmen.

$$r_k = \sqrt{\frac{2 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot \omega \cdot r_a \cdot \phi}} \quad \text{Gl. 3.1.2}$$

Diese so ermittelten Werte sind für die einzelnen Reaktorgrößen in der nachfolgenden Tabelle 3.1.2 aufgeführt.

nommen, über der Baureihe konstant bleibenden spezifischen Förderarbeit Y Rechnung zu tragen.

Gruppe	1	2	3	4	5
ra [m]	0,13	0,2	0,25	0,35	0,5
ra' [m]	0,143	0,22	0,275	0,385	0,55
rk [m]	0,035	0,04	0,05	0,065	0,075
ri [m]	0,073	0,14	0,175	0,255	0,4
rn [m]	0,065	0,1	0,125	0,175	0,25
b [m]	0,0315	0,036	0,045	0,0585	0,0675

Tabelle 3.1.3: Hauptabmessungen der Gasumwälzung

3.2 Katalysatorschüttung und Wärmetauscher

Neben der Auslegung der Gasumwälzvorrichtung muß für die Baureihenentwicklung auch die Anordnung von Katalysatorschüttung zu Wärmetauscher optimiert werden. In Bild 2.1 sind zwei senkrecht stehende Wärmetauschereinheiten dargestellt, allerdings handelt es sich in diesem Bild um die Darstellung des Prinzips, und keiner konkreten Reaktorbaugröße.

Ausgehend von der bei der exothermen Reaktion der Methanolsynthese entstehenden Wärme für die einzelnen Reaktorbaugrößen nach /4/ lassen sich über den Zusammenhang

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta\vartheta_m \quad \text{Gl. 3.2.1}$$

die jeweils erforderlichen Wärmeaustauschflächen bestimmen.

Mit $\vartheta_m = 174,35 \text{ k}$ nach /6/ und $k = 50 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ nach /4/ wurde Gl. 3.2.1 umgeformt und nach der Wärmeaustauschfläche aufgelöst.

Katalysator-Volumen [m ³]	0,01	0,016	0,025	0,04	0,063	0,1	0,16	0,25	0,4	0,63	1
Q [W]	5980	9568	14950	23920	37674	59800	95680	149500	239200	376740	589000
A [m ²]	0,7	1,1	1,7	2,7	4,3	6,9	11	17,1	27,4	43,2	67,6

Tabelle 3.2.1: Notwendige Wärmeaustauschfläche

In Tabelle 3.2.1 sind die für die einzelnen Reaktorgrößen erforderlichen Wärmeaustauschflächen zusammengefaßt. Der mit $k = 50 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ hoch ange-setzte Wert des Wärmedurchgangskoeffizienten resultiert aus dem geplanten Einsatz von Ripprohren als Wärmetauscher mit kleinen freien Flächen zwischen den einzelnen Rippen. Durch die dadurch bedingte Zunahme der lokalen Strömungsgeschwindigkeit zwischen den Rippen kommt man in den Bereich der erzwungenen Konvektion, die einen solchen Wärmedurchgangskoeffizienten ermöglicht. Für die Wärmetauscher werden Ripprohre mit einem Außendurchmesser $d = 25,4\text{mm}$ und einer

Oberfläche $A_a = 0,24\text{m}^2/\text{m}$ eingesetzt.

Um zu verhindern, daß sich durch konstruktive Bedingungen ein ungleichmäßiges Durchströmen der Katalysatorschüttung begünstigt wird, dienen einmal die waagrecht verlaufenden Rippen der zwischen der Katalysatorschüttung verlaufenden Wärmetauscherrohre, zum anderen wurde darauf geachtet, einen kompakten Block bestehend aus Wärmetauscher und Katalysator zu erhalten. In Tabelle 3.2.2 sind die dazugehörigen Maße entsprechend Bild 2.1 zusammengefaßt.

Während bei den Gruppen 1 und 2 ein Wärmetauschersegment genügt, werden bei der Gruppe 3

Katalysator-Volumen [m ³]	Grp. 1			Grp. 2		Grp. 3			Grp. 4		Grp. 5
	0,01	0,016	0,025	0,04	0,063	0,1	0,16	0,25	0,4	0,63	1
d_i [mm]	35	35	35	40	40	60	60	60	80	80	100
d_a [mm]	340	340	340	440	440	700	700	700	1000	1000	1200
r_{WT1} [mm]	130	130	130	170	170	42,5	42,5	42,5	52,5	52,5	65
r_{WT2} [mm]	-	-	-	-	-	180	180	180	180	180	170
r_{WT3} [mm]	-	-	-	-	-	280	280	280	300	300	280
r_{WT4} [mm]	-	-	-	-	-	-	-	-	410	410	390
r_{WT5} [mm]	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	500
h [mm]	140	230	360	320	510	300	530	830	630	1000	1070
A_{WT} [m ²]	1,07	1,76	2,7	3,2	5,1	9,8	15,8	24,7	35,2	55,92	89
$A_{\text{erf.}}$ [m ²]	0,7	1,1	1,7	2,7	4,3	6,9	11	17,1	27,4	43,2	67,6

Tabelle 3.2.2: Hauptabmessungen der jeweiligen Baugrößen

zwei Wärmetauschereinheiten, bei der Gruppe 4 vier und bei der Gruppe 5 fünf Wärmetauschereinheiten benötigt. Bei den Gruppen mit mehreren Wärmetauschereinheiten wurde ein Einheiten direkt an dem Durchmesser d_i positioniert um so im Auströmbereich der Reaktionsgase noch einmal eine Vergleichsmässigung der Strömung zu erreichen. Die Wärmeaustauschflächen wurden großzügig ausgelegt, um die Reaktorbaureihe, die in der Forschung eingesetzt werden soll, nicht ausschließlich auf die Methanolsynthese zu fixieren.

4. Zusammenfassung

Ein Kreislaufreaktor-konzept mit radial durchströmter Katalysatorschüttung für die Modellreaktion der Niederdruckmethanolsynthese, die bei 300 -350 °C und 50 bar abläuft, wurde ausgehend von der Bestimmung der Hauptabmessungen der jeweiligen

Gasumwältzvorrichtungen in Form von Sternrad-pumpen nach dem Seitenkanalprinzip, ausgelegt. Aufbauend auf den Werten der freiwerdenden Reaktionswärmen in Abhängigkeit von dem Katalysatorvolumen wurden die Wärmeaustauschflächen dimensioniert und innerhalb der Katalysatorschüttung angeordnet.

5. Literaturverzeichnis

- /1/ "Kleines Pumpenhandbuch für Chemie und Technik"; G. Leuschner; Weinheim/B.; 1967
- /2/ "Technisches Handbuch Pumpen" VEB Verlag Technik; Berlin
- /3/ "Strömungsmaschinen"; C. Pfleiderer; H. Petermann; Springer - Verlag; 1991
- /4/ Studienarbeit C. Eckhardt; Clausthal 1992
- /5/ Dissertation A. Kratzsch; Clausthal 1991
- /6/ Studienarbeit P. Gärtner; Clausthal 1991

Berechnung eines Hochgeschwindigkeitsrotors mit orthotropen Werkstoffbedingungen

L. Rübhelke

Gekürzte Fassung des Vortrags zum User-Treffen der MARC/MENTAT-Benutzer am 4. und 5. November in München. Die im Vortrag gezeigten Bilder werden hier nur zum Teil wiedergegeben.

1. Einleitung, Problemstellung

Die hier vorgestellten Ergebnisse sind im Rahmen des Sonderforschungsbereichs 180 "Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen unter besonderen mechanischen, thermischen und chemischen Belastungen" mit dem Programmsystem MARC durchgeführt worden, um die Auslastung der konstruierten Hochgeschwindigkeitssichter bzw. Abweiseradsichter zu ermitteln.

Abweiseradsichter sind Klassiermaschinen zur Trennung von Stäuben in Grob- und Feingut. Das verfahrenstechnische Prinzip basiert auf der Zusammenwirkung von Oberflächen- und Volumen-

kräften. Die Volumenkraft wird durch die Fliehkraft des rotierenden Sichters dargestellt und die Oberflächenkraft durch das hinter dem Sichter angeordnete Sauggebläse, daß eine Strömungskraft im Windsichter erzeugt. Über diese gegeneinandergerichtete Kräftekombination kann mittels der Einstellung der Kräfte zueinander eine Trennkorngröße festgelegt werden. Die Forderung nach immer besseren Produkten im verfahrenstechnischen Bereich mit Kornfeinheiten $< 1\mu\text{m}$ kann bei der Klassierung in Abweiseradsichtern nur durch höhere Wirkgeschwindigkeiten der Rotoren bewältigt werden. Der verfahrenstechnische Prozeß fordert Wirkgeschwindigkeiten von 250 bis 300 m/s um einerseits die geforderte Trennkorngröße und andererseits einen erhöhten Massendurchsatz zu erzielen. Mit herkömmlichen Abweiseradsichtern aus Stahlwerkstoffen lassen sich unter Ausnutzung kraftflußgerechter Gestaltung Geschwindigkeiten nur bis 140 m/s erreichen.

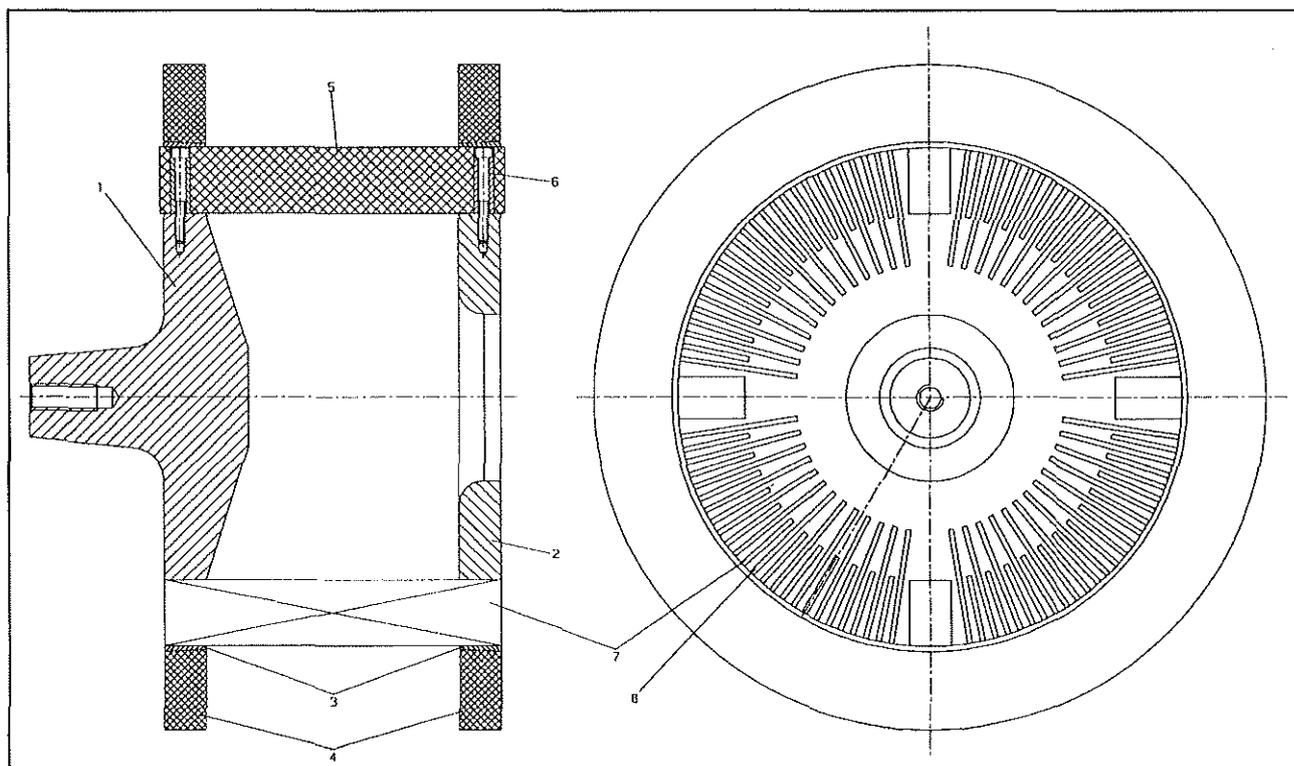


Bild 1: Aufbau eines einseitig gelagerten Abweiseradsichters in Hybridkonstruktion für Umfangsgeschwindigkeiten bis $v_{\varphi} = 300 \text{ m/s}$.

Um die geforderten hohen Umfangsgeschwindigkeiten zu erzielen, muß verstärkt Leichtbau betrieben werden.

In **Bild 1** ist ein einseitig gelagerter Abweiseradsichter in Hybridkonstruktion dargestellt. Dieser Rotor besteht im Grundkörper Pos. 1 und 2 aus einem in der Luftfahrt verwendeten Aluminiumwerkstoff mit einer Streckgrenze von 450 N/mm^2 . Die Pos. 4 stellt eine Faserverbundbandage dar, die kraftschlüssig auf den Rotorgrundkörper aufgebracht wird, um einerseits die Lamellen aus Faserverbundwerkstoff (Pos. 7) und die Haltestäbe (Pos. 5) in ihrer Lage zu fixieren und andererseits den Rotorgrundkörper an der Ausdehnung zu behindern, um so das Spannungsniveau in den Rotorscheiben zu senken.

2. Netzerstellung, Vereinfachungen, Eingabedaten

Um den Rotor einer numerischen Analyse mit Hilfe des Finite-Element Programmes MARC unterziehen zu können, muß aus dem physikalischen Modell ein mathematisches Modell gebildet werden. Hierbei ist besonders den Randbedingungen bzw. den Einspannbedingungen Beachtung zu schenken, da diese einen sehr großen Einfluß auf die Ergebnisgüte besitzen. Aufgrund der Komplexität des Abweiseradsichters und, da die realen Einspannbedingungen der Lamellen und der Haltestäbe nicht bekannt

sind, die eine, aufgrund ihres einfachen Aufbaus, Einzelschichtanalyse mit dem Elementtyp 75 (Composit-Element) nicht ermöglicht, kann nur eine dreidimensionale numerische Untersuchung zu akzeptablen Ergebnissen führen.

Die vorliegenden Symmetriebedingungen ermöglichen es, den Rotor als $22,5^\circ$ -Abschnitt zu generieren, wie in **Bild 2** dargestellt.

Das vorliegende Netz besteht aus über 6000 Knoten mit dem Elementtyp 7 (Isoparametrisches 8-Knoten-Element). Vorgesehen waren Berechnungen mit dem Elementtyp 21 (Isoparametrisches 20-Knoten-Element). Diese mußten jedoch aufgrund der am Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal vorliegenden Hardware-Ausstattung vorerst zurückgestellt werden, da diese die mögliche Rechnerkapazität überschreiten würde.

Die für die orthotrope Berechnung notwendigen Steuerkarten stellt **Bild 3** dar.

Der Kopf der Eingabedatei wird durch die Angaben der Parameter-Cards bestimmt, in denen der Titel für die Berechnung, der Elementtyp, die Elementanzahl sowie die Knotenpunktanzahl angegeben werden. Desweiteren erhält das Programm MARC Informationen über die durchzuführenden Berechnungen, hier eine elastische Berechnung mit einer Zentrifugalbelastung des gesamten Rotorsegments bei einer Umfangsgeschwindigkeit von 250 m/s und

einer konstanten Temperaturerhöhung um 90K . Nach den Parameter-Cards erfolgt die Eingabe der Model-Definition mit der Angabe der notwendigen Rotor-Topologie in der Steuerkarte CONNECTIVITY und COORDINATES. Die Eingabe des Fliehkraft-Lastfalles erfolgt in der Steuerkarte DIST LOADS mit der Kennzahl 100 und der Angabe der quadratischen Kreisfrequenz. Hier ist zu bemerken, daß bei einer Einheitenfestlegung auf mm, kg, sec. und N die qua-

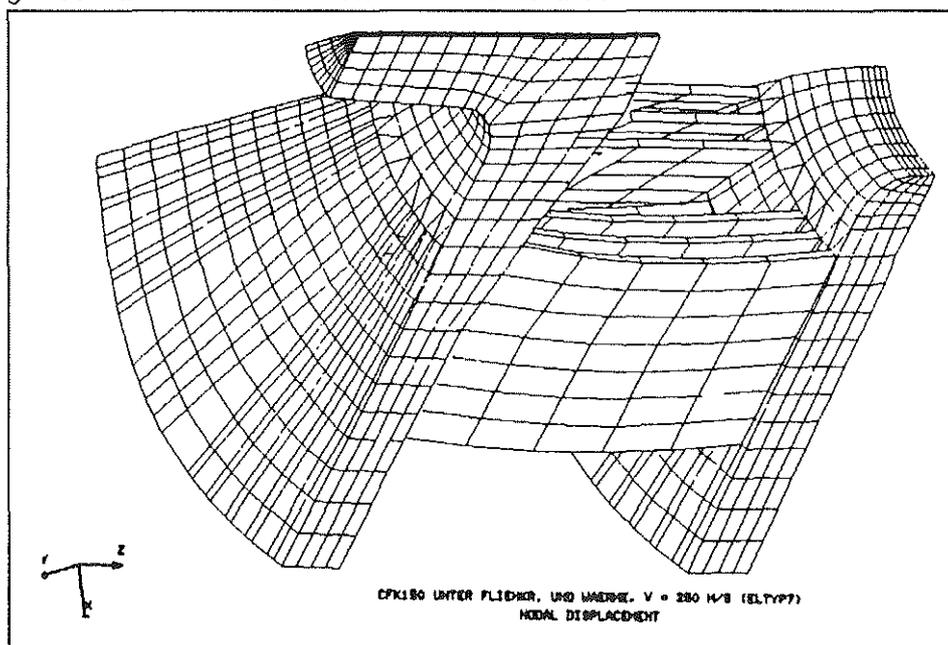


Bild 2: Darstellung des unter Ausnutzung von Symmetrieeen generierten Finite-Element-Netzes für den Hybridsichter

drierte Kreisfrequenz noch einmal durch 1000 zu dividieren ist, um in den Ergebnissen die Spannungen in der Einheit N/mm² zu erhalten. Die Steuerkarte ROTATION AXIS gibt die Drehachse des Rotors so-

PARAMETER CARDS	
⌘	Title
⌘	...
MODEL DEFINITION	
⌘	Connectivity
⌘	Coordinates
⌘	Dist Loads
⌘	Rotation Axis
⌘	Fixed Disp
⌘	Transformation
⌘	Isotropic
⌘	Orthotropic
⌘	Orientation
⌘	Thermal Loads
⌘	Optimize
⌘	Control
⌘	No Print
⌘	Summary
⌘	Post
⌘	End Option
HISTORY CARDS	
⌘	Dist Load
⌘	Auto Load
⌘	Continue

Bild 3: Notwendige Steuerkarten für eine dreidimensionale, orthotrope Finite-Element-Analyse mit dem Programmsystem MARC

wie den Drehmittelpunkt an und ist mit dem Editor zu korrigieren, da sie bei Erstellung von MENTAT im falschen Format abgelegt wird. In der Steuerkarte FIXED DISP werden im Netz des Rotors die Freiheitsgrade entsprechend des physikalischen Verhaltens unterdrückt. Die Knotenpunkte auf der Y-Achse des Rotorsegmentes müssen tangential zum Rotor unterdrückt werden, so daß nur eine radiale Ausdehnung des Segments ermöglicht wird; dies geschieht durch Unterdrückung des Freiheitsgrades in X-Richtung, siehe Bild 2. Die Knotenpunkte an der anderen Seite des Rotorsegmentes werden ebenfalls in X-Richtung unterdrückt. Die genaue Zuweisung der Richtung geschieht mit der Steuerkarte TRANSFORMATION. Da der zu unterdrückende

Freiheitsgrad nicht mit der globalen Koordinatenrichtung übereinstimmt, wird in der Steuerkarte TRANSFORMATION durch die Angabe zweier orthogonal zueinander stehenden Vektoren ein lokales Koordinatensystem für die betroffenen Knotenpunkte angegeben. In der Steuerkarte ISOTROPIC werden die Werkstoffkennwerte des Aluminiums sowie die Elemente, denen diese Werkstoffeigenschaft zugewiesen werden soll angegeben.

Die Werkstoffeigenschaften und die Steifigkeiten der orthotropen Werkstücke in dem Finite-Element-Netz werden mittels der Steuerkarte ORTHOTROPIC bzw. unter Zuhilfenahme der Subroutine HOOKLW eingegeben, siehe **Bild 4**.

```

Steuerkarte Orthotropic

ORTHOTROPIC

2, , , 1,

E11, E22, E33, ν12, ν23, ν31, ρ

G12, G23, G31, α11, α22, α33

Element List

3,

...

User-Subroutine

SUBROUTINE HOOKLW(M,NN,...)

DIMENSION B(NGENS,NGENS),...

COMMON /MATDAT/ MATNO, MATS,...

      (
      
$$\begin{pmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \tau_{12} \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{13} & B_{14} & B_{15} & B_{16} \\ B_{21} & B_{22} & B_{23} & B_{24} & B_{25} & B_{26} \\ B_{31} & B_{32} & B_{33} & B_{34} & B_{35} & B_{36} \\ B_{41} & B_{42} & B_{43} & B_{44} & B_{45} & B_{46} \\ B_{51} & B_{52} & B_{53} & B_{54} & B_{55} & B_{56} \\ B_{61} & B_{62} & B_{63} & B_{64} & B_{65} & B_{66} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \epsilon_{11} \\ \epsilon_{22} \\ \epsilon_{33} \\ \gamma_{12} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \end{pmatrix}$$

      )

RETURN

END
    
```

Bild 4: Eingaben für die Steuerkarte ORTHOTROPIC und die User-Subroutine HOOKLW

Hierbei ist es sinnvoll und zeitsparend, schon bei der Netzerstellung die Elemente jeder einzelnen Lamelle bzw. auch die Elemente der gesamten Lamellen in ein Set abzulegen. Da die Werkstoffkonstanten für die Steuerkarte ORTHOTROPIC nicht aus experimentellen Untersuchungen bekannt sind, werden die Werkstoffkonstanten -Ausdehnungskoeffizienten für die Temperaturberechnung bzw. die Steifigkeitskomponenten C_{ij} der Hook'schen Matrix- mit der Laminattheorie unter der Berücksichtigung der Mehrschicht-Kontinuumstheorie ermittelt und den jeweiligen Elementen bzw. Sets zugewiesen. Jedoch ist es nur möglich, die Gesamtausdehnungskoeffizienten nach den Beziehungen von Schneider /2/ zu ermitteln. Für die Faserverbundwerkstoffe können nur Gesamtsteifigkeiten, jedoch keine Ersatzingenieurkonstanten für das Gesamtlaminat angegeben werden. Um trotzdem eine hinreichend genaue Berechnung durchführen zu können, wird die Subroutine HOOKLW zur Zuweisung der Steifigkeiten und damit auch der Werkstoffeigenschaften verwendet. Somit können für die Elastizitätsmoduli, Schubmoduli und Querkontraktionen sogenannte Dummies eingesetzt werden. Nur die Ausdehnungskoeffizienten und die Dichte müssen in der Steuerkarte ORTHOTROPIC für die Berechnung korrekt angegeben werden. Um in der Subroutine HOOKLW die Zuweisung der Elemente zum jewei-

gen Material zu vereinfachen, ist die Routine durch den Common-Block MATDAT zu erweitern.

Die nächste vom Arbeitsaufwand aufwendige Steuerkarte ist ORIENTATION, siehe auch Bild 5. Bei 2-D-Elementen, wie z.B. Elementtyp 75 (Composit-Element), ist die Zuweisung der orthotropen Hauptrichtung über die Winkelangabe zur Edge I-J, ZX-Plane oder XV-Plane recht einfach. Bei 3D-Elementen ist jedoch ein recht großer Arbeitsaufwand je nach Aufbau des Netzes, Lage und räumlichen Geometrie des orthotropen Bauteils notwendig. Hier müssen im schlimmsten Fall jedem Element zwei Orientierungsvektoren zugewiesen werden. Hilfreich und Zeitsparend ist auch hier wieder die Berücksichtigung und Bildung von Elementsets bei der Netzerstellung. Da zusätzlich zu der Fliehkraftbelastung noch eine Belastung durch konstante Temperaturerhöhung erfolgen soll, wird dies durch die Steuerkarte THERMAL LOADS durchgeführt. Nach den allgemeinen Steuerkarten zur Optimierung der Bandbreite sowie zur Konvergenzkontrolle erfolgt die Eingabe der Steuerkarte POST, die unter Angabe der gewünschten Post-Codes die weitere Auswertung mit Mentat ermöglicht. Auf die Model Definition Cards erfolgt die Eingabe der weiteren History Cards zur Berechnung von weiteren Lastinkrementen.

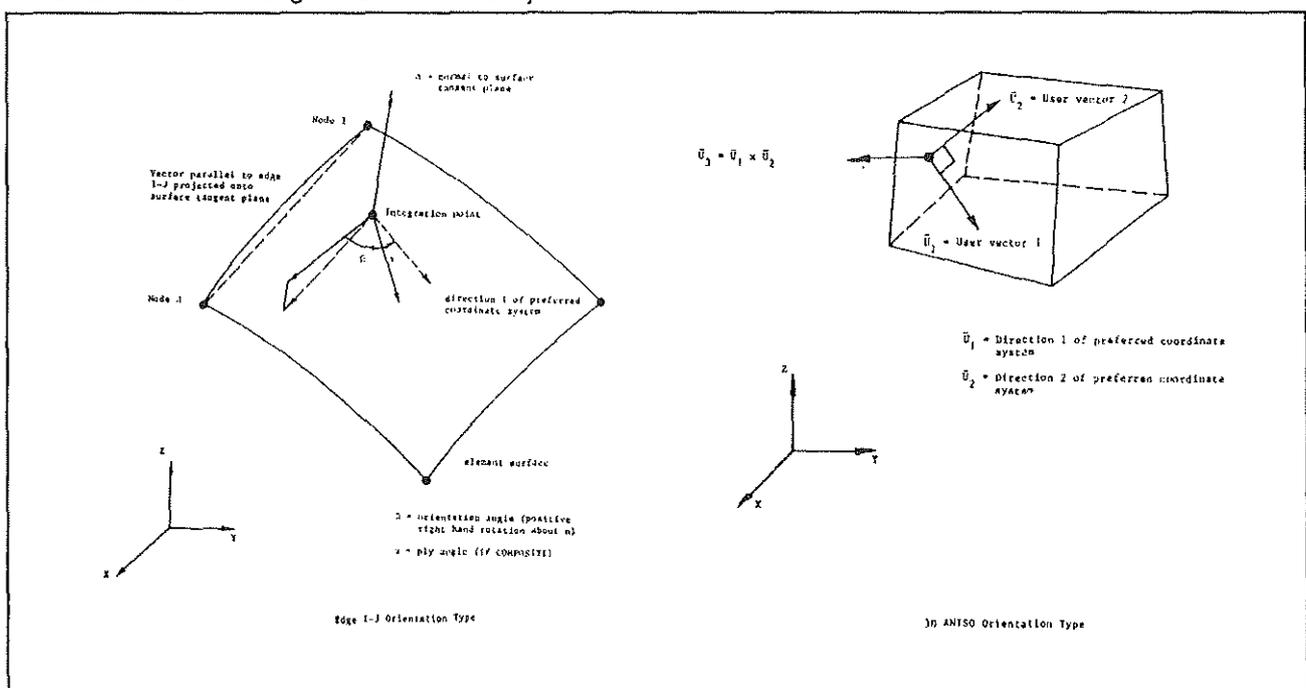


Bild 5: Orientierung-Spezifizierung in MARC für 2D- und 3D-Berechnungen

3. Auswertung

Die Auswertung der isotropen Bauteilkomponenten gestaltet sich recht einfach. Hier können die Steuer-codes für die globalen Spannungskomponenten sowie die von Mises-Hencky-Vergleichsspannung zur Auswertung herangezogen werden. In **Bild 6** sind die Vergleichsspannungen der Aluminiumbauteile des Hybridsichters dargestellt.

Die Spannungen in der Antriebsscheibe des Hybridrotors sind, bei Vorlage von Fliehkraft- und Temperaturbelastung, in Bezug auf die Fließgrenze in verträglichen Bereichen. Die Spannungen überschreiten hier an den von Kerben bestimmten kritischen Stellen nicht die Fließgrenze und weisen noch deutliche Sicherheitsreserven aus. Die Spannungen in der fliegend gelagerten Scheibe sind in den durch Kerben bestimmten Bereichen ebenfalls unkritisch. Nur am Feingutauslaß wird die Fließspannung Bereichsweise überschritten. Dies stellt jedoch für den Rotorbetrieb keinen Betriebsausfall dar, wenn man sich das vielfach im Turbinenbau angewendete Hochtrainieren des Werkstoffs zunutze macht. Hierbei wird der Rotor beim ersten Betrieb über die eigentliche Betriebsdrehzahl betrieben, so daß örtli-

ches Werkstofffließen auftritt. Dieses Fließen führt zu einer im Stillstand vorliegenden Druckeigen-spannung, die der im Betrieb auftretenden Zug-spannung überlagert wird und somit zu einer Absenkung des Spannungsniveaus führt.

Bei den orthotropen Bauteilkomponenten wie die Lamellen und die Haltestäbe des Rotors, gestaltet sich die Auswertung hingegen etwas schwieriger und läßt sich nicht komplett in MARC bzw. MENTAT bewerkstelligen. Die Analyse der Preferred Stresses, deren Orientierung durch die Steuerkarte ORIENTATION festgelegt wurde, wird bei den Faserverbundkomponenten keine schlüssigen Aussagen hinsichtlich der Belastung und Auslastung der einzelnen Laminatschichten liefern, da die Fasero-rientierungswinkel nicht mit den globalen Koordina-tenrichtungen zusammenfallen. Hier kann nur eine Einzelschichtanalyse zu hinreichenden Aussagen hinsichtlich Belastung und Auslastung mit verschie-denen Versagenskriterien führen. Dies ist jedoch bei Verwendung von 3D-Elementen in MARC/MEN-TAT nicht möglich, da keine Angaben über die jewei-ligen Schichtaufbauten der einzelnen Bauteilkom-ponenten in der ORTHOTROPIC-Steuerkarte vor-genommen werden. Jedoch könnte man unter Zuhilfe-nahme von Preferred Strains die Verzerrungen, die bekanntlich in globaler Richtung im gesamten Lami-nat gleich sein müssen, auf das lokale Schichtkoor-dinatensystem und damit in die Laminatschicht-haupt-richtung rücktransformieren. Da jedoch von MARC keine Preferred Strains als Postvariablen angeboten werden, kann so keine Rücktransformation vorge-nommen werden. Bei der vorliegenden Konstruktion handelt es sich jedoch um ein rotationssymmetrisches Bauteil, desweiteren fallen die Bauteilhaupt-richtungen mit den polaren Richtungs-

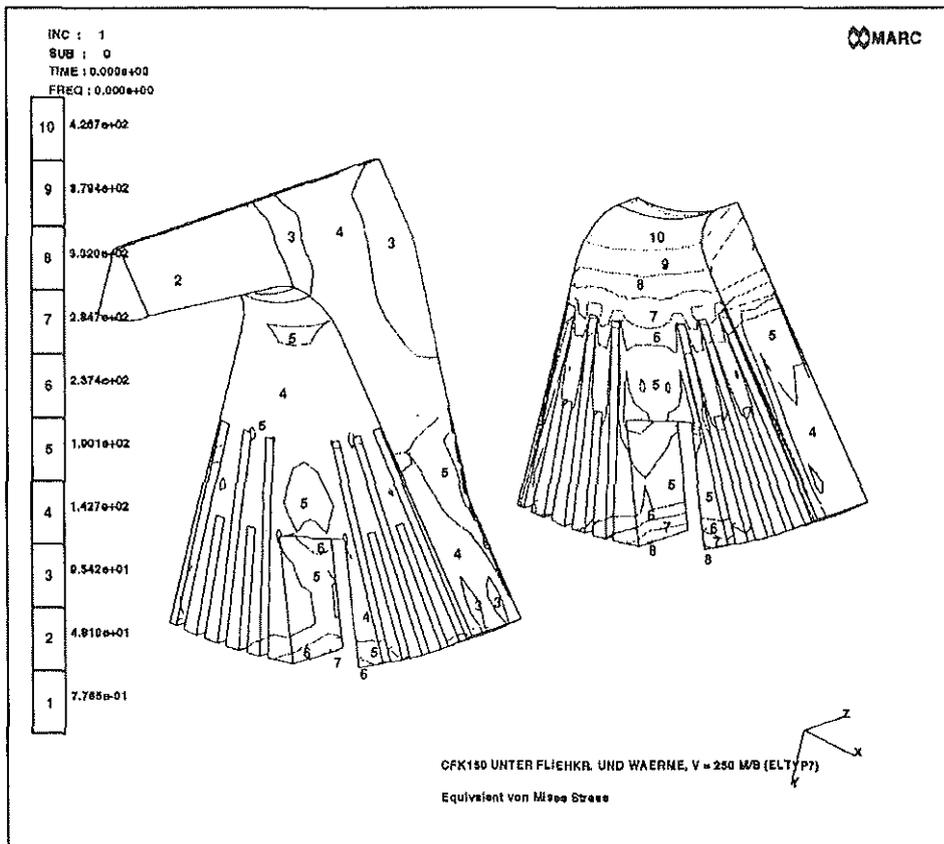


Bild 6: Vergleichsspannungen nach von Mises in den isotropen Bauteilkomponenten des Hybridsichterrotors.

genommen werden. Jedoch könnte man unter Zuhilfe-nahme von Preferred Strains die Verzerrungen, die bekanntlich in globaler Richtung im gesamten Lami-nat gleich sein müssen, auf das lokale Schichtkoor-dinatensystem und damit in die Laminatschicht-haupt-richtung rücktransformieren. Da jedoch von MARC keine Preferred Strains als Postvariablen angeboten werden, kann so keine Rücktransformation vorge-nommen werden. Bei der vorliegenden Konstruktion handelt es sich jedoch um ein rotationssymmetrisches Bauteil, desweiteren fallen die Bauteilhaupt-richtungen mit den polaren Richtungs-

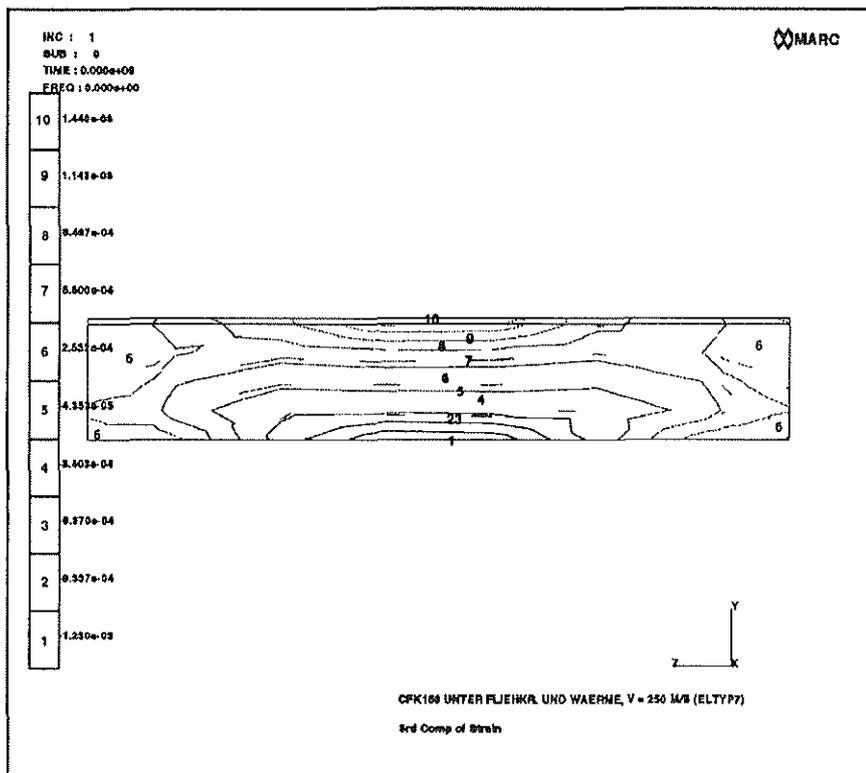


Bild 7: Verzerrungen in Bauteilhaupttrichtung, dargestellt durch die Postvariable *3rd comp. of strain*.

Subroutine PLOTV, die auf dem letzten MARC-User-Treffen vorgestellt wurde /3/, eine Analyse mit den Tangential- und Radialverzerrungen vorgenommen werden kann. Die Übereinstimmung der polaren Verzerrungskomponenten mit den Bauteilhaupttrichtungen vereinfacht die Rücktransformation in die schichteigenen Haupttrichtungen des Bauteils. Unter Zuhilfenahme der Einzelschichtsteifigkeiten können die Einzelschichtspannungen ermittelt werden, die dann mittels eines geeigneten orthotropen Versagenskriteriums eine Aussage hinsichtlich der vorliegenden Werkstoffausnutzung ermöglicht.

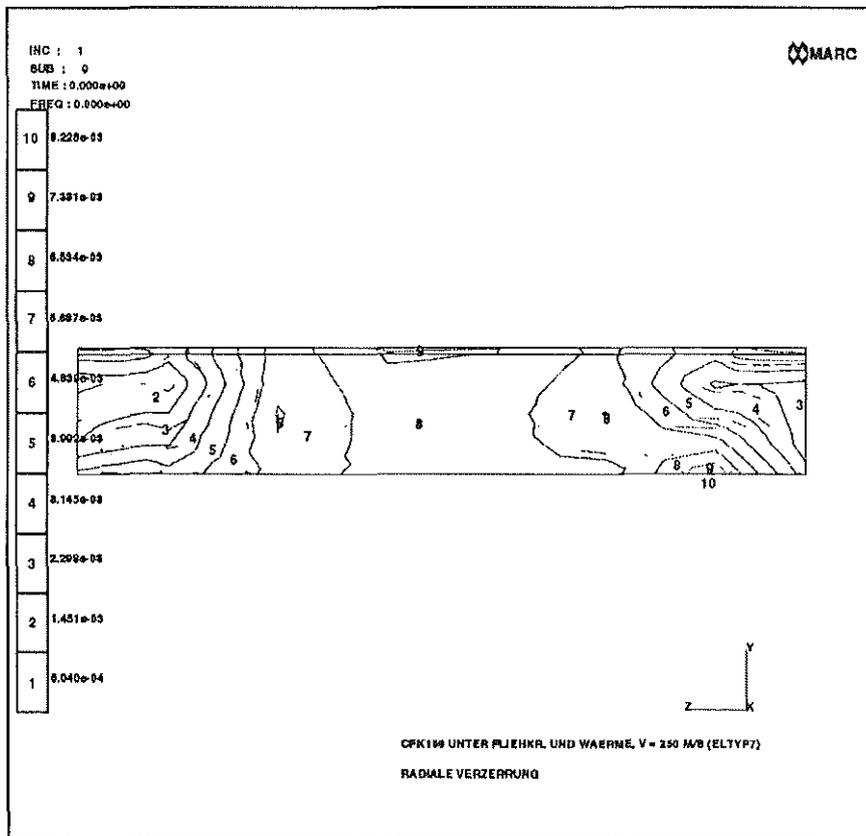


Bild 8: Verzerrungen tangential zur Bauteilhaupttrichtung in Laminebene, dargestellt durch die Postvariable *radiale Verzerrung*.

Schaut man sich die Verzerrungen in Längsrichtung der Lamelle an, siehe **Bild 7**, so ist zu vermuten, daß die Hauptbelastung in der Mitte der Lamelle eintritt. Die Spannungen tangential zur Längsrichtung der Lamelle weisen als Hauptbelastungsort die Einspannstelle der Lamelle aus, siehe **Bild 8**. Somit kann keine Aussage hinsichtlich der maximal belasteten Stelle in der Lamelle ohne Einzelschichtanalyse getroffen werden. Hierzu werden die Verzerrungskomponenten in die MARC-Output-Datei geschrieben, die einem eigens für die Auswertung geschriebenen Fortran-Programm zugeführt wird. Hier kann aufgrund der Kenntniss der Einzelschichtsteifigkeiten aus der Laminattheorie und der mehrschichtigen Kontinuumstheorie eine Einzelschichtanalyse an bestimmten Elementen bzw. Gaußpunkten der Elemente vorgenommen werden. Hiernach stellt sich die Einspannstelle als der kritische

vektoren des Rotors zusammen, so daß mittels der

Punkt an der Lamelle heraus, **siehe Bild 9**.

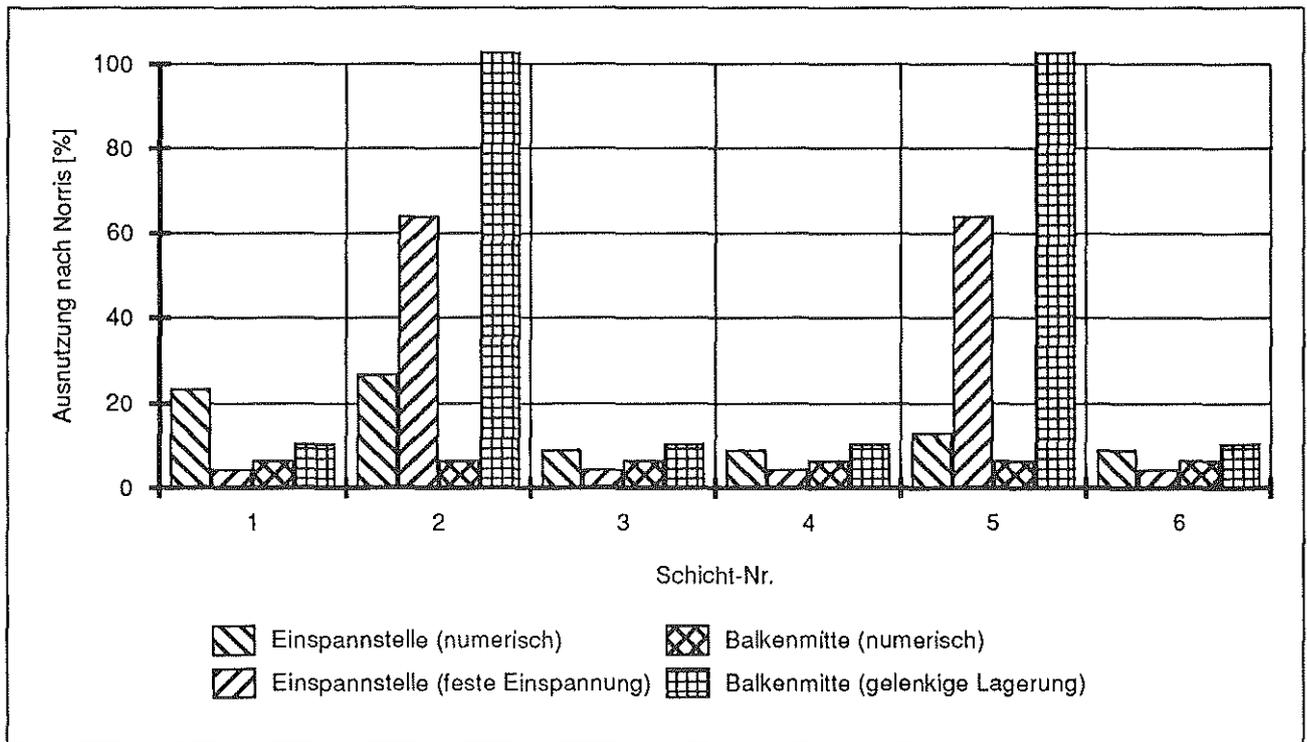


Bild 9: Vergleich der aus MARC und analytisch ermittelten Ausnutzung der Lamelle in den Laminatschichten 1 bis 6 nach dem Norris-Kriterium.

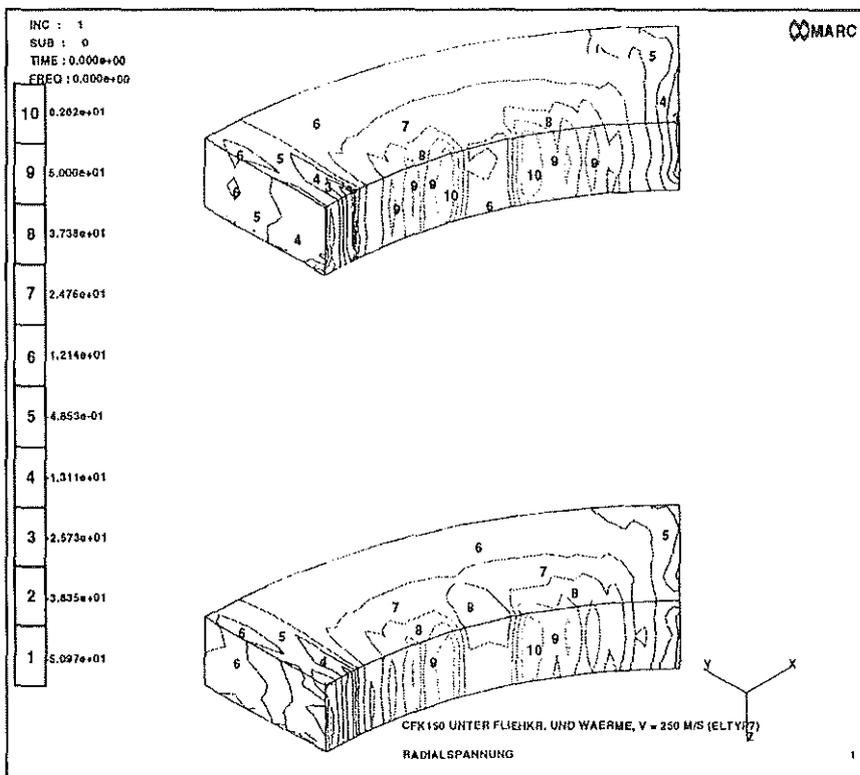


Bild 10: Radialspannung im Faserverbundring bei Fliehkraft- und Wärmebelastung.

Bei einem Vergleich mit der analytischen Berechnung der Lamelle als beidseitig fest eingespannter Balken und als beidseitig gelenkig gelagerter Balken kann gezeigt werden, daß die beiden analyti-

schen Lösungen nicht für diesen Einspannungsfall gelten, sondern in Wirklichkeit ein Spezialfall zwischen fester Einspannung und gelenkiger Lagerung vorliegt, so daß bei analytischer Berechnung als fest eingespannter Balken die analytische Lösung zwar hinsichtlich des Ortes der maximalen Belastung richtig liegt, jedoch das Maximum kleiner ist als die analytische Lösung. Im Gegensatz dazu berechnet man bei der gelenkig gelagerten Lamelle viel zu hohe Belastungen, die als Ort des Maximums die Lamellenmitte angeben. Eine direkte visuelle Auswertung der von MARC ermittelten radialen und tangentialen Spannungen kann bei dem Faserverbundring vorgenommen werden, da der Faserverbundring eine polare Orthotropie aufweist. In **Bild 10** sind die radialen Spannungen des Faserverbundringes dargestellt. Ein Vergleich der maximal auftretenden radialen Spannungen mit der zulässigen radialen Spannung (max.

Bei einem Vergleich mit der analytischen Berechnung der Lamelle als beidseitig fest eingespannter Balken und als beidseitig gelenkig gelagerter Balken kann gezeigt werden, daß die beiden analyti-

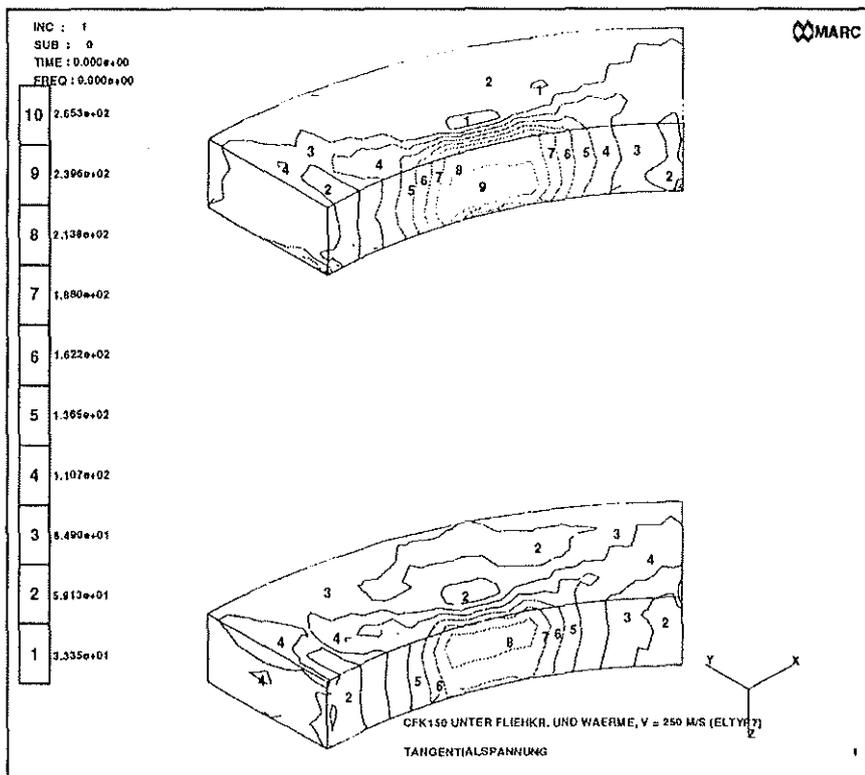


Bild 11: Tangentialspannung im Faserverbundring bei Fliehkraft- und Wärmebelastung.

Stress-Kriterium) weist dem Faserverbundring eine radiale Ausnutzung von 73,6% aus.

Für die Tangentialspannung des Faserverbundringes, siehe **Bild 11**, kann die maximale Auslastung zu 16,9% nach dem max. Stress-Kriterium bestimmt werden. Somit ist es die radiale Auslastung des Faserverbundringes, die den Ausfall bestimmt. Ein Überschreiten der kritischen Radialspannung hat jedoch noch kein Versagen des Rotors zur Folge, wie experimentelle Untersuchungen ergeben haben /4/ und spricht eindeutig für das Fail-Safe-Verhaltens der vorliegenden Konstruktion bzw. auch den verwendeten Werkstoff Faserverbund. Es entsteht sozusagen als Warnsignal ein deutlich sichtbarer, über den Umfang in tangentialer Richtung verlaufender Riss.

4. Zusammenfassung

Numerische Analysen mit der Methode der Finiten Elemente werden erschwert durch die Komplexität des zu untersuchenden Bauteils, so daß eine Überführung des Modells von der physikalischen in die mathematische Ebene mehr oder minder Schwierigkeiten bereitet. Bei Berechnungen mit Orthotro-

pen Werkstoffbedingungen und Verwendung von 3D-Solid-Elementen wird die Aufbereitung der notwendigen Eingabedaten erschwert durch die Eingabe der Werkstoffhaupttrichtungen. Sinnvoll wäre hier ebenso wie bei 2D-Elementen, die Eingabe der Werkstoffhaupttrichtungen in der Steuerkarte ORIENTATION nach Edge I-J vornehmen zu können. Eine weitere Schwierigkeit ist bei 3-dimensionalen-orthotropen Finite-Element-Analysen die Auswertung der orthotropen Werkstoffe. Hier müßte wie bei der Verwendung von Elementtyp 75 die Möglichkeit geschaffen werden, eine Schichtanalyse mit orthotropen Versagenskriterien vornehmen zu können. Sinnvoll wäre nicht nur wie bisher die Ausgabe der Preferred Stresses, sondern auch die Ausgabe der Preferred Strains.

5. Literatur

- /1/ Klein, B.:
Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode, Vieweg-Verlag 1990
- /2/ Schneider, W.:
Wärmeausdehnungskoeffizienten und Wärmespannungen faserverstärkter Kunststoffe, in: Kohlenstoff- und aramidfaserverstärkte Kunststoffe, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1977, S. 197 - 209
- /3/ Rübhelke, L.:
Postprocessing in MARC/MENTAT mit der User-Subroutine PLOTV, MARC-User-Tagung 1991 am 18./19. September 1991 in München MARC Software Deutschland GmbH
- /4/ Sonderforschungsbereich 180, Kolloquium 1992, Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen, 28./29. Oktober 1992, Clausthal-Zellerfeld

Monolithischer keramischer Heißgasradialventilator bis 1300 °C mit neuentwickelter reibschlüssiger Welle-Nabe-Verbindung

R. Jakel

In diesem Bericht wird ein neuentwickelter keramischer Heißgasventilator vorgestellt, der für den Einsatz in Industrieofenanlagen bestimmt ist. Ein altes, früher verfolgtes Lösungsprinzip für einen solchen Ventilator wird kurz diskutiert und die Unterschiede der neuen Lösung dargelegt. Der wesentliche Unterschied ist die Tatsache, daß bisher das Rad aus einzelnen Schaufeln modular zusammengesetzt wurde, während es nun als sogenannter Monolith aus einem Stück hergestellt ist. Dies macht es erforderlich, eine hochtemperaturfeste Welle-Nabe-Verbindung zu entwickeln, mit der das spröde keramische Laufrad mit einer gegenüber Stahl um den Faktor vier kleineren Wärmedehnung auf der Welle befestigt werden kann.

Diese Arbeit wird im Rahmen des Teilprojekts B3 „Heißgasumwälzung“ verfolgt, das Bestandteil des von der DFG geförderten Sonderforschungsbereiches 180 „Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen unter besonderen mechanischen, thermischen oder chemischen Belastungen“ ist.

1. Einleitung und Problemstellung

Die Entwicklung von Heißgasventilatoren für Temperaturbereiche um 1300 °C ist Voraussetzung zur Verbesserung zahlreicher Hochtemperaturprozesse im Hinblick auf die Produktqualität und die Energieeinsparung sowie zur Verringerung von Schadstoffemissionen. Herkömmliche Heißgasventilatoren sind gewöhnlich Schweißkonstruktionen aus hochwarmfestem Stahl mit Deck- und Rückenscheibe und strömungstechnisch durchgestalteten Schaufeln (Bild 1). Ein solcher Ventilator erbringt zwar relativ große Druckerhöhungen bezogen auf die Umfangsgeschwindigkeit, wegen der geringeren Warmfestigkeit des Stahls ist seine Einsatztemperatur aber je nach Drehzahl auf etwa 900 °C begrenzt. So beträgt beispielsweise die zulässige Umfangsgeschwindigkeit bei 800 °C etwa 50 m/s. Zur Erzielung möglichst großer Druckerhöhungen bei dieser begrenzten Umfangsgeschwin-

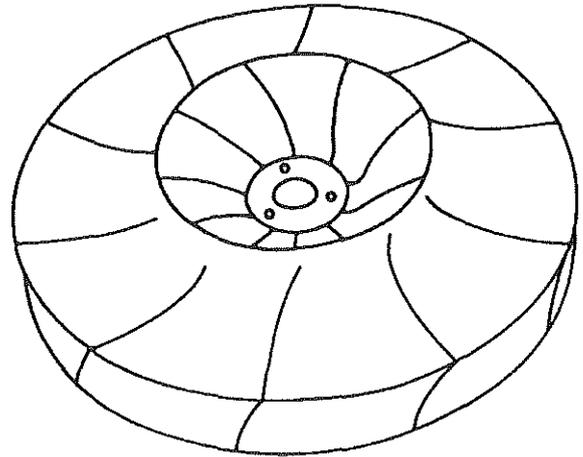


Bild 1: Skizze eines herkömmlichen metallischen Radialventilators

digkeit sind konventionelle Heißgasventilatoren auf hohe Wirkungsgrade angewiesen. Deshalb besitzen solche Ventilatoren strömungstechnisch optimierte Laufräder mit recht komplizierten räumlich verwundenen Schaufelgeometrien. Höhere Umfangsgeschwindigkeiten führen zu einer extremen Reduzierung der Lebensdauer: Im Bereich der Schweißnaht Flügel-Nabe bilden sich Risse, die schließlich zum Ausfall des Läufers führen können.

In seltenen Fällen sind für höhere Einsatztemperaturen Lösungen vorhanden, jedoch sind die mit ihnen erzielbaren Druckerhöhungen sehr gering. Ohne Kühlung lassen sich bei dieser Art der konstruktiven Gestaltung mit dem Werkstoff Stahl höhere Einsatztemperaturen nicht erreichen. Es bieten sich folgende Lösungswege an:

1. Reduzieren der Beanspruchung durch Wahl niedrigerer Umfangsgeschwindigkeiten
Nachteil:
- Nur noch sehr kleine erzielbare Druckerhöhungen und Volumenströme
2. Einsetzen von gesinterten Superlegierungen (ODS-Legierungen = Oxid-dispersionsverfestigte Superlegierungen)

Nachteile:

- Kein Schweißen möglich, da extreme Festigkeitsverluste;
- konstruktive Gestaltung eingeschränkt, da nur einfache Halbzeuge lieferbar
- sehr teurer Werkstoff (ca. 300 DM/kg)!

3. Kühlen der metallischen Struktur mittels Filmkühlung

Nachteile:

- Sehr aufwendige Gestaltung und extrem teure Fertigung;
- Filmkühlung schwierig auszulegen

4. Einsatz keramischer Werkstoffe

Die letzte Lösungsmöglichkeit wird in diesem Projekt verfolgt.

Keramische Werkstoffe sind in erster Linie durch ihre hohe Warmfestigkeit, Korrosions- und Verschleißbeständigkeit gekennzeichnet. Sie sind oft preisgünstiger als ODS-Legierungen und müssen nicht gekühlt werden. Dem gegenüber stehen als Nachteile geringere Temperaturwechselbeständigkeit, hohe Sprödigkeit und mangelnde Verformbarkeit. Problematisch ist auch die gegenüber Stahl deutlich größere Streuung der Werkstoffkennwerte, so daß mit bestimmten Ausfallwahrscheinlichkeiten gerechnet werden muß. Die strömungstechnisch optimierte Geometrie der Stahllaufräder kann daher mit keramischen Werkstoffen derzeit nicht realisiert werden. Die Ziele dieses Projekts sind daher auch Untersuchungen an einfachen Laufradgeometrien, die für den Einsatz von Keramik bei hohen Temperaturen konstruktiv realisierbar sind. Dabei sollen die gleichen strömungstechnischen Daten (Volumenstrom und Druckerhöhung) möglichst auch für Temperaturen bis zu 1300 °C erreicht werden, wie sie bei niedrigeren Temperaturen mit üblichen Heißgasventilatoren möglich sind.

Die erste wesentliche Vereinfachung ist das Weglassen der Deck- und Rückenscheibe, die bei herkömmlichen Radialventilatoren meistens vorhanden sind. Läßt man zunächst die Deckscheibe weg, so entsteht ein einseitig offenes Laufrad. Verzichtet man auch noch auf die Rückenscheibe, so erhält man ein beidseitig offenes Laufrad. Bei solchen offenen Radiallaufrädern sind die Spalte die Haupt-

verlustquelle. Diese Spaltverluste entstehen zwischen dem feststehenden Ventilatorgehäuse und den sich drehenden Schaufeln und werden mit zunehmender Spaltweite deutlich größer. Die Spaltweiten müssen beim Hochtemperatureinsatz aus Sicherheitsgründen wegen der Wärmeausdehnung der Materialien groß sein.

Die zweite wesentliche Vereinfachung ist der Einsatz radialer Schaufeln, die eindimensional gerade sind und Schaufelwinkel von $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$ aufweisen. Sie haben neben der einfacheren Herstellung den Vorteil, daß dort im wesentlichen durch die Zentrifugalkräfte nur Normalspannungen und kaum Biegespannungen auftreten. Die üblichen strömungstechnisch optimalen Schaufelformen sind radialendende, rückwärtsgekrümmte oder vorwärtsgekrümmte Schaufeln, die wegen ihrer gekrümmten Form sehr großen Biegebeanspruchungen ausgesetzt sind. Den damit verbundenen hohen Zugspannungen sollte Keramik aber nicht ausgesetzt werden.

Das Förderverhalten der radialen Schaufeln ist insbesondere an einseitig und beidseitig offenen Rädern bei großen Spaltweiten unbekannt und wird deshalb am Institut für Energieverfahrenstechnik, dem zweiten an diesem Projekt beteiligten Institut der TU Clausthal, untersucht. Von besonderem Interesse ist dabei das Förderverhalten bei hohen Temperaturen. Mit steigender Temperatur wächst die Viskosität des Gases und hat damit Einfluß auf die Spaltverluste.

Der Spaltweiteneinfluß bei derartigen beidseitig offenen Laufrädern ist in der Literatur unbekannt. Deshalb sind experimentelle Untersuchungen notwendig, um zu klären, ob solche Laufräder strömungstechnisch sinnvoll sind.

Der Einfluß der Spaltströmung auf die Fördereigenschaften kann verringert werden, wenn die Schaufelbreite vergrößert wird. Diese Überlegung führte dazu, die Schaufelbreite bei sonst gleicher Geometrie zu verändern. Nach den bisher bekannten Auslegungsregeln für offene Laufräder sind einer Verbreiterung der Schaufeln aufgrund der Gefahr von Strömungsablösungen Grenzen gesetzt. Ob über diese Grenzen hinaus die breiteren Schaufeln im Hinblick auf die Druckerhöhung vorteilhaft sind, soll

noch durch Experimente geklärt werden.

In Versuchen an kleinen Plexiglasmodellen ist eine einfache Schaufelform entwickelt worden, die im großen Maßstab durch die in Abschnitt 3 dargestellte Konstruktion verwirklicht wurde.

Strömungstechnische Messungen im Heißgasversuch an diesem Rad haben ergeben, daß diese neue Schaufelform der konventionellen praktisch ebenbürtig und bei höheren Drehzahlen, die aufgrund der niedrigen auftretenden Spannungen realisierbar sind, sogar überlegen ist.

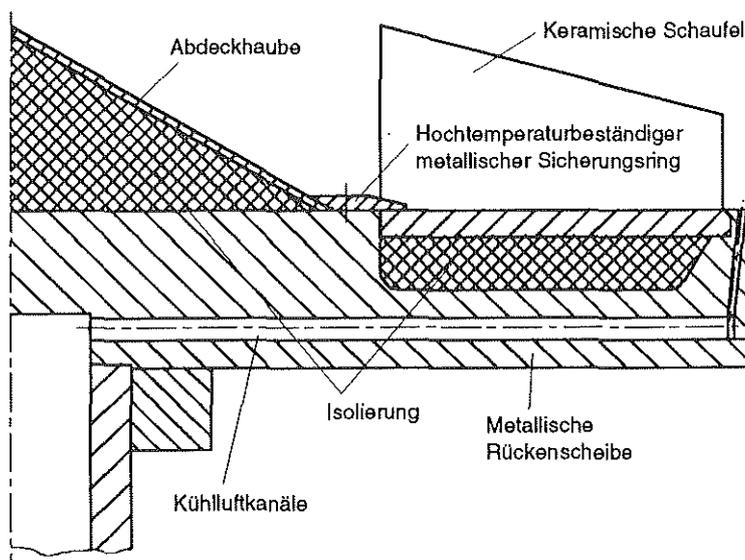


Bild 2: Schematischer Aufbau des bisherigen Metall-Keramik-Verbundrades

2. Konventionelles modulares Lösungsprinzip

Grundgedanke des modularen Lösungsansatzes ist die Tatsache, daß ein kleineres keramisches Bauteil eine geringere Ausfallwahrscheinlichkeit hat als ein großes.

Als diese Konstruktion vor einigen Jahren entwickelt wurde, waren zudem die Herstellungsverfahren für keramische Bauteile noch nicht so weit entwickelt wie heute, so daß eine andere Bauweise zur Realisierung eines Lüfterrades von einem über einen halben Meter großen Durchmesser noch nicht möglich war.

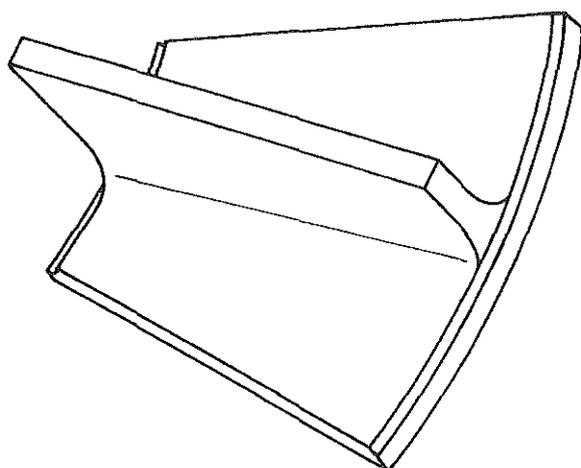


Bild 3: Rein radiale Schaufel für das modular aufgebaute Metall-Keramik-Verbundrad

2.1 Konstruktiver Aufbau des bisherigen Metall-Keramik-Verbundrades

Den konstruktiven Aufbau des Rades zeigt **Bild 2**. Tortenstückförmige Keramikschaufeln (**Bild 3**) werden in eine luftgekühlte metallische Rückenscheibe eingehängt. Die Kühlung erfolgt dabei mittels einer Drehdurchführung durch die Ventilatorwelle, die mit der Rückenscheibe verschweißt ist. Durch ein fertigungstechnisch aufwendiges Bohrungssystem gelangt die Kühlluft nach Durchströmen der Rückenscheibe schließlich in den Ofenprozeß. Die Schaufeln werden durch einen Blechring vor dem Herausfallen gesichert.

Zu dieser Konstruktion führten folgende wesentliche Überlegungen:

- Die Schaufeln werden durch den Außenbord gehalten und dadurch überwiegend – allerdings stark abhängig von der Gestaltung der Schaufel – auf Druck beansprucht.
- Das Rad hat mit einem Außendurchmesser von 550 mm außen und 275 mm innen eine Größe, die zum damaligen Zeitpunkt in Bezug auf die etwa 200 mm großen keramischen Schaufeln fertigungstechnisch gut beherrschbar war.
- Ein Riß in einer keramischen Schaufel muß nicht unbedingt den Ausfall der gesamten Konstruktion nach sich ziehen (fail-safe-Prinzip).

- Der Aufbau des Rades erlaubt ein einfaches und schnelles Austauschen von Schaufeln bzw. der verschiedenen Schaufelsätze, bietet sich also als Versuchsträger an.

2.2 Schwachstellen des Verbundrades

Grundsätzlich ist festzustellen, daß sich das entwickelte Rad mit einfach gestalteten Schaufeln aus SiSiC bei Drehzahlen bis 2200 min^{-1} und Temperaturen bis etwa 1000 °C betreiben läßt. Dies ist mehr, als der konventionelle Stahlventilator erlaubt. Dennoch müssen folgende erhebliche Nachteile in Kauf genommen werden:

1. Der Kühlluftbedarf des Verbundrades ist für die maximale Einsatztemperatur sehr hoch: Es müssen bis zu ca. $90 \text{ m}^3/\text{h}$ (i.N.) Druckluft durch das Rad geführt werden, um den Außenbord noch auf eine vertretbare Temperatur kühlen zu können. Dies entspricht etwa 10 % des Fördervolumenstroms. Die Kühlluft wird dem Ofenprozeß zugeführt und stellt eine erhebliche Wärmesenke dar.
2. Die Herstellungskosten für ein Rad sind durch den keramischen Schaufelsatz zum einen und die großvolumige stählerne Rückenscheibe aus hochwarmfesten Stahl mit den vielen Kühlungsbohrungen zum anderen sehr hoch.
3. Zur Steigerung der Einsatztemperatur kann die Rückenscheibe unverändert nicht einfach aus ODS-Legierungen gefertigt werden, da z. T. Halbzeuge in dieser Größe nicht verfügbar sind und Schweißen nur unter hohem Festigkeitsverlust durchführbar wäre.
4. Die keramischen Schaufeln stehen an den Einspannstellen im direkten Kontakt zum gekühlten Stahl, wodurch hohe Temperaturgradienten entstehen. Weitere Probleme sind Verschweißungseffekte und punktuelle Lasteinleitungen am Außenbord, da trotz (teurem) Schleifen wegen Verzug der Stahlscheibe und Schmutzpartikeln eine flächige Anlage nicht unbedingt sichergestellt ist. Der Nachteil der dadurch provozierten Ausfälle wird allerdings durch das fail-safe-Verhalten der Konstruktion weitgehend kompensiert.

3. Neues monolithisches Lösungsprinzip

Die Erkenntnis, daß ein Rad mit rein radialer Beschauflung und konstanter Schaufelhöhe ohne Deck- und Rückenscheibe ein völlig ausreichendes Förderverhalten erbringt; die Weiterentwicklung der Herstellungstechnologie keramischer Werkstoffe sowie die experimentell gewonnene Tatsache, daß ein modular aufgebautes Rad durch die deutlich höhere Anzahl kritischer Kontaktstellen trotz kleineren Bauteilvolumens eine größere Ausfallwahrscheinlichkeit hat, führten zu einer neuen, unkonventionellen Lösung, die im folgenden dargestellt wird.

Gegenüber der bisherigen Konstruktion werden bei dieser neuen Lösung folgende Konstruktionsregeln verfolgt:

1. Lasteinleitung unter Druck soll aufgrund der damit verbundenen kritischen Kontaktspannungen vermieden werden, bzw. es müssen spannungvergleichmäßige Zwischenschichten eingesetzt werden.
2. Geringe, aber dafür eindeutig bestimmbare Zugspannungen sollen zugelassen werden.
3. Die Zahl an grundsätzlich problematischen Kontaktflächen soll so klein wie möglich sein.
4. Ein safe-life-Prinzip soll verfolgt werden, d.h., die in der Keramik auftretenden Spannungen müssen so gering sein, daß über einen langen Zeitraum nicht mit einem Ausfall zu rechnen ist.

3.1 Keramischer Ventilator ohne Deck- und Rückenscheibe

3.1.1 Laufrad

Das monolithische Laufrad zeigt das [Bild 4](#). Es hat einen Außendurchmesser von 550 mm. 11 rein radial gestaltete Schaufeln sind wie Paddel um eine zylindrische Nabe angebracht. Die Geometrie dieses Rades wurde in zahlreichen Finite-Element-Rechnungen optimiert. Die maximalen aus der Fliehkraft resultierenden Hauptspannungen betragen bei einer Drehzahl von 2300 min^{-1} nur etwa

15 N/mm². Diese geringe Spannung scheint den Bau eines großen keramischen Monolithen zu rechtfertigen, also statt der bisherigen „fail-safe“ eine „safe-life“-Konstruktion zu gestalten.

Bei den Berechnungen der Wärmespannungen im Rad durch die gekühlte Welle-Nabe-Verbindung zeigte sich jedoch, daß durch Wärme die kritischere Beanspruchung erzeugt wird. Es erwies sich aber als unmöglich, die Höhe der auftretenden Spannungen exakt zu bestimmen, da Werkstoffkennwerte in diesem Temperaturbereich nicht oder nur teilweise vorliegen. Schätzungen ergaben, daß beim ersten Entwurf die maximale Wärmehauptspannung für die günstigste und ungünstigste Annahme zwischen etwa 30 und 300 N/mm² liegt. Aus diesem Grund wurde die Welle-Nabe-Verbindung noch einmal überarbeitet und die Wärmesperrfunktion optimiert.

Im Vergleich zu beispielsweise keramischen Abgasturboladern, die im vom BMFT geförderten Keramikforschungsprogramm entwickelt wurden, zeigt sich, daß der Ventilator sehr viel kleinere Radien aufweist, was wegen der dort höheren Spannungskon-

zentrationen an sich ungünstiger ist. Dies hat folgende Ursachen:

1. Die Abgasturbolader werden thermisch viel höher beansprucht. In einem beispielsweise von der Firma MTU entwickelten Lösung ist hinter dem Rotor ein Luftlager angebracht, dahinter wiederum eine Schrumpfung, bis zu der die Temperatur der Keramik auf Werte um ca. 500 °C abgekühlt sein muß. Durch diese Konstruktionsweise sind schon im stationären Zustand hohe Wärmespannungen vorhanden.
2. Das hier vorgestellte Ventilatorrad wird durch die Wärmesperrwirkung der Welle-Nabe-Verbindung thermisch deutlich geringer beansprucht, ferner treten im Ofenbetrieb in der Regel keine Thermoschockbeanspruchungen auf.
3. Das Ventilatorrad ist ein fertigungstechnischer Kompromiß, der wegen der begrenzten Sachmittel des Projekts vor allen in Hinblick auf eine kostengünstige Herstellbarkeit gestaltet worden ist. Für Räder, die auch thermisch instationär hoch

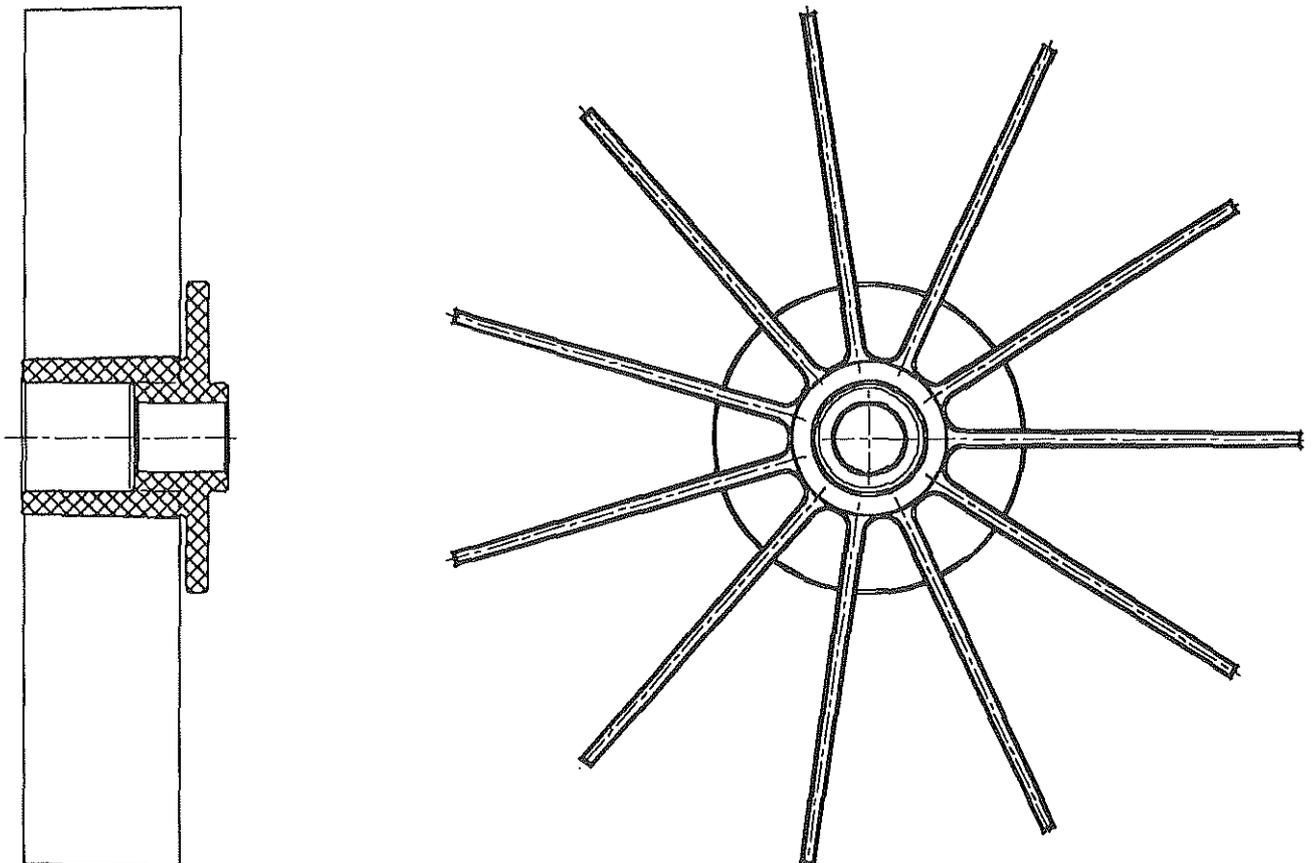


Bild 4: Konstruktionszeichnung des monolithischen vollkeramischen Laufrades aus SiSiC

beansprucht werden, muß die Form weiter optimiert werden.

Mittels eines Aluminium-Modells dieses Rades wurde der Grünling aus einem neu entwickelten Harz-Schlicker hergestellt. Dieser neuartige Schlicker ist unter anderem durch organische Zusätze selbst-aushärtend, d.h., es muß keine saugende Gips-Form mehr verwendet werden. Vorteil dieses Schlickers ist die deutlich höhere Grünfestigkeit des Materials, die das Handhaben des großen und für Keramik recht komplizierten Bauteils überhaupt erst erlaubt. Anschließend wird der Grünling bei Temperaturen von 600 bis 700 °C in Schutzgasatmosphäre verkocht, wobei die Zusätze aufgecrackt werden und elementarer Kohlenstoff zurückbleibt, der für die Gefügebildung verantwortlich ist.

Zur Befestigung an der Welle muß an diesem Grünling noch ein Flansch angebracht werden. Dieser wird isostatisch gepreßt und im Grünzustand spannend bearbeitet. Mittels eines wäßrigen Schlickers wird der Flansch an das verkockte Laufrad garniert

und anschließend dem Silizierungsprozeß zugeführt. Nach diesem Brand und dem sich anschließenden Sandstrahlen ist das Teil bis auf das Schleifen der Fügeflächen fertiggestellt.

3.1.2 Einbau im Gehäuse

Wegen der fehlenden Rückenscheibe und der Schaufeln konstanter Höhe mußte das Gehäuse umgestaltet werden. Das neue Gehäuse zeichnet sich vor allem durch einen Isolierstoffblock aus, der gegen die Grundplatte des Ventilatorgestells geschraubt ist und als stehende Rückenscheibe dient. Da die zur Kühlung der Welle-Nabe-Verbindung nötige Druckluft außerhalb des Ofenprozesses abgegeben wird, sind besondere Maßnahmen zum Kühlen des unteren Stehlagers erforderlich (Bild 5).

3.1.3 Welle-Nabe-Verbindung

Die Welle-Nabe-Verbindung des neuen Rades zeigt Bild 6. Das Rad wird mittels eines Zugankers aus einer gesinterten Superlegierung gegen eine Planflä-

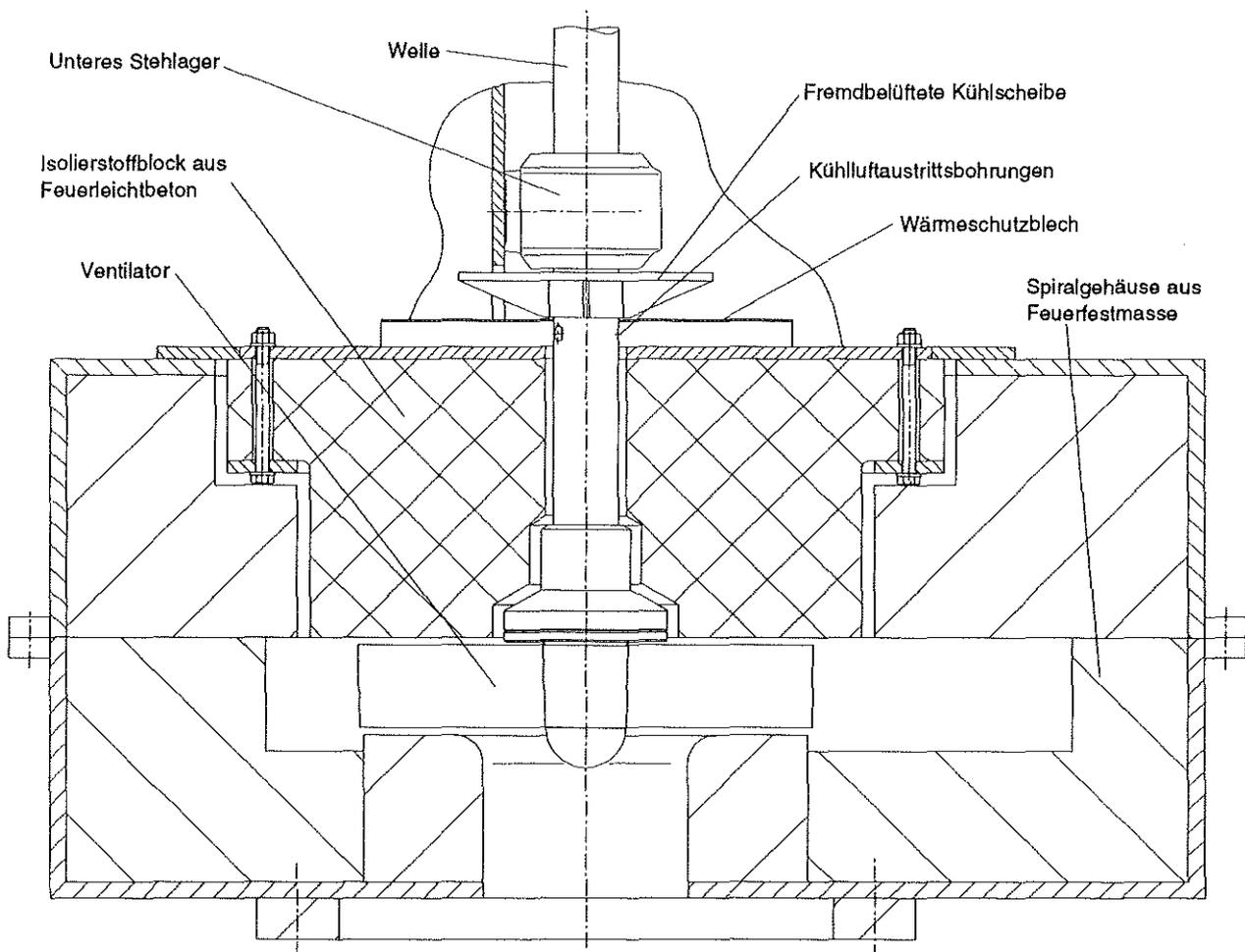


Bild 5: Übersichtszeichnung des Laufrades im Gehäuse

che gedrückt, ähnlich einer Autofelge auf die Bremstrommel. Die Zugkraft wird mit Hilfe eines Tellerfederpaketes am Ende der Welle aufgebracht; das Rohr, welches die Zugkraft überträgt, dient gleichzeitig als Zuströmrohr für die Kühlluft.

Durch die radiale Fügefläche ist eine ungehinderte Wärmedehnung gewährleistet, ein „Kippen“ des Rades also ausgeschlossen. Über diese Fügefläche wird auch das Drehmoment reibschlüssig in den Läufer übertragen. Die Zentrierung erfolgt getrennt über einen kleinen, zylindrischen Absatz, der bei Raumtemperatur als Übergangspassung ausgelegt ist. Mit steigender Temperatur tritt zwar ein geringes Spiel auf, für den vorgesehenen Einsatzfall wird diese Genauigkeit jedoch als ausreichend angesehen. Durch geschickte Kühlluftführung wird das Spiel durch Anblasen der metallischen Hülse weiter reduziert.

Um möglichst wenig Wärme aus dem Rad abzuführen, ist der gesamte Kontaktbereich als Wärmesperre ausgebildet: Die radiale Fügefläche ist mit einem keramischen Papier beklebt. Die Zentrierung erfolgt durch einen Ring aus magnesiumstabilisiertem Zirkonoxid mit einer sehr niedrigen Wärmeleitfähigkeit.

Aufgrund dieses Ringes muß auch der zylindrische Absatz des Rades (die Kontaktfläche) geschliffen werden, ebenso wie die Fügefläche der Haube, die gekittet wird. In der radialen Fügefläche des Metallflansches ist außerdem ein Absatz eingedreht: Dieser unterstützt die Isolierwirkung des Papiers, da es dort nicht zusammengepreßt wird und folglich eine niedrigere Wärmeleitfähigkeit hat.

Diese Welle-Nabe-Verbindung hat den großen Vorteil, daß an keiner Stelle unmittelbarer Kontakt zwischen der sehr gut wärmeleitenden SiSiC-Keramik des Laufrades und dem Stahl besteht, dennoch aber eine noch ausreichende Zentrierung und Drehmomentübertragung sichergestellt wird. Die Forderungen nach Isolation und Reduzierung von Kontaktspannungen sind gut erfüllt.

3.2 Erste Versuchsergebnisse

Vom Keramikhersteller wurden drei Laufräder geliefert, die sich aber alle wegen des sich noch in der Entwicklung befindlichen Fertigungsverfahrens durch eine Reihe von Fehlern auszeichnen. So

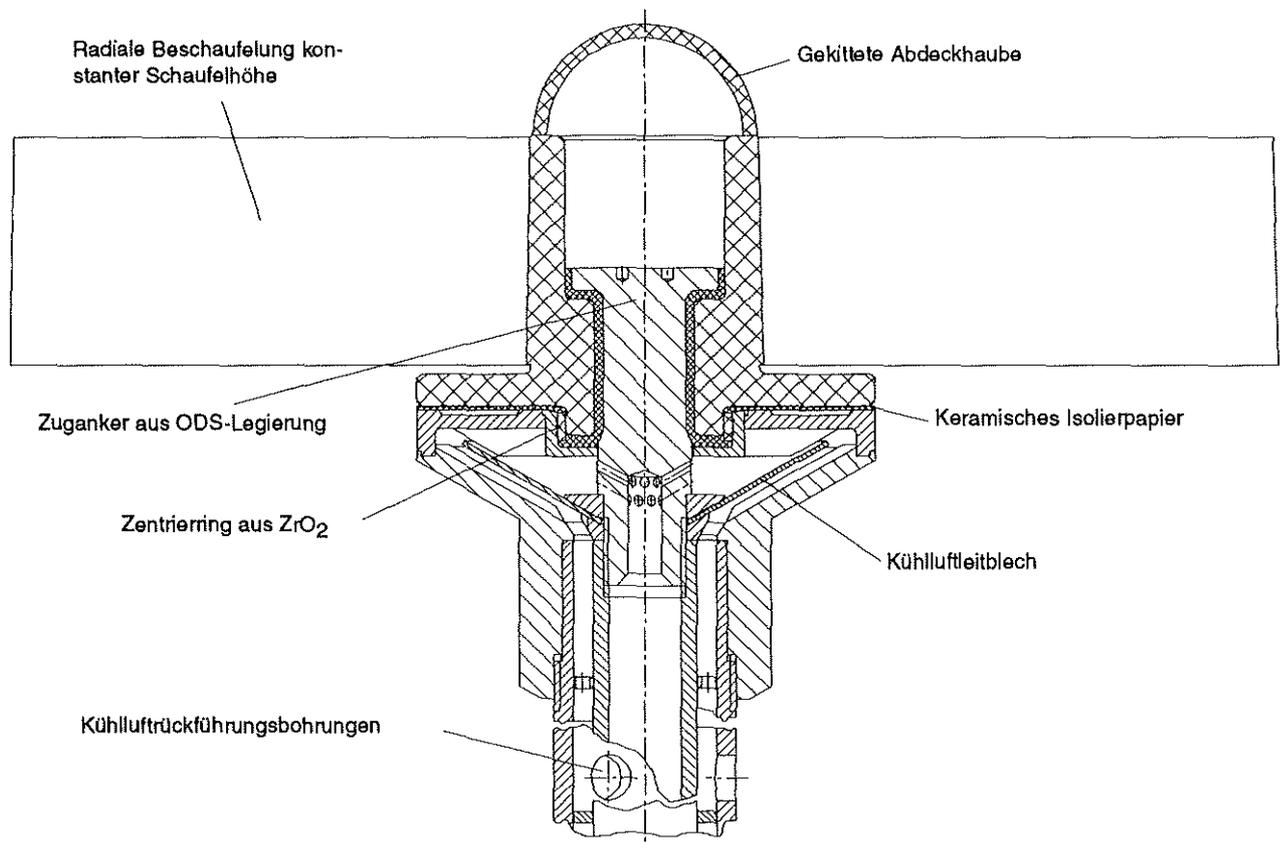


Bild 6: Konstruktionszeichnung des monolithisches Laufrades in der neu entwickelten Welle-Nabe-Verbindung

weist das Laufrad z.T. große Poren im Radienbereich auf. Einige Flügel waren mit erheblichen Gußrillen versehen und sogar verzogen, so daß unter Fliehkraftbeanspruchung zusätzliche Biegespannungen auftreten.

Dennoch versagte keines der drei Räder auf dem Schleuderprüfstand. Die Laufräder, die für eine Betriebsdrehzahl um 2200 min^{-1} vorgesehen sind, wurden bis 2760 min^{-1} geschleudert, das entspricht fast der 1,6-fachen Fliehkraftspannung. Da die Versuche aber bei Umgebungsdruck und -temperatur durchgeführt wurden, entstand zusätzlich ein etwa um den Faktor 10 höheres Biegemoment in den Schaufeln. Der Ventilator, der später im Heißgasbetrieb von einem 2,5 kW-Motor betrieben werden soll, konnte auf dem 40 kW-Prüfstand nicht zerstört werden, obwohl dieser bis an seine Leistungsgrenze gefahren wurde.

Zur Bestimmung des erforderlichen Kühlluftvolumenstroms wurde das Rad an den interessierenden Stellen mit Thermoelementen bestückt. Es zeigte sich, daß trotz der im Ventilatoreintritt herrschenden Temperatur von $1300 \text{ }^\circ\text{C}$ bei einem Kühlluftvolumenstrom von gerade $15 \text{ m}^3/\text{h}$ (i.N.) an keiner Stelle der Welle-Nabe-Verbindung eine für die eingesetzten Werkstoffe kritische Temperatur eintrat. Diese geringe Kühlluftmenge verdeutlicht, wie wirkungsvoll die Isolationsschicht arbeitet. Das Laufrad überstand diesen Versuch ohne Schäden.

In einem weiteren Versuch wurde das Rad zusätzlich zur thermischen Belastung im Heißgasbetrieb gedreht, also durch Fliehkraft beansprucht. Während der etwa zehnstündigen Aufheizphase von Raumtemperatur auf $1300 \text{ }^\circ\text{C}$ rotierte es bei einer Drehzahl von 1760 min^{-1} . Dabei blieb die mittlere Schwinggeschwindigkeit des Rades konstant bei einem Wert von etwa $0,6 \text{ mm/s}$. Dies zeigt, daß die Welle-Nabe-Verbindung für den wechselnden Temperaturbereich gut geeignet ist.

Um eine Kennlinie bei höheren Laufraddrehzahlen zu messen, wurde anschließend die Drehzahl auf 2200 min^{-1} gebracht. Hierbei traten allerdings unerwartet große Resonanzprobleme auf, obwohl die biegekritische Drehzahl erst für einen Wert weit oberhalb 3000 min^{-1} berechnet worden war. Die Schwingschnelle wuchs auf Werte bis zu 6 mm/s an,

ohne daß das Rad jedoch während der etwa 50minütigen Betriebsdauer bei dieser Drehzahl versagte. Allerdings fiel die Schwingschnelle nach dem Reduzieren der Drehzahl auf den Ausgangswert von 1760 min^{-1} auf einen höheren Wert von $1,6 \text{ mm/s}$ zurück. Da das Rad äußerlich unbeschädigt war, muß es sich in der Zentrierhülse verkantet und schiefgestellt haben, so daß eine große dynamische Unwucht erzeugt wurde.

Das Rad fiel dann nach weiteren zweieinhalb Stunden Betriebsdauer durch Schaufelbruch aus. Im Gehäuse erkennt man eine Schleifspur an der stehenden Deckscheibe, tangential dahinter ist der Abdruck eines Flügels in der Gehäusewand zu sehen. Es ist aber nicht eindeutig festzustellen, ob das Rad durch Anstreifen ausgefallen oder ob das Anstreifen eine Folge des Schiefstellens des Läufers nach einem Ermüdungsschaufelbruch ist.

Auf jeden Fall aber kann der Verlust des Rades mit den Resonanzproblemen in Verbindung gebracht werden. Folgende Effekte werden als Ursache dafür vermutet:

1. Das in der Welle liegende Zugrohr wurde, da es leicht verzogen war, mit einem sehr großen Spiel in die Hohlwelle eingeführt. Im Betrieb kam es zu einem Schlagen des Rohres in der Welle.
2. Das keramische Faserpapier, über das das Laufrad festgespannt ist, setzt sich im Betrieb stärker als angenommen. Dies kann dazu führen, daß die über das Innenrohr und den Zuganker in den Läufer übertragene Spannkraft durch Anliegen des Kühlluftleitbleches an den rückseitigen Kühlrippen reduziert wurde. Außerdem wirkt so das Papier wie eine weiche Feder und kann daher die kritischen Drehzahlen des Rotors verstimmen.
3. Das Laufrad konnte aus zeitlichen Gründen nicht in der Schaufelebene durch Schleifen der Flügelspitzen, sondern nur durch Festschweißen einer Wuchtmasse am Stahlflansch gewuchtet werden. Damit kann zwar die statische, nicht aber die dynamische Unwucht behoben werden. Vor allem aber laufen die Reaktionskräfte so über die Welle-Nabe-Verbindung.

Bis zum nächsten Versuch sollen diese Probleme behoben werden.

Bestimmung des Leistungseintrags in einer Schwingmühle

U. Bock

Einleitung

Die Hydrochlorierung von metallisch verunreinigtem Silicium stellt einen wichtigen Zwischenschritt bei der Herstellung von hochreinem Silicium für die Halbleiter-, Solarzellen- und Glasfaserherstellung dar.

Das Rohsilicium wird aus Siliciumdioxid gewonnen, das durch Hydrochlorierung zu Trichlorsilan umgesetzt wird. Dieses wird schließlich mit Wasserstoff zu polykristallinem Reinstsilicium weiterverarbeitet, worauf sich dann das Ziehen von Einkristallinen anschließt.

Die Hydrochlorierung von Ferrosilicium (FeSi) wird bisher in zwei Verfahrensschritten durchgeführt: In einem Mahlvorgang wird das FeSi zerkleinert und anschließend in einem Wirbelbett mit HCl zu Trichlorsilan umgesetzt. Während der Mahlung und des Transports ist ein Kontakt des FeSi mit Luftsauerstoff nicht auszuschließen. Untersuchungen haben jedoch gezeigt, daß die Anfangsgeschwindigkeit der Reaktion mit steigender Kontaktzeit fällt. Aus Gründen der Rationalisierung und Energieeinsparung erscheint daher die Vereinigung der beiden Prozesse "Mahlen" und "Reagieren" in einer Reaktionsmühle sinnvoll.

Als Reaktionsmühle dient eine Schwingmühle. Ihre Aufgabe ist, durch Erzeugung neuer Oberfläche bzw. durch Abreiben von Niederschlägen, die den Reaktionsfortschritt stören, die Gas-Feststoff-Reaktion zu beschleunigen. Die für diese Aufgabenstellung günstigen Betriebszustände sind unbekannt und werden sich sehr wahrscheinlich von denen der bloßen Zerkleinerung unterscheiden. So waren weite Variationen der Betriebsparameter über die Grenzen der üblichen Einstellung hinaus vorzunehmen /1/.

1 Beschreibung des Versuchsstandes

Die Bewegung der Füllung einer Schwingmühle ist für übliche Bedingungen von verschiedenen Autoren

untersucht worden /2, 3/. Üblich sind folgende Einstellungen:

- Drehzahl: 1500 - 3000 min⁻¹
- relative Amplitude (bezogen auf den halben Mahlraumdurchmesser): 3 - 6 %
- Kugelfüllgrad: $\phi_K = 60 - 80$ %

Hochfrequente Filmaufnahmen haben gezeigt, daß sich unter diesen Bedingungen die Füllung in ihrer Gesamtheit etwas von der Wand abhebt und sich nur geringfügig ausdehnt. Die Kugeln laufen auf geschlossenen Bahnen um, ein Austausch zwischen den Umlaufbahnen findet nicht statt. Die Oberfläche der Füllung stellt sich etwas schräg. Der Raum darüber bleibt leer.

Dieser Zustand ist für die Gas-Feststoff-Reaktion schließlich nicht besonders günstig, da das Gas den freien Raum durchströmen wird und die Vermischung von Reaktionsgas und Feststoff, der sich in der Kugelfüllung befindet, nur ungenügend erfolgt. Anzustreben sind also Betriebszustände, die folgende Bedingungen erfüllen:

- kein permanenter Freiraum in Strömungsrichtung
- gute Durchmischung von Reaktionsgas und Feststoff

Daraus folgt, daß die Füllung stärker bewegt werden muß und möglichst kleine Mahlkugeln Verwendung finden sollten.

Die wichtigsten Daten zur konstruktiven Ausführung des Prüfstandes sind:

Mahlkammer:	Ø 100 x 50 mm
Mahlraumtemperatur:	bis 450 °C
Schwingform:	linear, kreisförmig
Drehzahl:	bis 4000 min ⁻¹
Amplitude:	1 bis 7 mm
relative Amplitude:	2 bis 14 %
max. Beschleunigung:	65 g

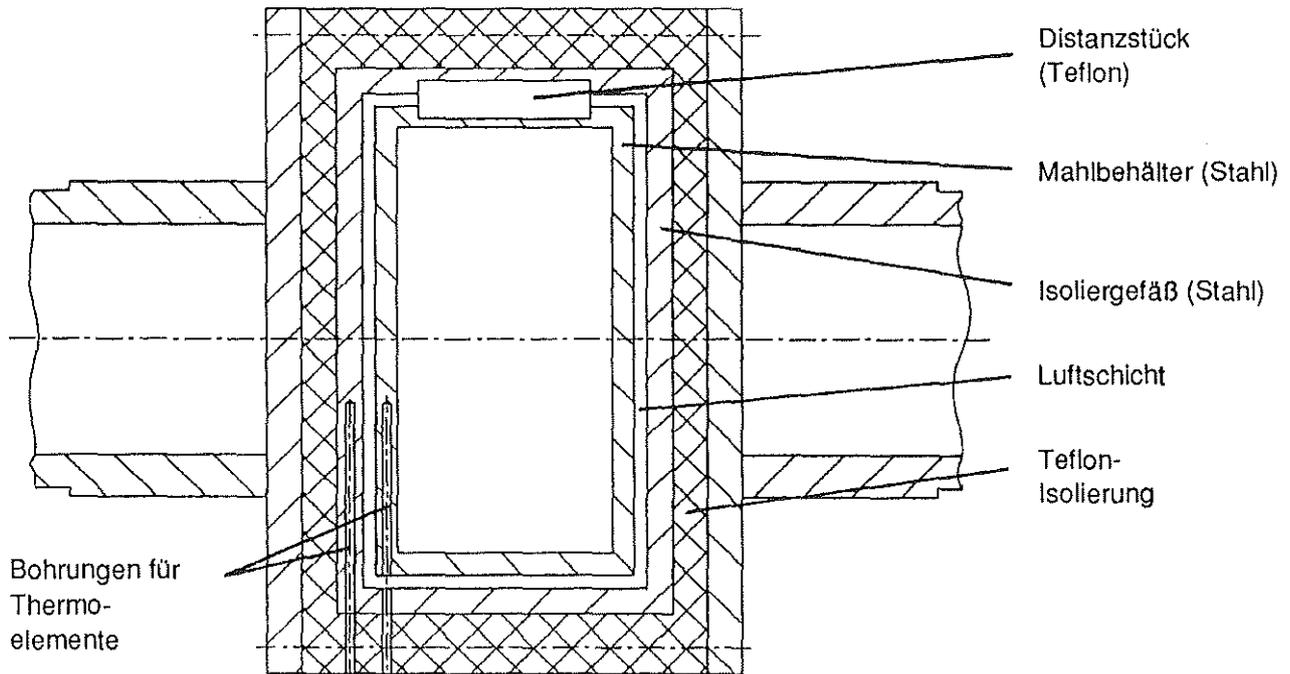


Bild 2.1: Wärmeisolierte Mahlkammer zur kalorimetrischen Bestimmung des Leistungseintrags

2.1 Berechnung des Leistungseintrags

Zunächst wurde geklärt, wie gut die Wärme von ihrem Entstehungsort, der Füllung, auf die Wand übergeht. Dazu wurde die Mühle bei verschiedenen Einstellungen jeweils 10 Minuten lang betrieben und dann ausgestellt.

Einen typischen Temperaturverlauf zeigt Bild 2.2.

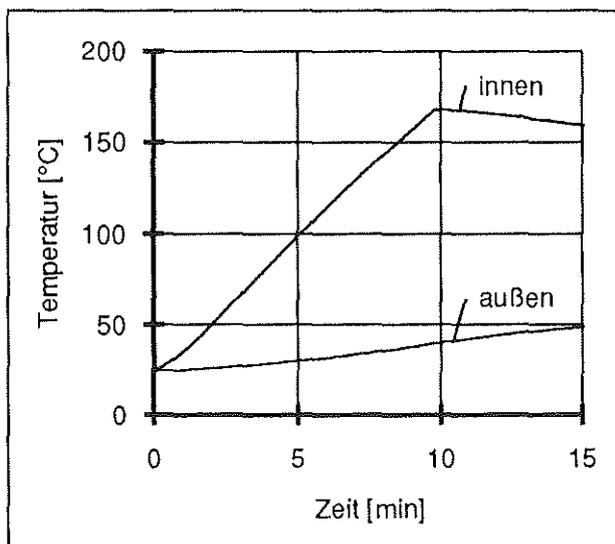


Bild 2.2: Temperaturverlauf
 $n = 2400 \text{ min}^{-1}$, $r = 7 \text{ mm}$,
 $\varphi_K = 70 \%$, $\varphi_M = 0 \%$

Die höhere Temperatur ist die der Mahlkammer, die andere die des Isoliergefäßes.

Die Temperatur der Mahlkammer zeigt nach dem Ausschalten der Mühle keine weitere Erhöhung. Das bedeutet, daß ein guter Wärmeübergang von der Füllung an die Wand vorliegt.

Der Leistungseintrag ist aus der Temperaturerhöhung der Füllung, des inneren und des äußeren Behälters direkt bestimmbar:

$$P = \frac{c}{t} \cdot [(m_K + m_1) \cdot \Delta T_1 + m_2 \cdot \Delta T_2]$$

Hierin bedeuten:

- m_K : Masse Kugeln
- m_1 : Masse Mahlbehälter
- m_2 : Masse Isolierbehälter
- ΔT_1 : Temperaturanstieg Masse 1
- ΔT_2 : Temperaturanstieg Masse 2
- t : Mahldauer
- c : spezifische Wärme von Stahl

Bei den weiteren Messungen wurden u. a. die Einflüsse der Parameter Amplitude, Füllgrad, Mahlgut, Schwingform und Drehzahl untersucht.

2.3 Einfluß der Amplitude

Das **Bild 2.3** zeigt, daß bei gleichbleibender Drehzahl und steigender Amplitude ab einer bestimmten Grenze der Leistungseintrag sprunghaft ansteigt. Die Ursache hierfür liegt, wie durch Hochgeschwindigkeitsaufnahmen festgestellt werden konnte, in einer Änderung des Bewegungszustandes der Füllung.

Bei kleinen Amplituden erhalten die wandnahen Kugeln einen Impuls durch den schwingenden Mahlraum, und die Kugeln heben von der Wand ab. Sie vollführen eine Wurfparabel und treffen dann an anderer Stelle wieder auf, wo sie einen neuen Impuls erhalten. Durch die Einzelstöße läuft die gesamte Füllung im Mahlraum auf parallelen Bahnen um.

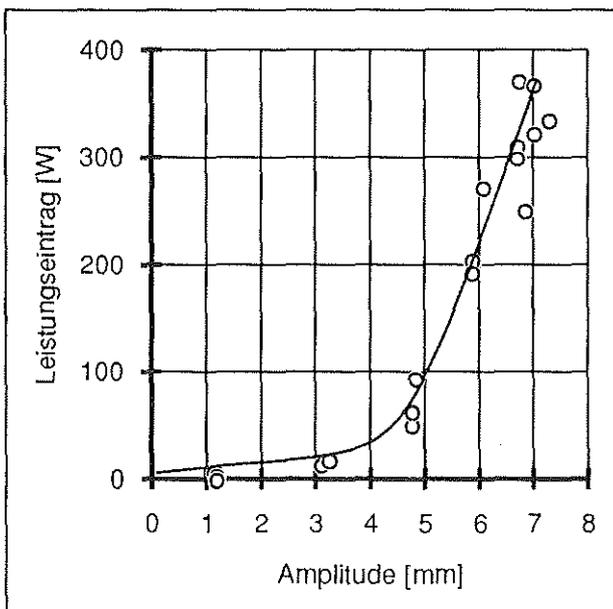


Bild 2.3: Leistungseintrag als Funktion der Amplitude
 Kreisschwingung, $n = 2250 \text{ min}^{-1}$,
 $d_K = 3 \text{ mm}$, $\varphi_K = 70 \%$, $\varphi_M = 0 \%$

Wird die Amplitude gesteigert, wächst auch die Flughöhe der Füllung. Sie wird beim Überschreiten einer Grenzamplitude so groß, daß die gesamte Füllung zusammenhängend durch den Mahlraum fliegt und an der gegenüberliegenden Wand auftrifft. Die parabelförmige Flugbahn wird dadurch unterbrochen, und es finden mehr Stöße pro Zeiteinheit zwischen Füllung und Wand statt. Dies hat einen erhöhten Leistungseintrag zur Folge.

2.4 Einfluß des Kugelfüllgrads

Der Leistungseintrag ist hier auf die Masse bezogen und wurde bei konstanter Beschleunigung gemessen, daß heißt, daß bei konstanter Amplitude von 4,8 mm die Drehzahl verändert wurde.

Es zeigt sich (siehe **Bild 2.4**), daß im Bereich üblicher Beschleunigungen bis 15 g die Werte dicht zusammenliegen. Darüberhinaus steigt jedoch der Leistungseintrag bei der 70%-Füllung weiter an, während bei einem Füllgrad von 50% nur eine geringe Erhöhung festzustellen ist. Zurückzuführen ist dies darauf, daß bei einem kleineren Füllgrad die freie Höhe über der Füllung größer ist, die Kugeln keine ausreichend hohen Würfe ausführen und nicht an die obere Wand anstoßen können.

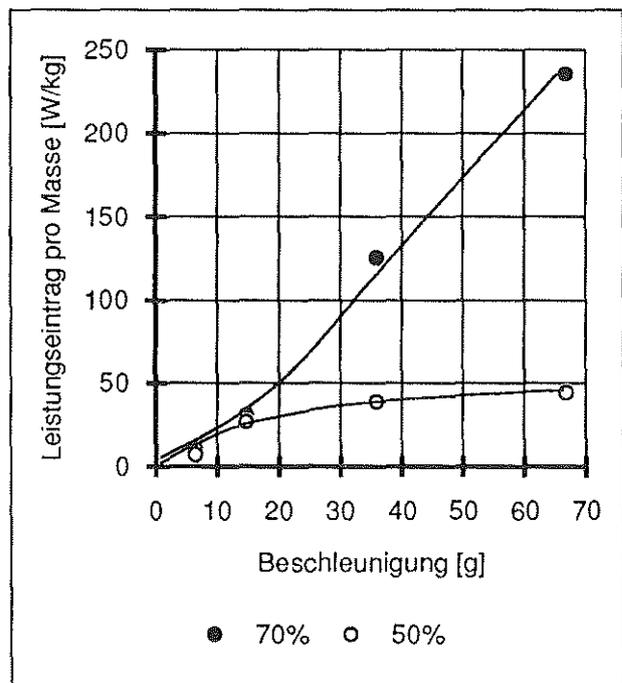


Bild 2.4: Einfluß des Kugelfüllgrads
 Kreisschwingung, $r = 4,8 \text{ mm}$, $\varphi_M = 0 \%$

2.5 Einfluß des Mahlguts

Die bisherigen Versuche wurden ohne Mahlgut durchgeführt. Von Bedeutung ist jedoch, inwieweit sich einerseits die Dämpfung der Bewegung durch Mahlgut auf den Leistungseintrag auswirkt, und andererseits, in welchem Zusammenhang Leistungseintrag und Mahlergebnis zueinander stehen. Um diese Einflüsse zu klären, wurden Versuchsreihen mit verschiedenen Drehzahlen und einer Mahlgutfüllung von 100 % durchgeführt.

In Bild 2.5 ist der Einfluß von Mahlgut auf den Leistungseintrag, bezogen auf die dritte Potenz der Drehzahl, bei verschiedenen Amplituden dargestellt. Als Mahlgut wurde Quarz mit einer Korngröße zwischen 80 und 400 µm eingesetzt.

Man erkennt eine deutliche Steigerung des Leistungseintrags, vor allem im mittleren Amplitudenbereich, wenn Mahlgut verwendet wird. Dies läßt sich auf eine erhöhte Dämpfung der Bewegung zurückzuführen.

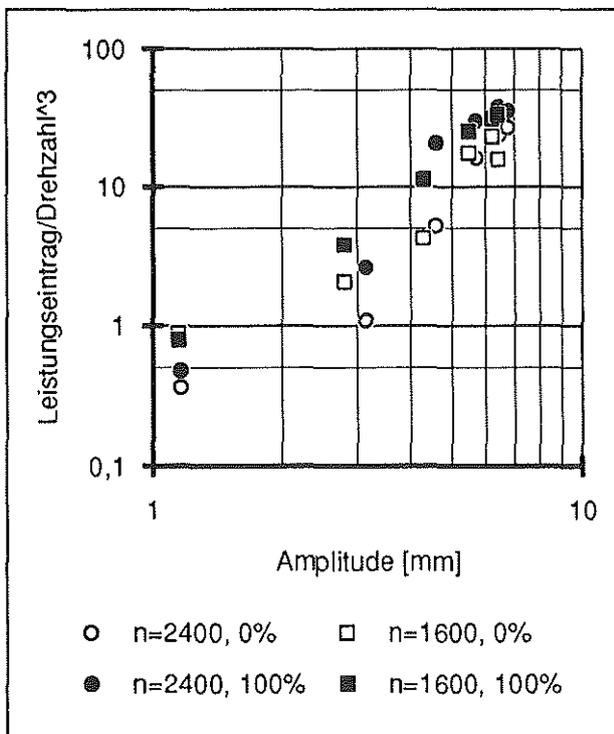


Bild 2.5: Einfluß des Mahlguts
 Kreisschwingung, Quarz 80 - 400 µm
 $\phi_K = 70\%$, $\phi_M = 0$ bzw. 100%

2.6 Einfluß der Schwingform

Es wurden Vertikal- und Kreisschwingungen bei zwei Amplituden und sonst gleichen Randbedingungen untersucht. Bei diesen Versuchen wurde jedesmal dieselbe spezifische Energie zugeführt. Bild 2.6 zeigt, daß die Partikelgrößen wegen derselben zugeführten spezifischen Energie in derselben Größenordnung liegen.

Bei der Vertikalschwingung bringt die höhere Amplitude bessere Ergebnisse. Die Kreisschwingung bringt aber eindeutig das feinste Produkt. Hier ist auch die Maximalkorngröße kleiner als bei der Vertikalschwingung.

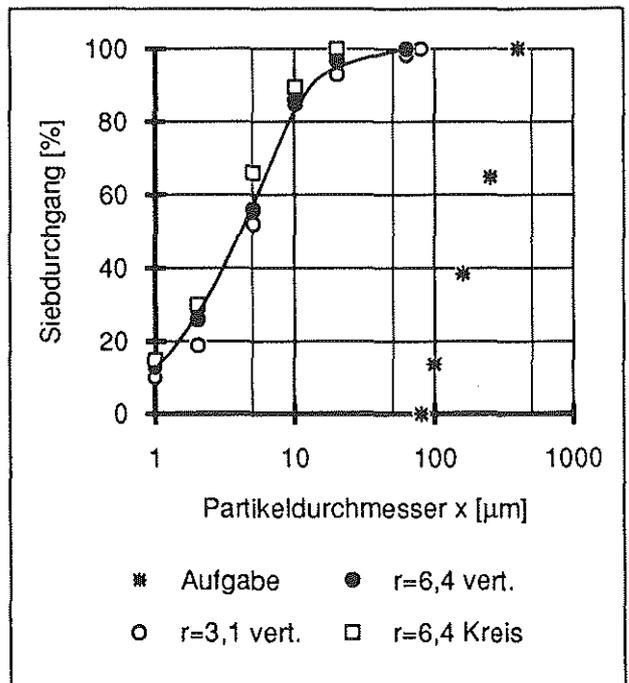


Bild 2.6: Einfluß der Schwingform
 $n=2400 \text{ min}^{-1}$, Quarz 80 - 400 µm,
 $\phi_M=100\%$, $E_M = 155 \text{ J/g}$

2.7 Feinguterzeugung

Der Einfluß der Amplitude auf den Leistungseintrag erwies sich in den beschriebenen Versuchen als entscheidend.

In weiteren Versuchen wurde die Auswirkung hoher relativer Amplituden auf das Zerkleinerungsergebnis untersucht. Bei diesen Versuchen wurden 3 Drehzahlen und 2 Amplituden eingestellt.

Es zeigt sich (siehe Bild 2.7), daß bei kleinen Ampli-

tuden nur wenig Feingut erzeugt wird, was aber zum großen Teil auf die bewußt klein gewählten Kugeln zurückzuführen ist.

Bei höheren Amplituden wird ein größerer Anteil an Feingut erzeugt. Hier zeigt sich dann zusätzlich eine erhebliche Abhängigkeit von der Drehzahl, da einerseits die Anzahl der Stöße steigt und andererseits auch die Stoßenergie zunimmt.

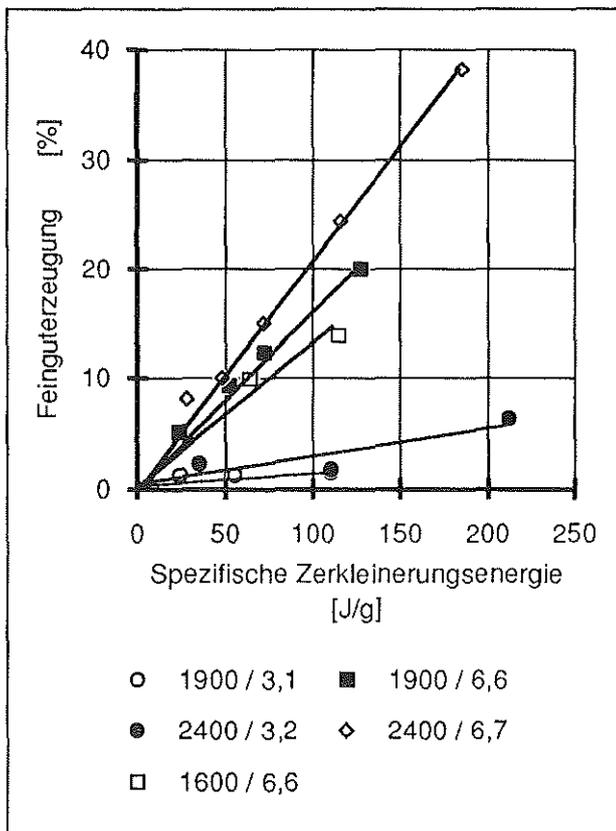


Bild 2.7: Feinguterzeugung $< 63 \mu\text{m}>$
 Kreisschwingung, $r = 3,1$ bzw $6,6$ mm,
 $n = 1600, 1900, 2400 \text{ min}^{-1}$,
 $\varphi_K = 70 \%$, $\varphi_M = 100 \%$

3 Zusammenfassung

Der Leistungseintrag hängt in starkem Maße von den Betriebsbedingungen ab und nimmt für große relative Amplituden stark zu. In diesem Bereich hat auch die Drehzahl einen direkten Einfluß. Die gewonnenen Erkenntnisse über die Wirksamkeit dieser Parameter haben direkten Einfluß auf die Konstruktion. Es ist außerdem möglich, durch gezielte Variation der Betriebsparameter die Zerkleinerungskinetik an die Reaktionskinetik anzupassen.

4 Literatur

- /1/ Kolloquium 1992 zum SFB 180: Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen, Clausthal-Zellerfeld
- /2/ Batel, W.: Vorgänge in Schwingmühlen. Aachen 1955, Institut für den wissenschaftlichen Film, Göttingen. Film C 731 Aachen 1955
- /3/ Kurrer, K.-E.: Zur inneren Kinematik und Kinetik von Rohrschwingmühlen. Dissertation TU Berlin 1986.

Forschungsprojekt "Maschinenakustik" auf europäischer Ebene EQUIP - Work Methodology for Development of Quiet Products

K. Engel
D. Haje

Die Konzeption und Konstruktion neuer Maschinen und Anlagen erfolgt in enger Ausrichtung auf die zu erfüllende Gesamtfunktion. Die Einbindung maschinenakustischer Aspekte in die Entwicklung erfolgt in der Regel sehr spät, meist erst in der Prototypenphase.

Inhalt des hier vorgestellten Projektes ist die Entwicklung eines computergestützten Beratungssystems für den Konstrukteur, das während der Konstruktion eines Produktes maschinenakustische Informationen vermittelt. Durch die Anwendung dieses Systems, das sich auch an Konstrukteure ohne akustisches Hintergrundwissen wendet, soll aufwendige sekundäre Schallschutzmaßnahmen (z. B. Kapselungen, Verkleidungen) vermeiden helfen und die Zeit zur Marktreife verkürzen. Der Projektstart ist am 1.1.1993 bei einer Laufzeit von 4 Jahren.

Ziel und Umfeld des Projektes

Das Projekt hat die Entwicklung eines wissensbasierten Systems zum Ziel, das bereits in der Konstruktionsphase eines Produktes Möglichkeiten zur Lärminderung aufzeigen soll.

Der Wunsch nach lärmarmen Produkten besteht in vielen Bereichen. Er ist nicht nur auf gesetzliche Vorschriften zurückzuführen, sondern beruht auch auf einem gesteigerten Umweltbewußtsein der Kunden. In Zukunft ist mit einem zunehmenden Gewicht des Verkaufsargumentes "lärmarm" zu rechnen, wie dies bereits in einigen Bereichen zu beobachten ist (z. B. bei Fahrzeugen, Hausgeräten oder Büromaschinen).

Derzeit beginnt die Berücksichtigung akustischer Belange oft erst dann, wenn ein Prototyp eines neuen Produktes vorliegt und zu hohe Schallpegel gemessen werden. In diesem Fall sind oft teure und konstruktiv aufwendige sekundäre Schallschutzmaßnahmen (Kapselungen) notwendig; primäre Maßnahmen durch konstruktive Eingriffe an der

Schallquelle sind in dieser späten Entwicklungsphase oft nicht mehr möglich. Wesentlich sinnvoller ist eine Vorgehensweise, bei der der Gesichtspunkt der Schallentstehung bereits während der Konstruktionsphase eines Produktes berücksichtigt wird.

Hierzu ist es jedoch erforderlich, daß der während der Konstruktion vorliegende Mangel an Informationen über die zu erwartenden akustischen Eigenschaften des Produktes beseitigt wird. Konstrukteure, die nicht immer Akustik-Experten sind, müssen bereits zu einem frühen Stadium der Konstruktion grundlegende Entscheidungen über die Funktionsstruktur des Produktes treffen, durch die das Geräuschverhalten erheblich beeinflusst wird. Die Vermittlung maschinenakustischer Informationen durch ein wissensbasiertes System kann in diesem Stadium entscheidend zur Entwicklung leiserer Maschinen beitragen und so aufwendige Nachbesserungen im Prototypen-Stadium vermeiden helfen.

Neben dem Ziel der Erstellung eines computergestützten Beratungssystems besteht für die produzierenden Industriepartner ein weiterer Nutzen, der bereits vor Ende des Projektes zum Tragen kommen wird: Die im Rahmen des Projektes geleistete Konstruktionsberatung ermöglicht die Entwicklung leiserer Produkte. Diese kurzfristig zu erzielende Produktverbesserung stellt eine Chance zur Erhöhung der Wettbewerbsfähigkeit der betreffenden Partner dar.

Schließlich sind im Rahmen des Projektes Methoden für die Messung der Körperschallintensität zu entwickeln, die in der akustischen Meßtechnik derzeit noch fehlen. Derartige Meßmethoden sind für die Überprüfbarkeit der Projektergebnisse an Prototypen erforderlich und können gleichzeitig einen Beitrag zur Normung darstellen.

Ziel des Projektes ist die Entwicklung eines offenen Systems, das maschinenakustisches Grundlagenwissen enthält und den Rahmen für die Aufnahme produktspezifischen Wissens bildet. Die Einarbei-

tung akustischen Wissens wird exemplarisch an den Produktgruppen der beteiligten Industriepartner demonstriert. Das fertiggestellte System stellt eine Basis für die Aufarbeitung und Bereitstellung firmen- und produktspezifischen Wissens dar.

Die Vorteile eines solchen Systems bestehen neben der transparenten Darstellung von Grundlagen, Normen und Richtlinien in der Erfassung und Sicherung innerbetrieblichen Knowhows.

Aufbau des Konsortiums

Das Konsortium besteht aus sieben europäischen Partnern, die aus verschiedenen Branchen der Industrie, aus der Industrieberatung und aus der Forschung stammen, vgl. Seite 20. Da es sich um ein industriebezogenes Projekt handelt, ist der Anteil der Forschungsinstitute begrenzt. Bei den fünf teilnehmenden Industriepartnern handelt es sich um zwei beratend tätige Unternehmen und um drei produzierende Unternehmen.

Das Konsortium teilt sich auf in vier Vertragspartner und drei assoziierte Vertragspartner. Die assoziierten Partner sind organisatorisch über einen der beratenden Partner eingebunden. Sie werden von den produzierenden Industriepartnern gestellt.

Die Partner sind im Einzelnen:

- TPD TNO Delft, Netherlands Organization for Applied Scientific Research, teilnehmend als Forschungsinstitut. Die TNO ist Koordinator der Projektaktivitäten.
- BeSB GmbH, Berliner Schalltechnisches Büro, Beratungsbüro für Maschinenakustik, Raum- und Bauakustik, Immissionsschutz und Schwingungstechnik, teilnehmend als Industriepartner. Die BeSB ist beratender Partner von Caterpillar und FAUN.
- CETIM - Centre Technique des Industries Mécaniques, Senlis, Frankreich, Beratungsunternehmen der Maschinenbauindustrie und der produzierenden Industrie Frankreichs, teilnehmend als Industriepartner. Die CETIM ist beratender Partner von CIAT.
- Caterpillar Belgium S.A., Charleroi, Belgien, Her-

steller von Baumaschinen, teilnehmend als Industriepartner, assoziierter Partner der BeSB GmbH.

- Faun Umwelttechnik GmbH, Nürnberg, Hersteller von Kommunalfahrzeugen, teilnehmend als Industriepartner, assoziierter Partner der BeSB GmbH.
- CIAT - Compagnie Industrielle d'Applications Thermiques, Cuoz, Frankreich, Hersteller von klimatechnischen Einrichtungen, teilnehmend als Industriepartner, assoziierter Partner der CETIM.
- IMW TU Clausthal, teilnehmend als Forschungsinstitut mit konstruktionswissenschaftlichem und akustischem Hintergrund, Leiter des Arbeitspunktes 2.

Die Verteilung der im Projekt zu leistenden Mann-Monate ist **Bild 1** zu entnehmen.

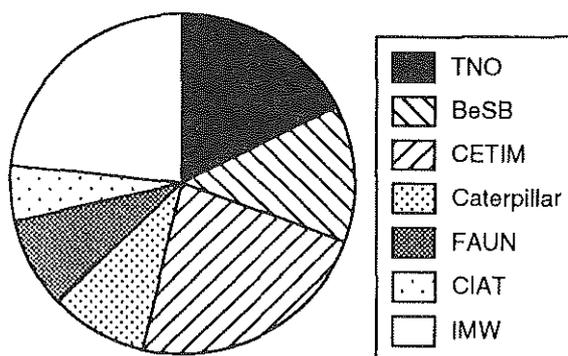


Bild 1: Verteilung der zu leistenden Mann-Monate

Vorgehensweise

Zur Erstellung des angestrebten Beratungssystems für den Konstrukteur sind umfangreiche Arbeiten notwendig, die vom Konsortium in Aufgabenteilung bewältigt werden.

Die Tätigkeiten im Projekt sind in vier Hauptaufgaben aufgeteilt, und zwar:

1. Produktspezifische Akustik: Anwendung der maschinenakustischen Gestaltungsregeln während der Konstruktion von Baumaschinen, Kommunalfahrzeugen und klimatechnischen Einrichtungen. Auswertung der Vorgehensweise von Akustiker und Konstrukteur bei dem Entwurf lärmarmen Maschinen. Sammlung typischer akustischer Produktanforderungen und Aufnahme der in den Firmen vorhandenen Hard- und Software- Umge-

bung.

Hier arbeiten im wesentlichen die produzierenden und die beratenden Industriepartner zusammen, um einerseits eine Schallminderung an den entwickelten Produkten zu erreichen und andererseits wichtige Informationen für die anderen Hauptaufgaben zu liefern. Gleichzeitig bietet die produktspezifische Arbeit bei Fortschreiten des Projektes die Möglichkeit der praktischen Erprobung von erarbeiteten Methoden und Ergebnissen. Leiter dieses Arbeitspunktes ist die BeSB.

2. Konstruktionsmethodik: Auswertung der Konstruktionstheorie in Hinblick auf die Entwicklung lärmarmen Produkte. Erhebung in der Industrie über Vorgehensweise in der Konstruktion, maschinenakustische Produkthanforderungen und vorhandene Hard- und Software- Umgebung als Ergänzung zu den Ergebnissen aus Aufgabe 1. Strukturierung der gewonnenen Informationen. Strukturierung von Maschinen und Maschinenteilen unter den Aspekten der Funktion und der akustischen Wirkung. Entwurf der Schnittstelle zwischen Benutzer und Beratungssystem sowie Entwicklung eines kontextorientierten Zugriffsalgorithmus auf die Wissensbasis. Überprüfung der entwickelten Methode in der Praxis.

In diesem Arbeitsgebiet, das die Grundlage der Software-Entwicklung bildet, kooperieren im wesentlichen die beiden beteiligten beratenden Industriepartner mit dem IMW. Das Institut nutzt in diesem Arbeitspunkt, der den Schwerpunkt seiner Tätigkeiten darstellt, sein konstruktionsmethodisches und akustisches Wissen, um die Strukturierung des in das System einzufüllenden Wissens vorzunehmen. Darüberhinaus gestaltet das IMW die Schnittstelle zwischen dem Anwender in der Konstruktion und der Wissensbasis. Hierbei wird besonderer Wert darauf gelegt, daß die bereitgestellten Informationen dem Konstrukteur bedarfsgerecht präsentiert werden, das heißt in Umfang und Zeitpunkt der Darstellung dem Stadium des Konstruktionsvorganges angepaßt sein müssen. Dieses Kontext-sensitive Verhalten des Systems erscheint als Grundvoraussetzung für eine spätere breite Anwendung in der Konstruktionsarbeit. Leiter dieses Arbeitspunktes ist das IMW.

3. Erstellung von Software und Wissensbasis: Auswertung der Systemanforderungen, Festlegung der zu benutzenden Expertensystemoberfläche. Entwicklung des wissensbasierten Systems und Einfüllen der maschinenakustischen Informationen. Integration des Systems. Abschließender Test des Systems in der Industrie.

Hier wird auf der Basis von Arbeitspunkt 1, 2 und 4 von allen Partnern gemeinsam das Endergebnis des Projektes erstellt, wobei der größte Teil der Arbeit von der TNO, der CETIM und der BeSB geleistet wird. Die aufgestellten Systemanforderungen und die bereits strukturierten Informationen fließen in das wissensbasierte System ein. Aufgrund des erheblichen Arbeitsaufwandes zur Erstellung des wissensbasierten Systems ist nicht mit der Fertigstellung eines voll lauffähigen Systems zum Ende des Projektes zu rechnen. Vielmehr ist beabsichtigt, im Rahmen des Projektes eine lauffähige β -Version des Systems zu erstellen, die nach Projektende von den oben genannten Partnern zu einer Vollversion weiterentwickelt werden soll. Leiter dieses Arbeitspunktes ist die TNO.

4. Entwicklung neuer Meßmethoden: Auswahl und Festlegung im Projekt zu verwendender Meßmethoden, Entwicklung benötigter Methoden zur Messung der Körperschallintensität, Anwendung der entwickelten Meßmethoden in der Praxis, Verwendung der Meßmethoden zur Überprüfung des Projektergebnisses.

Unter diesem Arbeitspunkt werden Methoden zur Messung der Körperschallintensität entwickelt, die in der technischen Akustik noch nicht in ausreichendem Maße vorhanden sind. Die entwickelten Methoden werden für die Überprüfung der Projektergebnisse an den unter Arbeitspunkt 1 erstellten verbesserten Prototypen benutzt. Dieser Arbeitspunkt wird im wesentlichen von der CETIM, daneben von der TNO und von CIAT bewältigt. Die entwickelten Meßmethoden stellen einen möglichen Beitrag zur Normung akustischer Meßmethoden dar und schließen eine Lücke in der Meßtechnik. Leiter dieses Arbeitspunktes ist die CETIM.

Zusammenfassung

Im Rahmen des hier vorgestellten Projektes wird ein computergestütztes Beratungssystem für den Konstrukteur entwickelt, das während der Konstruktion eines Produktes maschinenakustische Informationen vermittelt. Durch einen Einsatz dieses Systems in einem frühen Stadium des Konstruktionsprozesses werden aufwendige akustische Nachbesserungen vermieden.

Durch die angestrebte offene Systemgestaltung wird neben dem Zugriff auf maschinenakustisches Grundlagenwissen, relevanten Normen und Richtlinien der Rahmen für die Aufnahme produktspezifischen Wissens zur Verfügung gestellt.

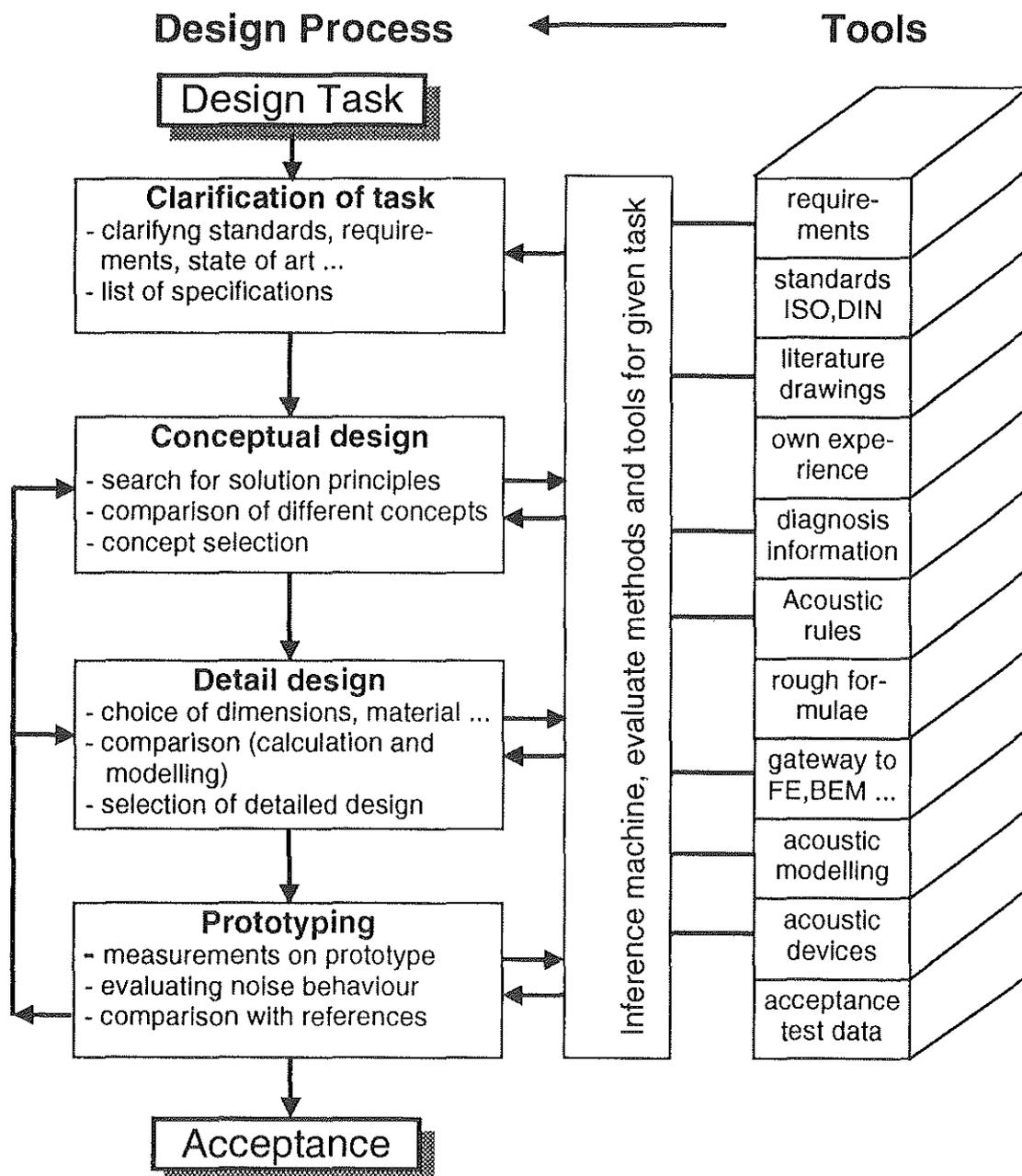


Bild 2: Unterstützung des Konstruktionsprozesses durch Bereitstellung akustischen Wissens

Optische Anisotropie von monokristallinem Silberchlorid unter Belastung

H. Gieleßen

Im Rahmen der DFG-Forschergruppe "Textur und Anisotropie vielkristalliner Stoffe" werden am IMW Untersuchungen zur Spannungsdoppelbrechung von texturiertem Silberchlorid durchgeführt. Im Folgenden wird die kristallographische Theorie für kubische Einkristalle unter Belastung dargestellt und ein experimentelles Verfahren zur vollständigen Bestimmung des Brechungsellipsoids entworfen.

Einleitung

Zur Simulation elastischer Spannungszustände in ebenen und räumlichen Bauteilen werden erfolgreich spannungsoptische Modellverfahren eingesetzt. Als Modellmaterialien werden üblicherweise transparente Kunststoffe verwendet, die sich im unbelasteten Zustand aufgrund ihrer weitgehend regellos orientierten Polymerketten optisch isotrop verhalten. Werden diese einem Spannungszustand durch äußere Belastungen oder Eigenspannungen unterworfen, zeigt sich in polarisiertem Licht ein ausgeprägter Doppelbrechungseffekt, der eine vollständige quantitative Bestimmung des Modellspannungszustandes erlaubt.

Von diesem beobachteten Modellverhalten wird mittels einfacher Ähnlichkeitsgesetze auf den Beanspruchungszustand des realen Bauteils geschlossen. Diese Ähnlichkeitsgesetze lassen sich jedoch nur für den elastischen Fall in einfacher Weise formulieren. Während die überelastische Verformung von Metallen als Gleitbewegung auf kristallographischen Ebenen stattfindet, verformen sich Polymere durch Streckung und Scherung von Molekülketten.

Durch systematische Untersuchungen in den 30er Jahren in der Sowjetunion wurden geeignete transparente Modellwerkstoffe gefunden, deren Verhalten im plastischen Bereich dem von Metallen ähnelt. Es handelt sich dabei um die Gruppe der Metallhalogenidsalze, von denen sich insbesondere Silber(I)chlorid als geeignet erwies. **Bild 1** zeigt zum Vergleich die Spannungs-Dehnungsdiagramme

von Silberchlorid und Reinaluminium, die sich lediglich bis auf einen über die Dehnung nahezu konstanten Faktor unterscheiden.

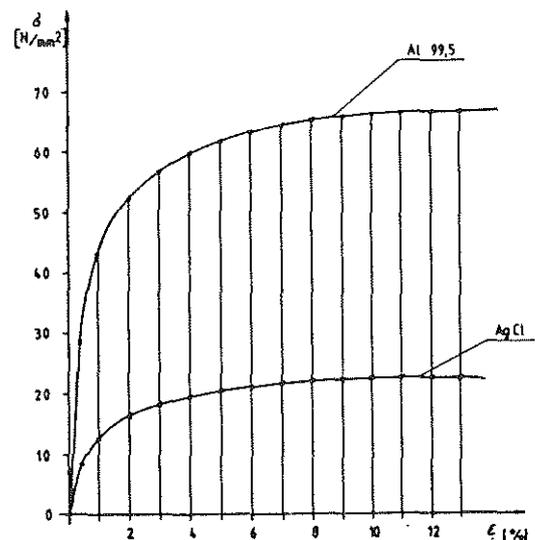


Bild 1: σ - ϵ -Diagramme von Silberchlorid und Aluminium

Der hohen spannungsoptischen Empfindlichkeit von AgCl, der guten Modellfähigkeit im überelastischen Bereich und dem Vorteil der Anwendbarkeit der gleichen technologischen Formgebungsprozesse wie bei Metallen stehen allerdings erhebliche Schwierigkeiten bei der Verarbeitung, bedingt durch Korrosivität und Lichtempfindlichkeit des Materials gegenüber. Es steht jedoch derzeit kein anderer Modellwerkstoff zur Verfügung, mit dem sich das überelastische Verhalten, insbesondere kubisch flächenzentrierter Werkstoffe derart exakt simulieren ließe. Diese Modellfähigkeit geht soweit, daß selbst Texturierung durch Umformprozesse, Kaltverfestigung und Rekristallisationsverhalten nachgebildet werden können.

In Vorversuchen wird derzeit das Auftreten von Texturen, sowie der Zusammenhang zwischen Umformgrad und Korngröße beim Walzen untersucht. **Bild 2** zeigt das Austreten von Versetzungslinien in der Oberfläche von durch Walzen mit einem Umformgrad von $\varphi = 10\%$ kaltverformten Silberchlorid bei starker Vergrößerung im Polarisationsmikroskop. Die beiden benachbarten Körner besitzen un-

terschiedliche Orientierung, wie aus dem Abbrechen der Versetzungen an der Korngrenze ersichtlich ist.



Bild 2: Versetzungen benachbarter Kristallite von AgCl

Bild 3 zeigt eine andere Probe, bei der die unterschiedliche Orientierung der benachbarten Körner durch ca. 25-minütiges Ätzen mit 15%-iger Natriumdithionitlösung hervorgehoben wurde.

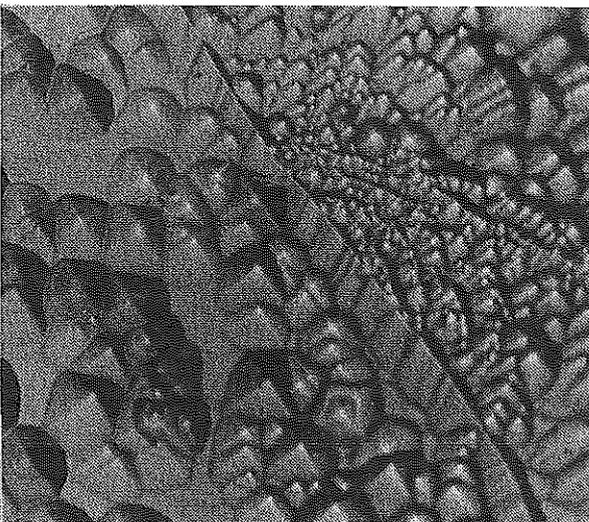


Bild 3: Oktaederflächen als Orientierungsindikator

Zu sehen sind die freigelegten (111)-Ebenen der AgCl-Kristalle.

Um nun die quantitative Modellierung eines polykristallinen Kristallverbandes hinsichtlich Umform- und Rekristallisationstexturen mit spannungsoptischen Mitteln zu ermöglichen, ist es zunächst notwendig, die photoelastische Anisotropie, den Dop-

pelbrechungseffekt eben, in Abhängigkeit vom Beanspruchungszustand und der Kristallorientierung zu beschreiben, sowie ein einfaches Verfahren zur experimentellen Verifizierung zu finden.

Kristalloptische Grundlagen

Als transparenter Stoff von kubischer Kristallstruktur verhält sich Silberchlorid, egal ob ein- oder vielkristallin, zunächst optisch isotrop, d.h. der Brechungsindex ist richtungsunabhängig. Die räumliche Verteilung des Brechungsindex in einem Punkt hat daher die Gestalt einer Kugeloberfläche und läßt sich beschreiben durch

$$a_0 (X^2 + Y^2 + Z^2) = 1,$$

wobei a_0 = Kehrwert des isotropen Brechungsindex n ($n = 2,07$). Wird ein AgCl-Kristall verformt, so wird der Brechungsindex richtungsabhängig, d.h. die Indexkugel wird zu einem Ellipsoid verzerrt.

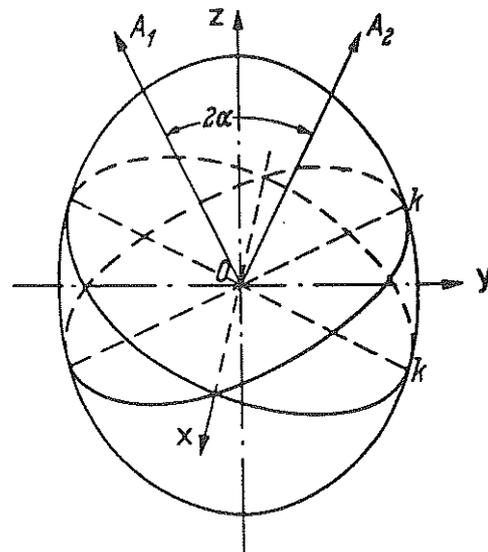


Bild 4: Indexellipsoid optisch anisotroper Kristalle

Das Indexellipsoid oder "Indikatrix" wird beschrieben durch

$$B_{11}X^2+B_{22}Y^2+B_{33}Z^2+2B_{12}XY+2B_{23}YZ+2B_{31}ZX=1$$

Die ersten drei Koeffizienten stehen für die Längen der Halbachsen, was den Hauptbrechungsindices entspricht. Die restlichen drei Koeffizienten beschreiben die Orientierung relativ zu einem Bezugssystem. Diese Darstellung ist analog der Darstellung des Spannungstensors als "Cauchy-Ellipsoid". Während bei den für elastische Versuche verwen-

deten Kunststoffen der Orientierungszusammenhang zwischen beiden Ellipsoiden nicht interessiert, da sie koaxial sind, hängt die Orientierung der Indikatrix bei kristallinen Stoffen vom Grad der Belastung und den Kristallhauptrichtungen ab. Dieser Zusammenhang wird beschrieben durch einen Tensor 4. Stufe der photoelastischen Konstanten

$$B_{ij} = C_{ijkl} \cdot \sigma_{kl}$$

Für den hier vorliegenden Fall von fcc-Kristallen gibt es nur drei voneinander unabhängige photoelastische Konstanten. Es ist nun prinzipiell möglich, zum Beispiel unter Kenntnis der photoelastischen Konstanten und der Kristallorientierung, durch experimentelle Bestimmung der Indikatrixkoeffizienten den Spannungszustand zu berechnen. Genausogut kann bei bekanntem Spannungszustand ein Eichversuch zur Bestimmung der photoelastischen Konstanten erfolgen. Auf diese Weise eine Texturbestimmung für ein vielkristallinen Kristallhaufwerk durchzuführen ist allerdings nicht möglich, da die Orientierungsverteilungsfunktion im Allgemeinen von wesentlich höherer Ordnung als die Indikatrix ist.

Bei spannungsoptischen Versuchen wird das Modell von einem polarisierten Lichtstrahl durchstrahlt, der sich im Modell in zwei zueinander senkrecht polarisierte Teilstrahlen aufspaltet, deren Schwingungsrichtungen gegenüber dem einfallenden Strahl gedreht sind. Zeigt das Modell wie im vorliegenden Fall eine optische Anisotropie, so erfahren die beiden Teilstrahlen eine relative Phasenverschiebung. Diese, sowie die Polarisationsrichtungen sind in einer einfachen spannungsoptischen Bank meßbar. Üblicherweise geschieht dies an ebenen Modellen bei Betrachtung in Normalenrichtung. Man erhält hierdurch jedoch nur die drei Koeffizienten eines Schnittes durch die Indikatrix, der im allgemeinen Fall noch nicht einmal ein Hauptschnitt ist. Die sechs Koeffizienten zur vollständigen Beschreibung der Indikatrix müssen daher auf andere Weise gefunden werden.

Das Achsenbildverfahren zur Bestimmung der optischen Hauptrichtungen

Eine vollständige Beschreibung des Indexellipsoids ist, wie bereits erwähnt, gegeben, wenn die drei Hauptbrechungsindices, sowie deren Orientierung gegenüber einem Bezugssystem bekannt ist. Eine Methode, die wesentlich einfacher als die üblichen Refraktometerbestimmungen ist, besteht in der Untersuchung von Interferenzbildern im divergenten Strahlengang, der sogenannten Konoskopie. Aus der Form der Interferenzfigur können optische Achsenzahl und Achsenwinkel bestimmt werden. Das IMW verfügt mit einem Labormikroskop über die Einrichtungen speziell für die Untersuchung kleiner Kristalle. Die Probe wird dabei auf einem 5-Achsen-Drehtisch befestigt und mit linear polarisiertem Licht durchstrahlt. Im Okulartubus wird zwischen Analysator und Okular eine Bertrandlinse eingeschoben, welche die Betrachtung des in der oberen Brennebene des Objektivs entstehenden Interferenzbildes gestattet, ohne das Okular ausbauen zu müssen. Für den allgemeinen Fall des durch Belastung optisch zweiachsig gewordenen Kristalls zeigen sich typische Interferenzfiguren, wie in **Bild 5**.

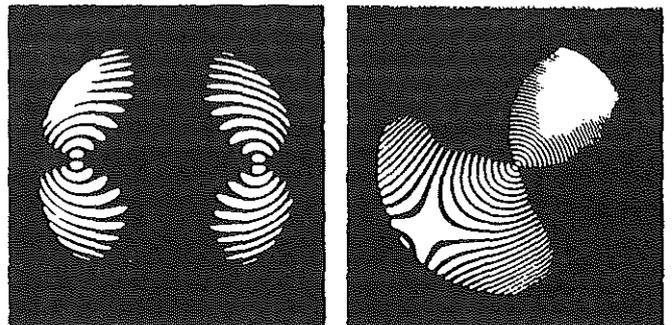


Bild 5: Achsenbilder eines zweiachsigen Kristalls

Die Mittelpunkte der Kurvenscharen geben die Richtungen der optischen Hauptachsen (A1/A2 in **Bild 4**) an. Der Winkel 2α zwischen den Achsen wird ermittelt, indem die Probe so gekippt wird, daß die Kurvenmittelpunkte nacheinander auf den Mittelpunkt des Okularmeßrasters zu liegen kommen (**Bild 5** rechts). Der Winkel wird nun am Drehtisch abgelesen. Da zwei Hauptbrechungsrichtungen immer die Winkelhalbierenden (Bisektriken) des spitzen und des stumpfen Winkels zwischen den optischen Hauptrichtungen darstellen, ist die Orientierung der Indikatrix vollständig bestimmt.

Zur Bestimmung der Hauptbrechungsindices wird ausgenutzt, daß ein dreiachsiges Ellipsoid immer zwei mögliche Schnitte besitzt, die kreisförmig sind. Dies bedeutet insbesondere, daß der Brechungsindex für eine Ausbreitungsrichtung parallel zur Normalen der Kreisfläche isotrop ist. Somit besteht die Möglichkeit, diesen durch eine Absolutwertmessung ohne störende Interferenzeffekte zu bestimmen. Die Schnittnormalen entsprechen den optischen Hauptachsen, die Orientierung der Kreisschnitte ist also aus der konoskopischen Messung schon bekannt.

Die Bestimmung des Brechungsindex k (**Bild 4**) erfolgt folgendermaßen: Zunächst wird die Proben- dicke an der interessierenden Stelle vermessen. Dies geschieht am genauesten mit dem Mikroskop, in dem zunächst auf eine Markierung auf der Probenunterlage fokussiert wird. Anschließend wird die Probe aufgelegt und auf eine Markierung an der Probenoberfläche fokussiert. Die Probendicke läßt sich jetzt an der Skala der Höhenverstellung des Probentisches mit einer Genauigkeit von etwa $2\mu\text{m}$ ablesen. Nun wird die Probe so justiert, daß eine optische Hauptachse mit der optischen Achse des Mikroskops zusammenfällt. Durch die Probe hindurch wird auf die vorher benutzte Markierung der Probenunterlage fokussiert. Tatsächlich wird hierbei auf ein virtuelles Bild fokussiert, das sich aufgrund der unterschiedlichen Brechungsindices von Luft und Silberchlorid oberhalb der eigentlichen Markierung befindet. Aus der Ablesung der Höhenverstellung wird mit Hilfe einfacher Beziehungen der geometrischen Optik der Brechungsindex k erhalten.

Zur Bestimmung der restlichen Brechungsindices wird die Probe in Richtung der spitzen Bisektrix durchleuchtet, wodurch sich wieder der spannungsoptische Effekt einstellt. Der genaue Wert der Isochromatenordnung wird kompensatorisch bestimmt. Diese entspricht der relativen Phasenverschiebung der beiden Teilstrahlen und wird in die Differenz der Hauptbrechungsindices $n_x - n_y$ umgerechnet. Der Wert n_x ist gleich dem vorher bestimmten Wert k , wodurch jetzt auch n_y bekannt ist. Aus n_x , n_y und der Orientierung der Kreisschnitte läßt sich nun n_z berechnen, womit die Indikatrix vollständig beschrieben ist.

Schlußbemerkung

Mit dem beschriebenen Verfahren ist es unter Kenntnis der kristalloptischen Zusammenhänge möglich geworden, für kubische Einkristalle unter äußerer Belastung oder Eigenspannungszuständen das optische Verhalten zu beschreiben. Weitere, sich hieran anschließende Arbeiten zielen darauf, das optische Verhalten von texturierten Silberchlorid durch Verknüpfung des optischen Einkristallverhaltens mit der Orientierungsverteilungsfunktion der Textur zu beschreiben. Hierdurch soll versucht werden, Silberchlorid als quantitativen Modellwerkstoff auch für Umform- und Rekristallisationsvorgänge einsetzen zu können.

Portierung einer LISP-basierten Wissensbasis zur Diagnose von Schwingungszuständen in rotierenden Maschinen

R. Kalwa

Einleitung

Die Aufgabe war, eine in der Sprache LISP erstellte Wissensbasis /2/, auf das System ProKappa, einer C-orientierten Programmierumgebung, zu portieren. Die Fragestellung lautete, wie groß der Zeitaufwand ist eine solche Portierung zwischen zwei Systemen und Sprachen vorzunehmen.

Die hier beschriebene Diagnose von Schwingungszuständen in rotierenden Maschinen wurde ursprünglich bei der Gesellschaft für Mathematik und Datenverarbeitung (GMD) /1/ unter dem Wissensbasisinterpreter BABYLON entwickelt.

1. Umsetzung der Diagnose in ProKappa

Zu Beginn der Portierung wurde die vorgegebene Beschreibung der Anlage sowie der Diagnosehierarchie aus den Vorgaben in entsprechende Objektbäume unter ProKappa übertragen. Die Framedefinitionen hatten in LISP die Form (Beispiel 1).

Zur Eingabe war keine spezielle Programmierung in einer Sprache notwendig. Sie erfolgte interaktiv im Objektbrowser. Die zu den Objekten (Classes, Instances) gehörenden Attribute (Slots) werden

```
(defframe Anlage
  (supers my-physical-unit)
  (slots (Monitor - :is-a Monitor)
    (Turbine - :is-a Turbine)
    (Alter - :possible-values (:one-of
      Tage
      ein-Jahr
      1-bis-5-Jahr
      5-bis-10-Jahre
      aelter-als-10-Jahre))
    (Groesse - :possible-values :number)
    (Zeit - :possible-values :number)
    (Leistung - :possible-values :number)
    (Last - :possible-values :number)
    (Max-Leistung - :possible-values :number)
    :ask (*Wie hoch ist der Wert?* S 0))
  (constraints - :local ((Last-ermitteln
    Zeit Last)
    ((Leistung ermitteln
    Last Max-Leistung Leistung)))
    :vertical ((gleich Leistung
    (Turbine Leistung))))))
```

Beispiel 1

gleichfalls interaktiv eingegeben. Die Objekte der Turbinenanlage werden durch die folgende Objekthierarchie beschrieben (Bild 1).

Spezielle Vererbungsmechanismen für die Slots und deren Werte brauchten nicht verwendet werden.

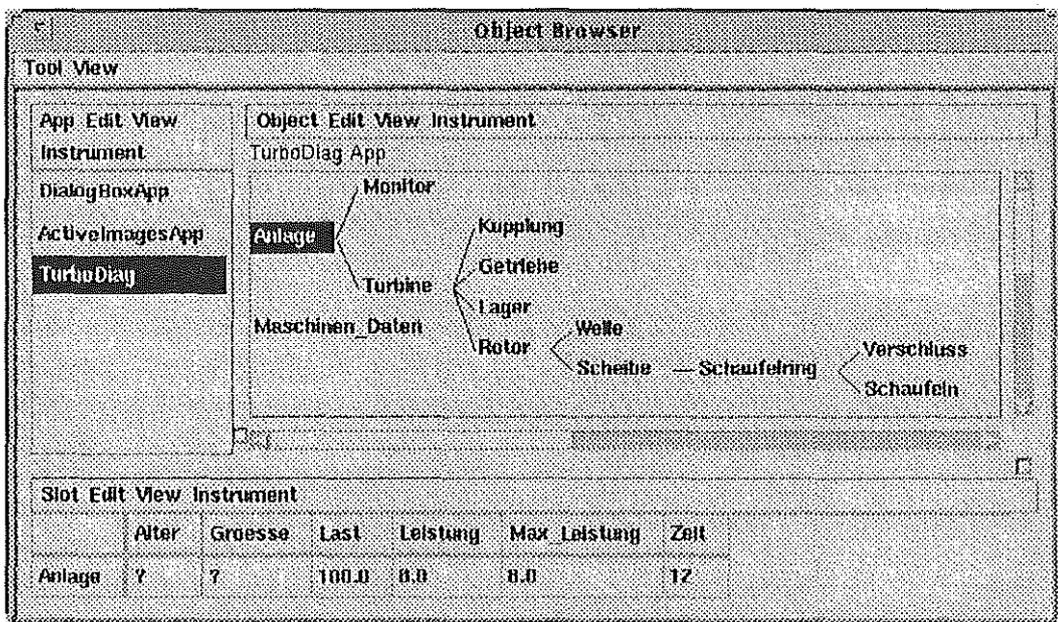


Bild 1: Die Klassenhierarchie einer Turbinenanlage

Die Voreinstellungen die ProKappa hierfür vorsieht waren für das vorliegende Beispiel hinreichend und brauchten nicht verändert werden. Sie erlauben das Überschreiben der Werte auf jeder Ebene der Klassenhierarchie. Eine Vererbung erfolgt nur zu den tiefer in der Hierarchie liegenden Klassen. Grundsätzlich werden alle Slots einer Klasse vererbt, so daß auf der Ebene der Instanzen ein voll ausgeprägtes Objekt vorliegt. Diese Art der Vererbung kann, wenn erforderlich, gezielt beeinflusst werden.

Der Objekttyp einer Instanz wurde in vorliegenden

Anwendung nicht verwendet, da es sich bei den Bau-

gruppen der Turbinenanlage um eine Untergliederung und nicht um eine Spezialisierung eines allgemeinen Typs einer Turbine handelt..

Zur Beschreibung der Abhängigkeiten zwischen den Attributen der Objekte bietet ProKappa mehrere Möglichkeiten, die mitunter auch alternativ verwendet werden können. Hierzu gehören Monitor, Methoden, Prozeduren und Regeln. Da es sich im Fall der Turbinen-Diagnose um einfache funktionelle Abhängigkeiten handelt, die jeweils nur wenige Parameter - maximal drei - benötigen, ließen sie sich am leichtesten durch Prozeduren beschreiben. Die notwendige Berechnungen sind insgesamt mathematisch sehr einfach. So läßt sich das Constraint "Traegheit-ermitteln" (**Beispiel 2**) aus der Wissensbasis /2/

```
(defconstraint Traegheit-ermitteln
  (:type primitive)
  (:interface Durchmesser Traegheit)
  (:relation (:pattern (Durchmesser (/ (* 3.14
    (exp Durchmesser 4)) (* 64.0 1E12))))))
  (:condition (constrained-p Durchmesser)
```

Beispiel 2

in die ProTalk Prozedur (**Beispiel 3**) umschreiben.

```
function traegheit_ermitteln(?value)
{
  bound inputs;
  return 3.14 * Pow(?value,4) * c:{64.0e-12};
}
```

Beispiel 3

ProTalk verfügt über Backtracking-Eigenschaften sowie über Sprachelemente die den direkten Umgang mit den Objekten erleichtert. So ließ sich dieser Teil der Diagnose sehr schnell und einfach formulieren. ProTalk hat große Ähnlichkeiten mit C. Da Protalk zur Laufzeit in C umgewandelt wird, lassen sich die beiden Sprachen miteinander mischen. Das man in ProTalk, im Gegensatz zu C, in der Regel auf Typenvereinbarungen verzichten kann, erleichtert das Programmieren zusätzlich.

Wie stark ist die Schrumpfung der Bolzen?: leicht schwer

Bild 2: Originalfenster des Diagnoseprogramms

Aus diesen Gründen wurde die gesamte Anwendung in ProTalk formuliert.

Zustandsgrößen, die Vorbedingungen für den Wert anderer Größen sind oder die bestimmten Grenzwerten unterliegen, werden durch Monitore überwacht. Bei der entsprechenden Zustandsänderung "feuert" dieser Monitor. Die entsprechenden Abhängigkeiten werden überprüft und gegebenenfalls nötige Änderungen oder Berechnungen vorgenommen. So hängt z.B. das Stellen der Frage nach der Stärke der Schrumpfung der Bolzen davon ab, ob in der Turbinenanlage eine Bolzen- oder Klauenkupplung installiert ist. Im Falle einer Klauenkupplung werden keine Bolzen verwendet. Für den Fall, daß ein Getriebe vorhanden ist, muß die Frage gestellt werden ob dieses Getriebe auch zugeschaltet wurde. Eine von einem Monitor gestartete Abfrage kann z.B. wie (**Bild 2**) aussehen. Der Anwender muß dem System durch Anwählen die nötige Information mitteilen.

ProTalk verfügt über keine spezielle Beschreibungssprache für Diagnosen stellt dem Entwickler aber alle wichtigen Hilfsmittel wie Backward- und Forward-Chaining-Regeln (bcrules, fcrules) zur Verfügung. Die Struktur der Diagnose aus der Wissensbasis /2/ ist relativ einfach. Vor dem Start der eigentlichen Diagnose sind dem System alle wesentlichen Kenngrößen bekannt. Durch das Abprüfen dieser Größen werden Diagnosen gestellt und weiter verfeinert bzw. auf ihre Richtigkeit überprüft.

```
function DiagRules(?diag)
(
  bound inputs;
  ?problem = ?diag;
  if ?diag.Rules == `selftest; then (
    SendMsg(?diag, `TestRules!);
    if ?diag.focus == `True; the
      return ?problem;
  )
  else (
    ?x = all direct subclassof ?diag;
    for ?i inlist ?x;
    do (
      ?i.focus == `True;
      if ?i.Rules == `refinement; then
        SendMsg(?i, `TestRules!);
        ?problem = DiagRules(?i);
      )
    )
    return ?problem;
  )
)
```

Beispiel 4

Es ist nicht ersichtlich, ob die vorliegende Wissensbasis /2/ zu einem Betriebszustand eine eindeutige Diagnose liefern kann, oder ob der Fall eintreten kann, daß mehrere Diagnosen aufgrund der aktuellen Betriebsdaten zutreffen können. Der Fall, daß keine Diagnose zutrifft ist nicht explizit vorgesehen, Konfliktlösungsmechanismen sind nicht vorhanden.

Startet man diese Prozedur an einer beliebigen Stelle der Diagnosehierarchie, überprüft sie alle Diagnoseobjekte im darunter liegenden Teil des Baumes. Die Regeln zur Verfeinerung bzw. Überprüfung einer Diagnose sind durch Methodenslots an die entsprechenden Diagnoseobjekte geknüpft. Sie werden durch eine "message" aktiviert und setzen im Fall der Verfeinerung untergeordnete Diagnosen als mögliche Diagnosekandidaten bzw. überprüfen, falls es sich um eine abschließende Diagnose handelt, deren Gültigkeit.

Das Wissen über eine Diagnose kann also direkt mit dem entsprechenden Diagnoseobjekt verknüpft werden. Aufgrund dieser Aufteilung lassen sich jederzeit Erweiterungen in die Diagnose eingearbeitet. Der Gesamtablauf der Diagnose ist sehr einfach gegliedert. Wie in dem Programmabschnitt (**Beispiel 5**) zu erkennen ist, wird zuerst das Startmenu auf dem Bildschirm erzeugt. Anschließend werden alle relevanten Daten erfragt bzw. über die vorgegebenen Abhängigkeiten bestimmt. Als erster Diagnosekandidat wird angenommen, daß unzulässige Schwingungen aufgetreten sind. Durch diese Annahme wird der eigentliche Diagnosevorgang eingeleitet.

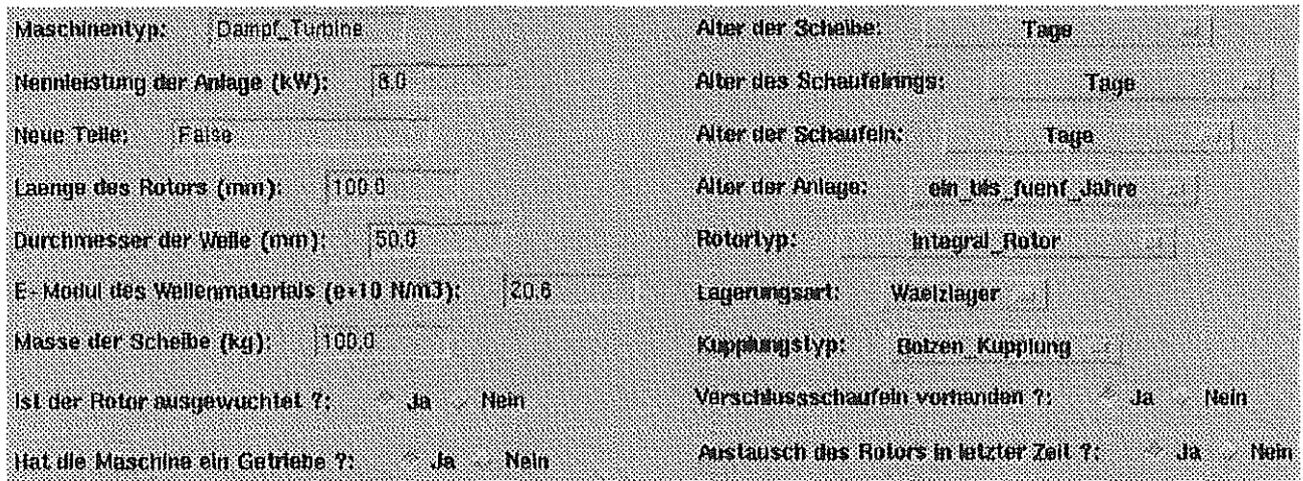


Bild 3: Originalfenster des Diagnoseprogramms

Um unter ProKappa ein ähnliches Diagnose-Verhalten zu erreichen und die soeben genannten Unsicherheiten bei der Diagnose zu beachten, arbeitet eine einfache, sich rekursiv aufrufende Funktion, die Diagnosehierarchie ab. Dabei nutzt sie intern die Backtracking-Eigenschaften von ProTalk.

```
function DiagMain(?appname, ?argv)
(
  bound inputs;
  SendMsg(`Initial@, `PutOnScreenAndWait!);
  ConstraintNetzFuellen();
  ?diag = `Unzulaessige_Schwingung@;
  startDiag(?diag);
)
```

Beispiel 5

2. Bedienung des Systems

Die gesamte Umgebung der Anwendung arbeitet auf der Basis von X11. Das Diagnoseprogramm startet mit einem Bild (Image) und einem Runtime-Menu. Images lassen sich unter ProKappa auf einfache Weise in Form von Bitmaps (z.B. GIF, TIFF) in eigene Anwendungen einbinden.

Alle für die Diagnose relevanten Daten werden durch PopUp-Windows vom Anwender erfragt (Bild 3).

Die gesamte Oberfläche läßt sich sehr leicht an spezielle Anforderungen anpassen, ohne daß große Änderungen am Programmaufbau vorgenommen werden müssen. Die Ausgaben der Diagnose sowie anderer Meldungen erscheint ebenfalls in entsprechenden Masken (Bild 4).

3. Zusammenfassung

Abschließend läßt sich sagen, daß die Portierung des vorgegebenen Systems grundsätzlich leicht möglich war.

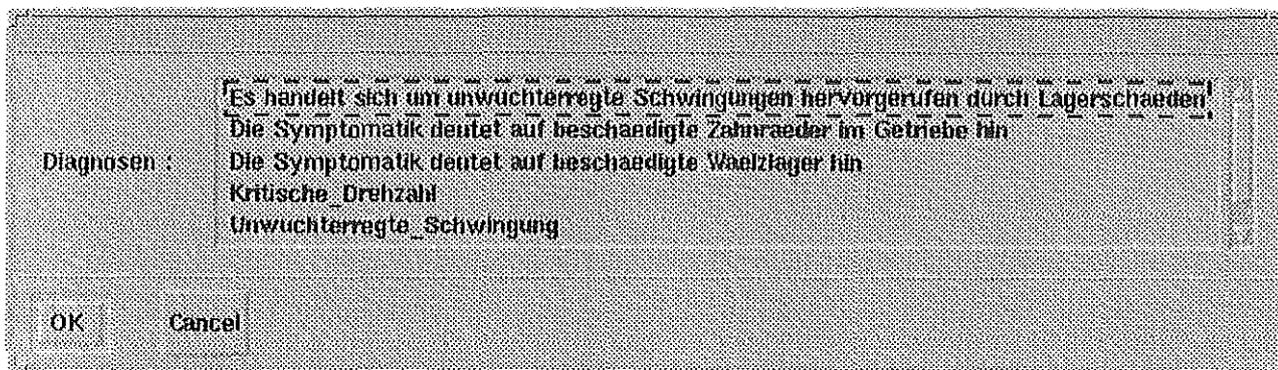


Bild 4: Originalfenster des Diagnoseprogramms

Inbesondere erfolgt die Eingabe von symbolischen Werten ("klein", "mittel", "groß") durch Menues in denen der Anwender nur das gewünschte Symbol anwählen muß (Bild 3). Innerhalb des Programms entfallen auf diese Weise aufwendige Überprüfungen auf die Korrektheit der Daten und gegebenenfalls erneutes Abfragen der eingelesenen Werte. Die meisten Werte sind vorbelegt, so daß nur Änderungen an den Eingaben vorgenommen werden müssen. Fehleingaben können, solange die Eingabemasken geöffnet sind, korrigiert werden. Erst durch anwählen der "OK"-Taste wird das Fenster geschlossen.

Die Vorbelegung der Werte kann, in der Anwendung selber, durch Einbinden in die Runtime Version erfolgen, oder durch die Anbindung an eine Eingabedatei (flat-file) oder einer Datenbank (RDBMS, SQL) vorgenommen werden. Durch den Zugriff auf externe Daten können spezielle Parameterkombinationen zu unterschiedlichen Anlagekonfigurationen geladen werden, ohne daß vom Anwender umfangreiche Eingaben nötig wären. Auf diesem Weg sind auch Nicht-Interaktive Lösungen denkbar, die ohne das Eingreifen eines Anwenders arbeiten.

Der Zeitbedarf betrug etwa 1,5 Mannmonate. Die Probleme ergaben sich aus Fehlern die das Originalprogramm enthalten hat. Insbesondere ist das Verhalten des Diagnoseteils in kritischen Situationen nicht gesichert. Günstig für die Portierung war, daß das System Objektorientiert arbeitet. Auf diese Weise sind die beschreibenden Angaben (Klassen, Attribute) sauber von dem Wissen (Constraints, etc.) getrennt.

4. Literatur

/1/ Schnepf, Uwe; Manuskript VDI-Seminar "Wissensbasierte Systeme", 10.-12.1.1990

/2/ Ausdruck der Wissensbasis in Common-Lisp vom 15.10.91

/3/ Christaller, Th.; di Primo, F.; Voß, A. (Hrsg); Die KI-Werkbank Babylon - eine offene und portable Entwicklungsumgebung für Expertensysteme. Bonn: Addison-Wesley Publishing Company, 1989.

Neutrale Geometrieschnittstelle zur Bereitstellung der Repräsentationen von Normteilen und deren Produktmodellintegration

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 Universität Karlsruhe (RPK) bearbeitet.

Im Rahmen dieses Beitrages wird als ein erstes Arbeitsergebnis basierend auf dem europäischen Gesamtkonzept eine neutrale Geometrieschnittstelle vorgestellt. Desweiteren werden Lösungen zur Integration von Teilebibliotheken in den Produktdatenaustausch bzw. in das Produktmodell nach STEP diskutiert.

1. Integration in die internationale Normung

Parallel zur Entwicklung und Durchsetzung der neutralen Geometrieschnittstelle VDAPS bzw. DIN V 66304 in Deutschland wurde bereits 1987 im Rahmen der europäischen Normung (CEN/CENELEC) begonnen, diese Arbeiten zu etablieren. /4/

1988 kam es zur Beantragung eines New Work Items bei der ISO. Dieses wurde akzeptiert und dessen Bearbeitung an ISO/TC184/SC4 delegiert. Damit war der Weg frei auch für die internationale Durchsetzung der DIN V66304.

Vor allem unter dem Aspekt der Absicherung der national für DIN V66304/DIN Fachbericht 14 getätigten Investitionen sowie der allgemeinen Verlagerung der Normungsaktivitäten auf die europäische Ebene ergab sich eine Notwendigkeit für dieses Vorgehen. /12/

Im europäischen bzw. internationalen Maßstab sollte jedoch nicht nur die nationale Lösung übernommen, sondern auch Raum für zukünftige und weiterführende Entwicklungen geschaffen werden. Ein Konzept /5/, 1988 von Experten der an der europäischen Normung beteiligten Nationen erarbeitet, geht von einer klaren Rollenverteilung im Umfeld der Spezifikation, Integration und Nutzung von Teilebibliotheken aus.

Die Rollenverteilung ist vor allem zur Abgrenzung hinsichtlich der zu normenden Komponenten des Gesamtsystems erforderlich. Sie zeigt deutlich, daß keine unmittelbare Schnittstelle des CAD-Anwenders zum Lieferanten der Teilebibliothek existiert. Es wird auf jeden Fall eine integrierende Stelle benötigt. /11/

In mittleren und großen Unternehmen übernimmt diese Aufgabe in der Regel die Normenstelle, in kleineren Unternehmen bietet häufig ein CAD-Anbieter oder ein Systemhaus diese Leistung an. Die Integration umfaßt nicht nur die Übernahme von Programmen und Tabellen aus dem Austauschformat, sondern vor allem die betriebsspezifische Anpassung zur Begrenzung der Variantenvielfalt und die Erstellung oder die Ableitung von Werknormen. /6/

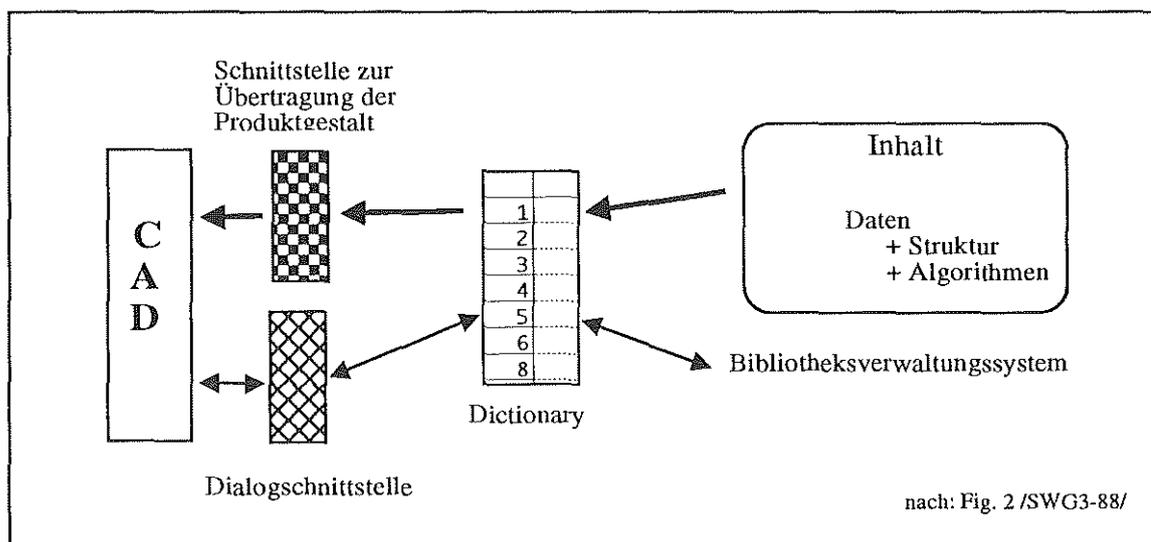


Bild 1: Referenzmodell

2. Erweiterte Systemarchitektur

Die zur Erfüllung der Anforderungen notwendigen Komponenten und deren Zusammenwirken zeigt die in Bild 1 skizzierte Architektur des Gesamtsystems. Anhand dieser Architektur kam es zur Ableitung des Handlungsbedarfs und zur Planung und Durchführung der Normungsprojekte.

Wie Bild 1 zeigt, wurde der Gesamtumfang gegenüber der nationalen Lösung erheblich erweitert. Als neue Komponente ist u.a. das Dictionary, das eine zentrale Rolle sowohl bei der Übernahme von Daten in das CAD-System als auch bei der Integration externer Informationen aus dem Übertragungsformat für Teilebibliotheken spielt, erforderlich.

Das Dictionary geht in der Bedeutung über ein Merkmalexikon hinaus, da es nicht nur Merkmale und Merkmalbeschreibungen und deren mehrsprachige Übersetzungen beinhaltet, sondern ebenfalls Strukturinformationen der integrierten oder extern bezogenen Teilebibliothek enthält.

Zur Zeit bilden europäische Normentwürfe zur Gestaltung des Dictionary, eines gegenüber DIN V4001/FB14 erweiterten Datenübertragungsformates und einer erweiterten DIN V 66304 den Schwerpunkt der Entwicklung. Das Gebiet Dialogschnittstelle kann nur im Rahmen der Formulierung abstrakter, von der jeweiligen Soft- und Hardwareumgebung unabhängiger Interaktionsfunktionen gesehen werden. Das Gleiche gilt für die Implementierung der integrierten Teilebibliothek. Auch diese ist bedingt durch die Heterogenität der anzutreffenden Umgebungen zur Zeit im Rahmen der Normung nur auf einer sehr abstrakten Ebene bearbeitbar.

Zwar existieren z.B. mit ISO DIS 9075 (SQL) schon Normen, auf die hier Bezug genommen werden könnte, doch die derzeitige Marktdurchdringung mit auf SQL basierenden Systemen im Bereich der CAD-Anwendungen ist für die Einbeziehung dieser Norm noch nicht ausreichend.

Dies schließt die Verwendung von Datenbanken mit SQL-Schnittstelle zur Implementierung von Teilebibliotheken nicht aus, es wird ohne expliziten SQL-Bezug jedoch genügend Spielraum für alternative Entwicklungen gelassen.

Auf jeden Fall ermöglicht die in den Normentwürfen enthaltene erweiterte Funktionalität die Entwicklung einer neuen Generation von Normeteilerverwaltungssystemen./2/

Diese neue Generation wird in der Lage sein, bereits vorhandene Daten nach DIN V4001/DIN V 66304 zu verwenden.

Sie integriert sie in höherwertige Strukturen wie z.B. Funktionsgruppen oder Such- und Auswahlssysteme und sichert damit bereits getätigte Investitionen ab./12/

3. Internationale Norm basiert auf DIN V 66304

Eine wesentliche Komponente der Architektur in Bild 10 stellt die Schnittstelle zur Übertragung der Produktgestalt dar. Sie soll dazu dienen geometrische Repräsentationen eines in der integrierten Teilebibliothek ausgewählten Objektes im CAD-System zu erzeugen.

Es wurde festgelegt, daß die DIN V66304 als Basis für die Schnittstelle zur Erzeugung von Ausprägungen parametrisierter Teilefamilien dient. Dazu wurde im Rahmen der europäischen Arbeitsgruppe CEN/CENELC-CADLIB ein Vorschlag erarbeitet und u.a. in der internationalen Arbeitsgruppe ISO/TC184/SC4/WG2 als Normungsvorschlag eingebracht./9/

Die DIN V66304 erfuhr eine vollständige Überarbeitung. Als Entwicklungsziel war u.a. festgelegt worden, daß die Spezifikation der Funktionen unabhängig von der verwendeten Programmiersprache zu erfolgen hat. Dies ermöglicht sowohl die interpretative Abarbeitung als auch die Einbettung der Funktionsaufrufe in höhere Programmiersprachen. Damit konnte den aus dem in den letzten Jahren zu verzeichnenden Wandel in der CAD-Hard- und Softwarelandschaft resultierenden Forderungen entsprochen werden.

Die erste Spezifikation der Funktionsaufrufe erfolgt zur Erhaltung der Aufwärtskompatibilität zur DIN V66304 für FORTRAN 77.

Nachdem sich im Bereich des Produktdatenaustausches der neue Standard STEP zu etablieren beginnt, mußte das der VDAPS unterlegte Geometriemodell einer Anpassung an das in STEP verwendete Modell unterzogen werden. So wird sichergestellt, daß durch die VDAPS erzeugte Geometrielemente mittels STEP übertragbar sind.

4.0 Erweiterung der Funktionalität

Die Schaffung eines höheren Integrationsgrades zwischen Teilebibliothek und CAD-System erfordert neue Funktionen im Bereich der Kommunikation zwischen Teilebibliothek und CAD-Datenbasis. Diese Funktionen werden dann benötigt, wenn Repräsentationen der Teile, nachdem sie in der CAD-Datenbasis generiert wurden, auch weiterhin von Seiten der Teilebibliothek identifizierbar und modifizierbar bleiben sollen.

3D-Solid Geometrie-Funktionen (Auszug)	
Grundkörper	
BOX_GENERATION	BOXGEN
CYLINDER_GENERATION	CYLGEN
CONE_GENERATION	CONGEN
SPHERE_GENERATION	SPHGEN
TORUS_GENERATION	TORGEN
Sweeps	
PIPE_GENERATION	PIPGEN
LINEAR_SWEEP_GENERATION	SWPGEN
REVOLUTION_SWEEP_GENERATION	REVGEN
Verknüpfungsoperationen	
BOOLEAN_INTERSECTION_SOLIDS	INTSLD
BOOLEAN_SUBTRACTION_SOLIDS	SUBSLD
BOOLEAN_UNION_SOLIDS	UNISLD

Tabelle 1: 3D-Solid Geometriefunktionen /9/

Auf Seiten der Geometriegenerierung ist die Unterstützung von 3D-CAD-Systemen eine seit langem geäußerte Forderung der Industrie.

Um diesen Anforderungen zu entsprechen, wurde der Funktionsumfang der DIN V 66304 in den Bereichen Geometrie und Kommunikation erweitert.

Wie in Bild 2 mit den unterstützten grafischen Elementen und Tabelle 1 der Funktionsaufrufe gezeigt, kommt es auf Seiten der Geometriegenerierung zur Unterstützung von 3D-Solids. Die neuen Funktionen ermöglichen die Programmie-

rung von 3D-Teilen entsprechend den im Fachbericht 14 /7/ gemachten Vorschlägen. Diese Vorschläge resultieren aus Untersuchungen einer Ad hoc Gruppe des VDA AK "CAD-Normteile" zur 3D-Geometriedarstellung von Norm- Wiederhol- und Zukaufteilen.

Dabei wurde erkannt, daß bei der derzeitigen Leistungsfähigkeit und Anwendung von 3D-CAD Systemen die Programmierung einer detaillierten Darstellung zur Repräsentation von Teilen nicht sinnvoll erscheint.

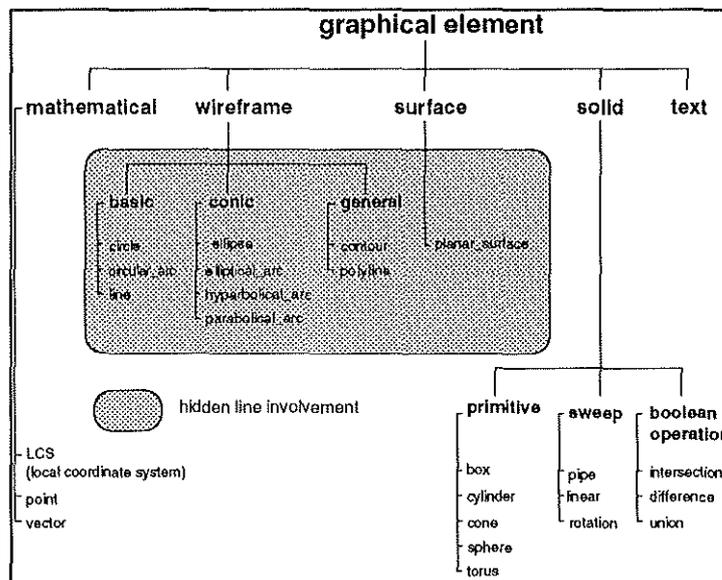


Bild 2: Unterstützte Grafische Elemente /9/

3D-Solid Geometrie-Funktionen (Auszug) //	
Setzen und Abfragen zustandsabhängiger Parameter	
INTEGER_CONTEXT_PARAMETER_GENERATION	ICPGEN
REAL_CONTEXT_PARAMETER_GENERATION	RCPGEN
MEASURE_CONTEXT_PARAMETER_GENERATION	MCPGEN
STRING_CONTEXT_PARAMETER_GENERATION	SCPGEN
INTEGER_CONTEXT_PARAMETER_GETTING	ICPGET
REAL_CONTEXT_PARAMETER_GETTING	RCPGET
MEASURE_CONTEXT_PARAMETER_GETTING	MCPGET
STRING_CONTEXT_PARAMETER_GETTING	SCPGET
Setzen und Abfragen von Attributen	
OBJECT_ATTRIBUTE_GENERATION	OATGEN
INTEGER_ATTRIBUTE_GENERATION	IATGEN
REAL_ATTRIBUTE_GENERATION	RATGEN
MEASURE_ATTRIBUTE_GENERATION	MATGEN
STRING_ATTRIBUTE_GENERATION	SATGEN
POINT_ATTRIBUTE_GENERATION	PATGEN
OBJECT_ATTRIBUTE_GETTING	OATGET
INTEGER_ATTRIBUTE_GETTING	IATGET
REAL_ATTRIBUTE_GETTING	RATGET
MEASURE_ATTRIBUTE_GETTING	MATGET
STRING_ATTRIBUTE_GETTING	SATGET

Tabelle 2: Funktionen zur Kommunikation mit der CAD-Datenbasis/9/

Auf dem Gebiet der Zeichnungserstellung ist jedoch eine detaillierte Darstellung erforderlich. Deshalb muß es in Zukunft möglich sein, zum Zwecke der Zeichnungserstellung von im 3D-Geometriemodell generierten Teilen die Generierung einer 2D-Repräsentation aus der Teilebibliothek heraus zu ermöglichen.

Zur Erfüllung dieser Anforderungen spezifiziert der Vorschlag eine Reihe von Funktionen, wie sie in Tabelle 2 dargestellt sind.

So konnte im Rahmen der Überarbeitung auch ein weiterer Wunsch der Industrie bezüglich der Handhabung von Attributen erfüllt werden, deren Notwendigkeit im Rahmen der DIN V66304 in der Vergangenheit kontrovers diskutiert wurde.

Der vorliegende Vorschlag enthält eine zur DIN V66304 aufwärtskompatible Schnittstellenbeschreibung. Zwar sind im Rahmen der Überarbeitung Funktionen entfallen, doch wird im Rahmen eines Kompatibilitätsanhangs explizit beschrieben, wie deren Substitution vorgenommen werden kann. Modifikationen sind damit nur auf Seiten der VDAPS Schnittstelle vorzunehmen. Existierende Programme auf Basis der DIN V 66304 werden keine Änderung benötigen.

Insgesamt gesehen stellt der Vorschlag eine wesentliche Weiterentwicklung der VDAPS/DIN V66304 dar. Er enthält nun eine eindeutige Beschreibung des zugrundeliegenden Geometrie-

modells und der darauf basierenden Funktionen. Die genaue Festlegung der Fehlerbehandlung und Ablaufkontrolle innerhalb der Schnittstelle dient der Erfüllung des Anspruchs an die Systemneutralität der Schnittstelle und der Teileprogramme.

4. Integration in den Produktdatenaustausch

Norm- Wiederhol- und Zukaufteile sind ebenfalls im Rahmen des Produktdatenaustausches zu betrachten. Dabei ist sowohl der Austausch von in Produktmodellinstanzen enthaltenen Teilen als auch der Austausch von Teilebibliotheken erforderlich.

Im Rahmen der Entwicklung von STEP wird diese Thematik in der Arbeitsgruppe ISO/TC184/SC4/WG2 behandelt.

Die derzeitige STEP-Entwicklung ist auf den Austausch von Produktmodellinstanzen ausgerichtet. Teilebibliotheken finden derzeit keine Berücksichtigung.

Deshalb versucht die Arbeitsgruppe WG2 hier durch die Formulierung von Anforderungen und Erarbeitung von Lösungsvorschlägen die STEP-Entwicklung zu beeinflussen. Damit soll das Ziel, eine einheitliche Produktmodellbeschreibung zu formulieren und damit den Integrationsanforderungen der Industrie zu entsprechen, erreicht werden.

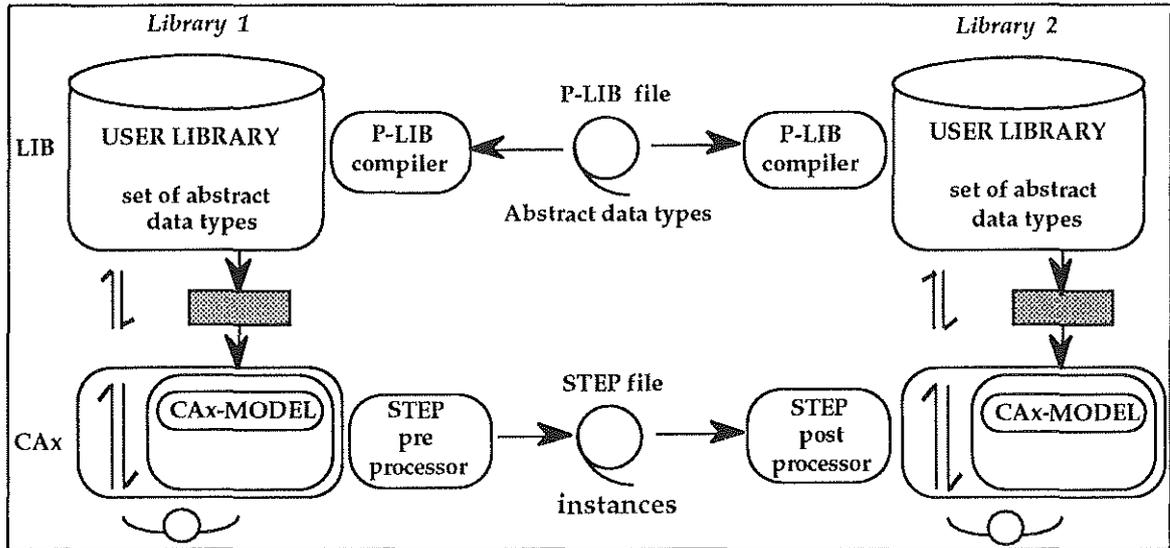


Bild 3: Getrennter Austausch von Produktmodellinstanz und Teilebibliothek/10/

Die Entwicklung ist auf drei Ebenen beschreibbar. Die erste Ebene stellt die heutige Situation dar. Auf zwei Systemen (siehe Bild 3) existieren integrierte Teilebibliotheken (P-LIB). Die Teilefamilien, die deren Inhalt bilden, können als abstrakte Datentypen aufgefaßt werden.

Die integrierte Teilebibliothek ermöglicht die Generierung von Repräsentationen in der jeweiligen CAX-Datenbasis. Damit ist der Ursprung der Repräsentation nach Generierung nicht mehr feststellbar. Im Falle des Produktdatenaustausches fehlt diese Information ebenfalls. Die zugrunde liegenden Teilebibliotheken werden getrennt übertragen.

Auf der zweiten Ebene kommt es ebenfalls zur getrennten Übertragung von Teilebibliothek und STEP-Datei, jedoch kann nun mit der Generierung der Repräsentation im CAX-System ein Zeiger auf die Teilebibliothek verbunden werden, der auch im Zielsystem eine Identifikation des Teiles zuläßt. Allerdings wird ansonsten die komplette Repräsentation in der STEP-Datei übertragen.

Die dritte Ebene ermöglicht die Übertragung der Teilebibliothek in der STEP-Datei und verlangt nur die Übertragung eines Zeigers auf die Teilebibliothek sowie evtl. Informationen zur Positionierung (Bild 4).

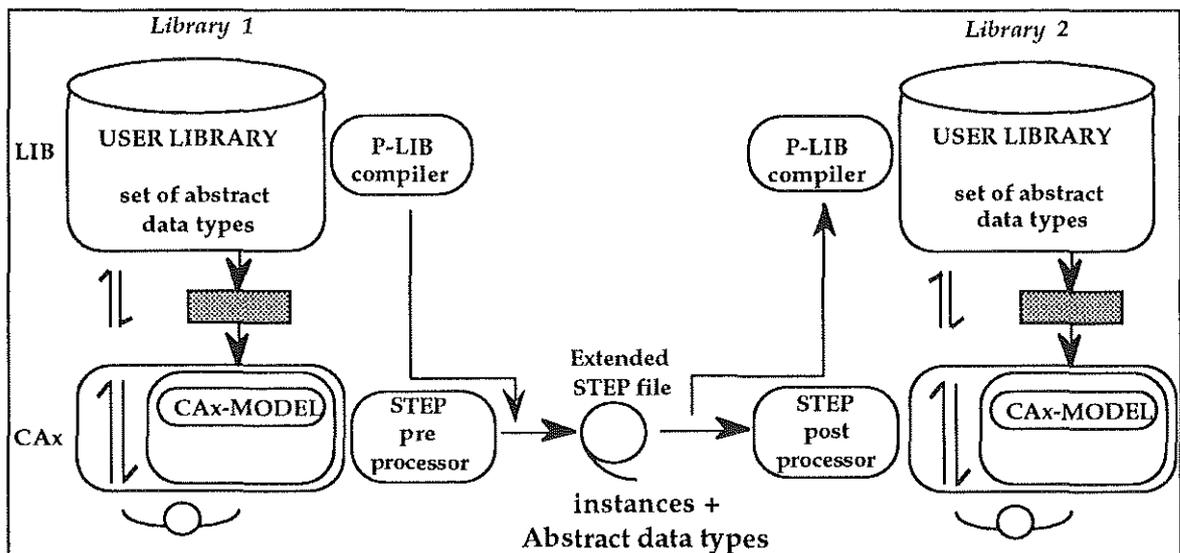


Bild 4: Austausch von Teilebibliotheken in der STEP-Datei/10/

Die Generierung der Repräsentation übernimmt die integrierte Teilebibliothek des Zielsystems. Damit kann der Umfang der zu übertragenden Information erheblich reduziert werden.

Die erweiterte DIN V66304 ist mit ihren neuen Funktionen in der Lage, alle o.g. Ebenen zu unterstützen.

5. Integration erfordert die Weiterentwicklung der STEP- Methodik

STEP konzentrierte sich bisher auf die Gestaltung eines Modells, daß ein Produkt möglichst vollständig beschreibt. Dieses Produkt kann in mehreren explizit beschriebenen Varianten definiert sein und aus mehreren Einzelteilen bestehen. Es wird in der ersten Version davon ausgegangen, daß eine Instanz des Produktmodells in einer STEP-Datei auszutauschen ist.

Teilebibliotheken beinhalten mehrere Instanzen des Produktmodells. Um eine Suche und Auswahl in der Bibliothek zu ermöglichen diese sind zu Typen zusammengefaßt und klassifiziert. Dabei werden den einzelnen Produktklassen Merkmale zugeordnet.

Bei der Betrachtung von Teilebibliotheken muß weitaus stärker auch auf die Systematisierung und Klassifizierung der zur Verfügung stehenden Repräsentationsformen geachtet werden.

Die Möglichkeit der Klassifizierung von Produktmodellinstanzen zur wird bisher im Rahmen von STEP nicht berücksichtigt. Die Erarbeitung eines dazu notwendigen Modells, wie in der derzeit in ISO/TC184/SC4/WG2 versucht, zeigt die Grenzen der heutigen für STEP verfügbaren Methodik und Werkzeuge auf.

Teilebibliotheken sind als eine Erweiterung von STEP zu verstehen, die Diskussion dieser Erweiterung ist im Zusammenhang mit der im Bereich der STEP-Entwicklung erforderlichen Diskussion zum parametrischen Produktmodell zu sehen.

Literatur

/1/ Grabowski H, Anderl R, Heidrich R., Senk G.:

"CAD-Normteiledaten, Verfahren zur Speicherung von Norm- und Zukaufteilen nach IGES" KfK-PFT-Bericht 104 Kernforschungszentrum Karlsruhe 1985

/2/ Grabowski, H., Heidrich, R.: "VDA-Programmschnittstelle Teilprojekt Tabellen" Abschlußbericht 22.01.1987, Forschungszentrum Informatik, Karlsruhe 1987

/3/ Vajna S., Beck K.: "Erweiterung der CAD-Normteiledaten um Eigen- und Fremtteile", Referatesammlung NormCAD '88, Berlin, 1988

/4/ Gürtler G.: "Stand und Ausblick der Normung für die CAD-Normteiledaten" in: Referatesammlung NormCAD '88, Berlin 23.Nov. 1988, Beuth Verlag, 1988

/5/ Harrow, Liset, Mayr, Persson, Pierra "Conceptual analysis and functional constraints for a standard concerning a Standard Part Library" CAD-LIB/SWG3, Brussels 1988

/6/ Loop, Häusele "Normteilebibliothek im Unternehmen" CAD/CAM Report Nr.5 1990

/7/ DIN Fachbericht 14 "CAD-Normteiledaten nach DIN", Beuth Verlag Berlin, 1991

/8/ DIN V 66304: "Rechnerunterstütztes Konstruieren, Format zum Austausch von Normteileprogrammen", Beuth Verlag, Berlin 1991

/9/ Mayr, Heine, Pierra: ISO/TC184/SC4/WG2-N48 "CAD-Interface for CAD-Standard Parts Library", Oslo, 1992

/10/ Pierra, Bugow, WG2 :

ISO/TC184/SC4/WG2-N43 "Objectives of the Part Library Working Group", Oslo, 1992

/11/ Bugow:

"Unterstützung der Normteilverarbeitung im Unternehmen durch entwicklungsbegleitende Normung", Institutsmitteilungen Nr. 16 (1991), Institut für Maschinenwesen 1991

/12/ Bugow:

"Einbindung der CAD-Normteiledaten in CAD-Systeme", in: Referatesammlung NormCAD '92, Berlin 4.Nov. 1992, Beuth Verlag, 1992

Modellentwicklung für einen Referenzablauf in der Zentrifugenkonstruktion

P. J. Kruse
D. Hartmann

Im Sonderforschungsberich 180 werden in Zusammenarbeit der Fachdisziplinen Verfahrenstechnik, Maschinenbau und Werkstoffwissenschaften Aufgaben bei der Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen bearbeitet. Im Teilprojekt A2 werden Grundlagenuntersuchen bezüglich der konstruktionsmethodischen Unterstützung für diese Problematik durchgeführt. Ein Ziel ist dabei der Aufbau und die beispielhafte Realisierung eines rechnerunterstützten Konstruktionsarbeitsplatzes für verfahrenstechnische Maschinen. Dies geschieht am Beispiel von Industriezentrifugen. In der Projektbearbeitung wird besonderer Wert auf die Durchgängigkeit bei der Unterstützung und Dokumentation der notwendigen Konstruktionsänderungen gelegt. Auch soll neben der Entwicklung von neuen Zentrifugen die Änderungs- und Anpaßkonstruktion von existierenden Zentrifugenkonstruktion unterstützt werden. So wird für den Konstrukteur solcher Systeme eine Arbeitsumgebung geboten, die ihn zur richtigen Zeit mit dem richtigen Werkzeug oder der passenden Information in seiner Arbeit unterstützt.

Benötigte Modelle

Für die Konzeption solcher Konstruktionsunterstützungssysteme muß die Realität formal beschrieben werden. Dazu werden Modelle entwickelt, die bestimmte Aspekte der realen Welt so beschreiben, daß Rückschlüsse auf Abläufe oder Eigenschaften von Objekten mit hinreichender Genauigkeit möglich sind. Aus einer Betrachtung der bekannten Konstruktionssystematiken /1/, ergibt sich, daß für die Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen drei Modelle erforderlich sind: ein **Produktmodell**, das die verfahrenstechnische Maschine hinsichtlich Gestalt, Aufbau und Funktion beschreibt; ein **Prozeßmodell**, das die in der Maschine ablaufenden verfahrenstechnischen Prozesse beschreibt und so umfangreiche Simulationen und Berechnungen ermöglicht, sowie ein **Ablaufmodell**, das die Konstruktionstätigkeiten und den Konstruktionsablauf

hinsichtlich Art, Reihenfolge und Informationsbedarf spezifiziert. Die Modelle stehen in engem Zusammenhang, da z.B. das Ablaufmodell Daten aus den anderen Modellen benötigt und auch ihren Inhalt bestimmt.

Für den Aufbau des Ablaufmodells und des Produktmodells wurde in 1991 mit ausführlichen Analysen hinsichtlich der Vorgehensweise bei der Entwicklung und Konstruktion von verfahrenstechnischen Maschinen sowie ausgewählter Teilprobleme begonnen. Zur Dokumentation der Analyseergebnisse wurde eine spezielle Beschreibungsmethode verwendet, die zunächst beschrieben werden soll.

Beschreibungs- und Analysemethode

Die Analyse und Beschreibung des Konstruktionsprozesses erfolgte mit der Methode SADT /3/. **SADT - Structured Analysis and Design Technique** - wurde Ende der 60iger Jahre entwickelt, um die Realisierung großer Softwareprojekte zu unterstützen. Dies sollte durch eine Formalisierung des Entwicklungsprozesses erfolgen, indem das Verhalten und die Vorgänge in einem System durch geeignete Beschreibungsmöglichkeiten dokumentiert werden. Durch diese Beschreibung mit SADT entsteht ein Modell, das für einen bestimmten, durch die Aufgabenstellung abgegrenzten Bereich und unter einem bestimmten Gesichtspunkt Abläufe in der realen Welt beschreiben kann. Die Abläufe werden dabei im resultierenden Modell durch Aktivitäten und Informationen beschrieben.

Ziel von SADT ist es dabei vor allem, das zu untersuchende Systemverhalten detailliert zu beschreiben. Einzelbereiche können herausgearbeitet und über definierte Schnittstellen mit anderen Teilsystemen in Beziehung gesetzt werden. Dabei definiert SADT keinen eigenen Systembegriff, sondern bezieht sich auf definierte Teilbereiche der Realität. Nach dieser Vorgehensweise sind auch alle Abläufe innerhalb eines Unternehmens oder einer Forschungsinstitution mit SADT beschreibbar. Durch die im folgenden

erläuterte Methodik von SADT können Arbeitsschritte, Arbeitsergebnisse u.ä. übersichtlich beschrieben werden. Darauf aufbauend können Schwachstellen und Informationsdefizite aufgezeigt werden. Bei der Spezifikation von Informationsmodellen wird SADT genutzt, um die Sicht des Anwenders auf die betrachteten Informationen darzustellen.

Zur Dokumentation bedient sich SADT der natürlichen Sprache und zusätzlich einer graphischen Darstellung. Ein SADT-Modell ist eine komplette, konkrete und konsistente Beschreibung eines Systems, dessen Zweck durch die folgende Definition erläutert werden kann:

M ist ein Modell des Systems S, wenn M dazu benutzt werden kann, um Fragen über S mit einer bestimmten Genauigkeit A zu beantworten.

Die Fragen und die geforderte Genauigkeit ihrer Beantwortung haben großen Einfluß auf die Entwicklung des Modells. Daher ist es notwendig, zu Beginn der Entwicklung folgende Randbedingungen für die Modellerstellung zu spezifizieren:

- **Die Sicht:** Welche Sichtweise, welchen Standpunkt nehme ich bei der Analyse des Systems ein? Nur durch das Beibehalten einer Sichtweise wird sichergestellt, daß Details nicht von zuvielen Seiten betrachtet oder verschiedene Aspekte gemischt werden und das Modell dadurch unübersichtlich wird.
- **Die Genauigkeit:** Wie detailliert benötige ich die Informationen zu dem System, ab welchem Genauigkeitsgrad wird der Aufwand im Vergleich zum Nutzen nicht mehr vertretbar?
- **Die Fragen:** Welche Fragen muß ich stellen, die der Sicht und der Genauigkeit gerecht werden und mich beim Aufbau des Modells unterstützen?

Nachdem der Gegenstand, der Zweck und die Sichtweise festgelegt sind, wird mit dem iterativen Modellierungsprozeß begonnen. Das Endresultat des Modellierungsprozesses ist eine hierarchisch strukturierte Beschreibung des betrachteten Systems. Sie beginnt mit einer groben Darstellung des Gesamtmodells und endet mit der detaillierten Be-

schreibung von einzelnen Aktivitäten. Jede dieser einzelnen Beschreibungen, die in einer Baumstruktur miteinander in Beziehung gesetzt sind, bezeichnet man als Diagramm. Die Reihenfolge der Diagramme im Baum und auf den Formularen stellt lediglich eine logische Reihenfolge dar. Zeitliche Abhängigkeiten können mit SADT nicht modelliert werden. In einer Top-Down Vorgehensweise wird das Modell von Hierarchiestufe zu Hierarchiestufe verfeinert.

An der Modellerstellung sind in den meisten Fällen mehrere Personen beteiligt. Dies ist vor allem für die korrekte Abbildung der Realität auf das Modell, für die Beseitigung von Inkonsistenzen sowie für die Akzeptanz des Modells bei den Experten wichtig. SADT unterstützt diesen Prozeß durch den Autor-Kritiker-Zyklus. Dabei wird das Modell von verschiedenen Beteiligten, z.B. den späteren Systemanwendern oder den Spezialisten für das untersuchte Fachgebiet geprüft und mit Kommentaren versehen. Der Modellentwickler erstellt dann eine verbesserte Version. Dieser Vorgang wird so häufig wiederholt, bis alle Anmerkungen berücksichtigt worden sind.

Die von SADT verwendete graphische Darstellungsform und festgelegte Syntax ist in **Bild 2** mit einem Ausschnitt aus einem Diagramm exemplarisch gezeigt. Eine Aktivität wird durch einen Kasten dargestellt und mit Substantiv und/oder Verb spezifiziert. Die Eingangsinformationen für diese Aktivität werden von links an den Kasten geführt, die Ergebnisse rechts herausgeführt. Von oben kommen die Daten, die die Ausführung der Aktivitäten steuern, ohne selbst verändert zu werden; von unten erscheinen die verwendeten Mechanismen. Auf einer Hierarchiestufe sind mehrere Aktivitäten möglich, die über Informationen miteinander verknüpft sind. Dabei können Informationen auch gebündelt oder geteilt werden. Eine Detaillierung der Aktivitäten wird vollzogen, indem eine Aktivität in mehrere Unteraktivitäten zerlegt wird. Die Daten von der Oberaktivität werden übernommen, aufgegliedert und den Unteraktivitäten zugeordnet.

Referenzmodell für die Zentrifugenkonstruktion

In den Jahren 1991 und 1992 wurden ausführliche Analysen zu der Vorgehensweise bei der Entwicklung und Konstruktion verfahrenstechnischer Trennsysteme bei einem Hersteller solcher Maschinen vorgenommen. Ziel der Untersuchung /4/ war es, aus der Analyse der in der Praxis üblichen Vorgehensweise bei der Zentrifugenkonstruktion einen Referenzablauf zu erstellen. Dieser soll zur Beurteilung und Optimierung der betrieblichen

blatt. Die Ermittlung des notwendigen Detaillierungsgrades wirkt sich stark auf den Umfang des Modells aus. Aus der Problemstellung des SFB ergibt sich, daß Entscheidungen auf der Schnittstelle zwischen Verfahrenstechnik und Maschinenbau beschrieben werden sollen.

Betrachtet wird die Konstruktion und Entwicklung von Zentrifugen. In **Bild 2** sind die Hautaktivitäten in der Zentrifugenkonstruktion dargestellt. Die Eingangsgrößen sind die Anforderungen, die vom Kunden und vom Markt an die Zentrifugen gestellt werden, sowie die Daten über im Betrieb

USED AT:	AUTHOR: Hartmann, Kaak PROJECT: SFB 180 - A2, Zentrifugenkonstruktion NOTES: 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10	DATE: 25.9.1992 REV:	WORKING	READER	DATE	CONTEXT:
			DRAFT			
			X RECOMMENDED			
			PUBLICATION			

<p>FRAGEN</p> <p>Was wird getan ? Wer tut etwas ? Womit wird es getan ? Welche Daten werden benötigt ? Welche Daten werden erstellt ? Welche Daten werden verändert ? Welche Entscheidungen werden getroffen ?</p> <p>SICHTWEISE</p> <p>Vertrieb Projektant Konstrukteur Entwickler</p>	<p>ZWECK / ZIEL</p> <p>Informationen und Aktivitäten bei der Zentrifugenkonstruktion beschreiben, um folgende Module entwickeln zu können:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Informationsspeicher 2. Programme für die Informationsbereitstellung 3. definierte Schnittstellen zu Programmen für die automatische Auswahl und Dimensionierung von Zentrifugen. <p>DETAILLIERUNG</p> <p>Schwerpunkt der Beschreibung liegt auf den Aktivitäten, die verfahrenstechnische und maschinentechnische Probleme berühren.</p> <p>Die Auslegung von Maschinenelementen und Berechnung von Prozessen ist nicht Bestandteil dieser Beschreibung.</p>
---	---

NODE: Text	TITLE: Ziel und Sichtweise	NUMBER:
------------	----------------------------	---------

Bild 1: Ziel und Sichtweise für das Modell

Konstruktion dienen. Gleichzeitig ist er die Basis für Abläufe am Konstruktionsarbeitsplatz im Projekt A2. An dieser Stelle sollen beispielhaft die obersten Modellebenen vorgestellt werden. Das vollständige Modell wird Anfang 1993 verfügbar sein.

Entsprechend der SADT-Methodik wurden zu Beginn Ziele, Zweck, Sichtweise und Detaillierung festgelegt. Bild 1 zeigt diese Festlegung als Text-

vorhandene Trennapparate. Ergebnis des Entwicklungsprozesses sind neue Firmenzentrifugen und Informationen über den verfahrenstechnischen Prozeß. Die Entscheidungen und Abläufe in der Konstruktion werden durch Informationen über maschinentechnische und verfahrenstechnische Grundlagen beeinflusst. Hinzu kommen Werkstoffdaten und betriebsspezifische Informationen über verfügbare Ressourcen wie Fertigungsmittel und -verfahren, Kapazitäten u.ä..

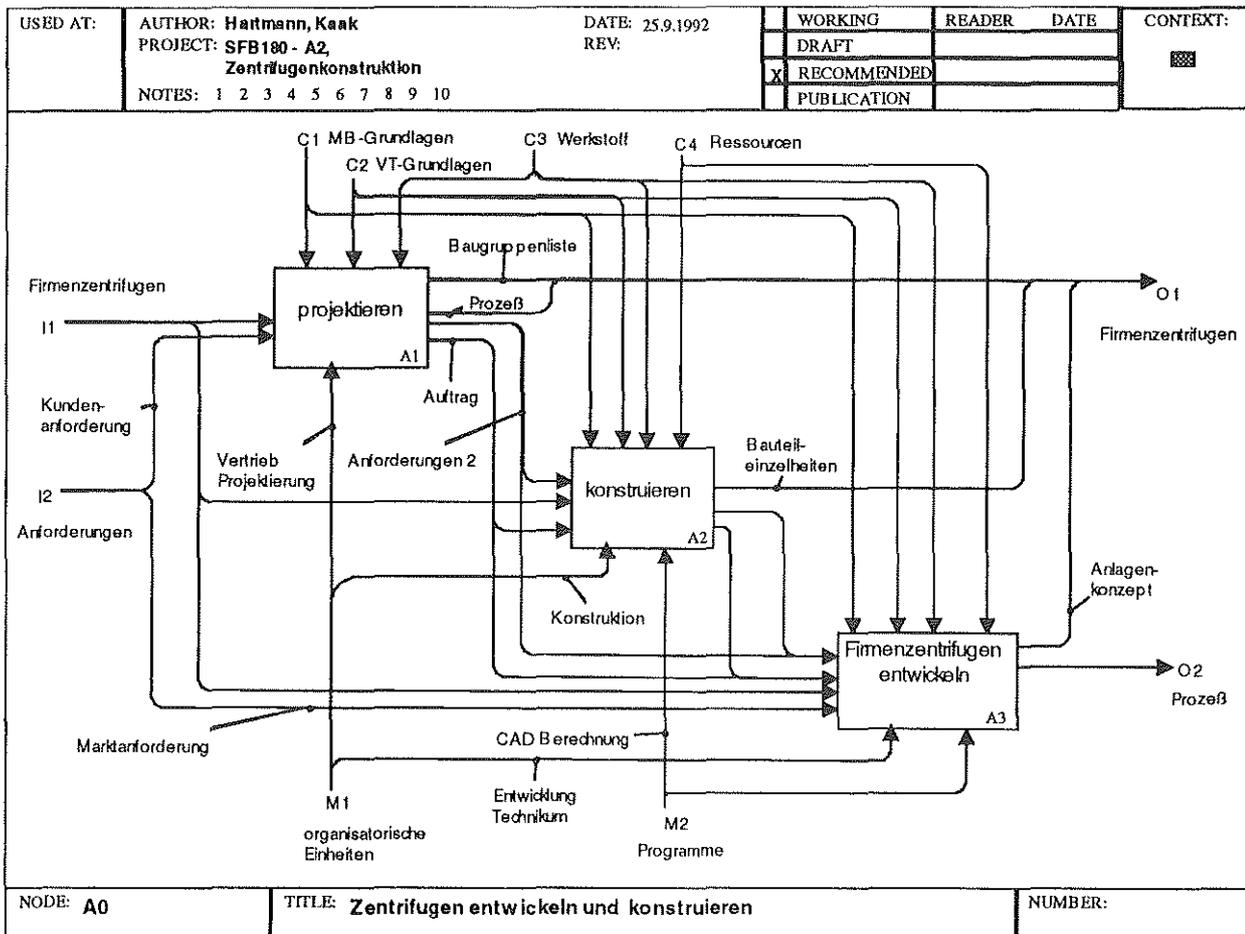


Bild 2: Hauptaktivitäten in der Zentrifugenkonstruktion

Bei den Hauptaktivitäten findet sich die in der verfahrenstechnischen Industrie übliche Gliederung in Projektierung, Konstruktion und Entwicklung wieder.

Aufgabe der Projektierung ist es, beim Kundenkontakt die Kundenanforderungen zu erkennen, und aus der Kenntnis über die im Betrieb vorhandenen Zentrifugen ein Konzept für ein passendes Trennsystem zu erarbeiten. Dabei gibt es zwei Möglichkeiten:

Entweder können die Kundenanforderungen mit vorhandenen Bauteilen und -gruppen erfüllt werden. Dies ist ein Konfigurierungsproblem mit dem Ergebnis einer Baugruppenliste und der Prozeßbeschreibung der Anlage. Oder es müssen zur Erfüllung der Kundenanforderungen Teile neu konstruiert, angepaßt und der Trennprozeß untersucht werden.

Zur Lösung dieser Probleme vergibt die Projektierung interne Aufträge an Konstruktion und Entwicklung. Dazu werden die Kundenanforderungen für den jeweiligen Zweck modifiziert und bilden die

Grundlagen der weiteren Arbeiten. Beeinflusst werden die Entscheidungen in der Projektierung durch maschinenbauliche/verfahrenstechnische Grundlagen und Werkstoffdaten. Wenn es sich um eine Konfigurierung vorhandener Baugruppen handelt, für die Fertigungsunterlagen bereits existieren, müssen die Ressourcendaten nicht berücksichtigt werden.

In der Konstruktion werden die Einzelheiten von Teilen und Baugruppen entsprechend den Anforderungen detailliert.

Bei der Entwicklung von neuen Zentrifugen dienen Anforderungen aus der Projektierung und Konstruktion, sowie Anforderungen, die sich aus Marktbeobachtungen ergeben, als Eingangsgrößen. Ergebnis der Entwicklungsarbeit sind Anlagenkonzepte, die Bestandteil der Firmenzentrifugen werden und die die Konstruktion detailliert. Außerdem werden verfahrenstechni-

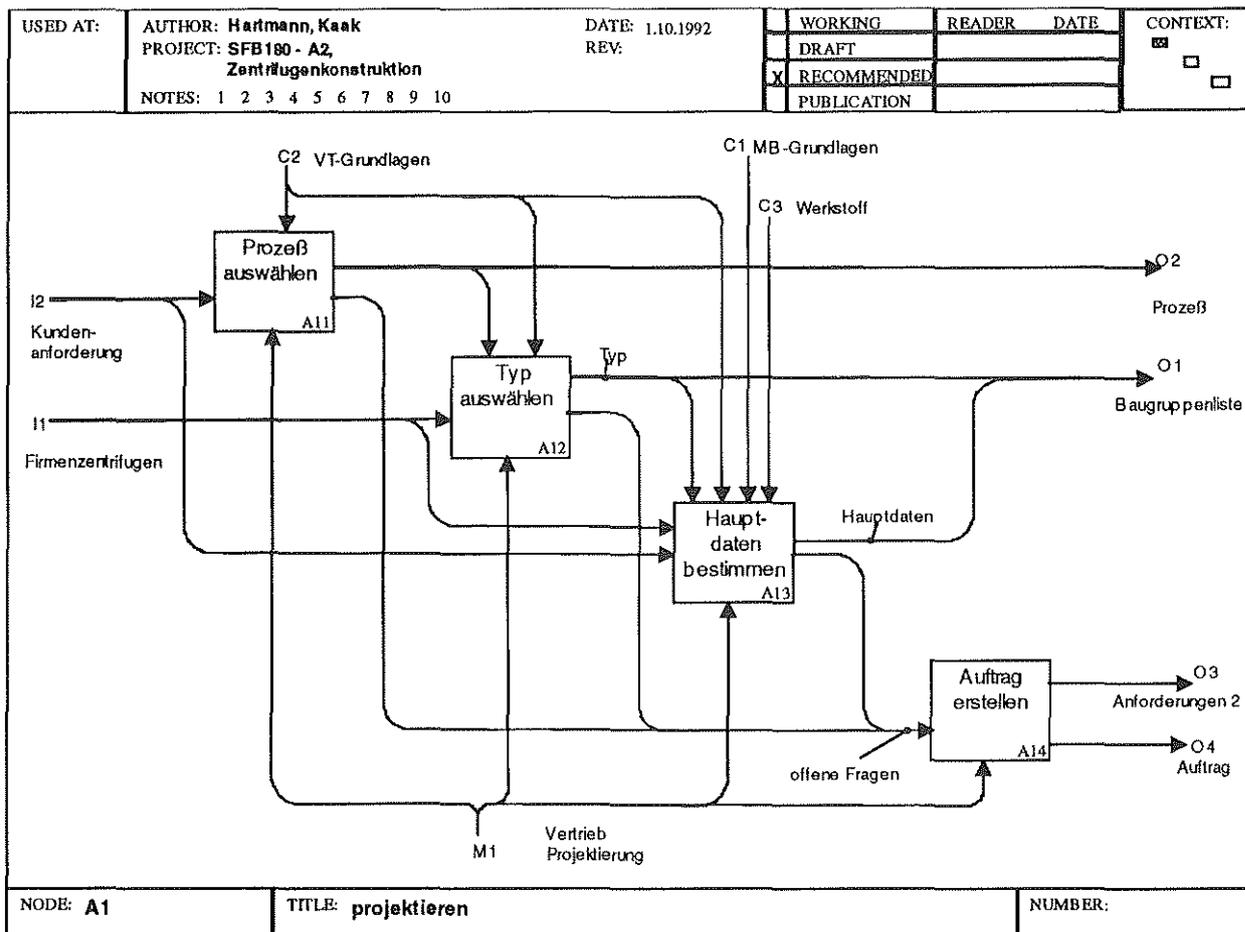


Bild 3: Detaillierung der Projektierung

sche Parameter ermittelt, die als Prozeßdaten zur festgehalten werden.

Die Projektierung, dargestellt in **Bild 3**, kann in vier Aktivitäten zerlegt werden. Die Aktivitäten erstrecken sich auf die Auswahl und Bestimmung der wichtigsten Zentrifugendaten wie: Art des Trennverfahrens (Filtration, Sedimentation), Zulauf, Ausstrag von Sediment und Fugat, Schleudertziffer, Zentrifugentyp mit Trommelform und Wellenlage und Hauptdaten wie Trommelhöhe, -durchmesser, Konuswinkel und Drehzahl. Können diese Daten nicht festgelegt werden, so werden aus dem Informationsdefizit Anforderungen abgeleitet und ein Auftrag für Konstruktion oder Entwicklung formuliert. Von besonderem Interesse ist an dieser Stelle, wie die zur Verfügung stehenden Prozesse und Typen klassifiziert und nach welchen Kriterien die Entscheidungen gefällt werden. Hinzu kommt die Bestimmung der Hauptabmessungen. Die Dekomposition der Aktivitäten ist erst dann abgeschlos-

sen, wenn die entsprechenden Daten eindeutig definiert werden können. An dieser Stelle des Modells ergeben sich direkte Anknüpfungspunkte an das innerhalb des Projektes entwickelte System zur Auswahl und Dimensionierung von Zentrifugen.

Ausblick

In **Bild 4** sind die zur Erarbeitung eines integrierten Informationsmodellkonzeptes für die Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen erforderlichen Modelle dargestellt. Es wird unterschieden zwischen dem Ablaufmodell, das die in diesem Bericht skizzierten Ergebnisse von Untersuchung und Analyse beinhaltet, dem Produktmodell, das die Zentrifugen hinsichtlich Geometrie, Bau- und Funktionsstruktur beschreibt, sowie dem Prozeßmodell, das Informationen zur Berechnung und Simulation der verfahrenstechnischen Prozesse enthält. Der

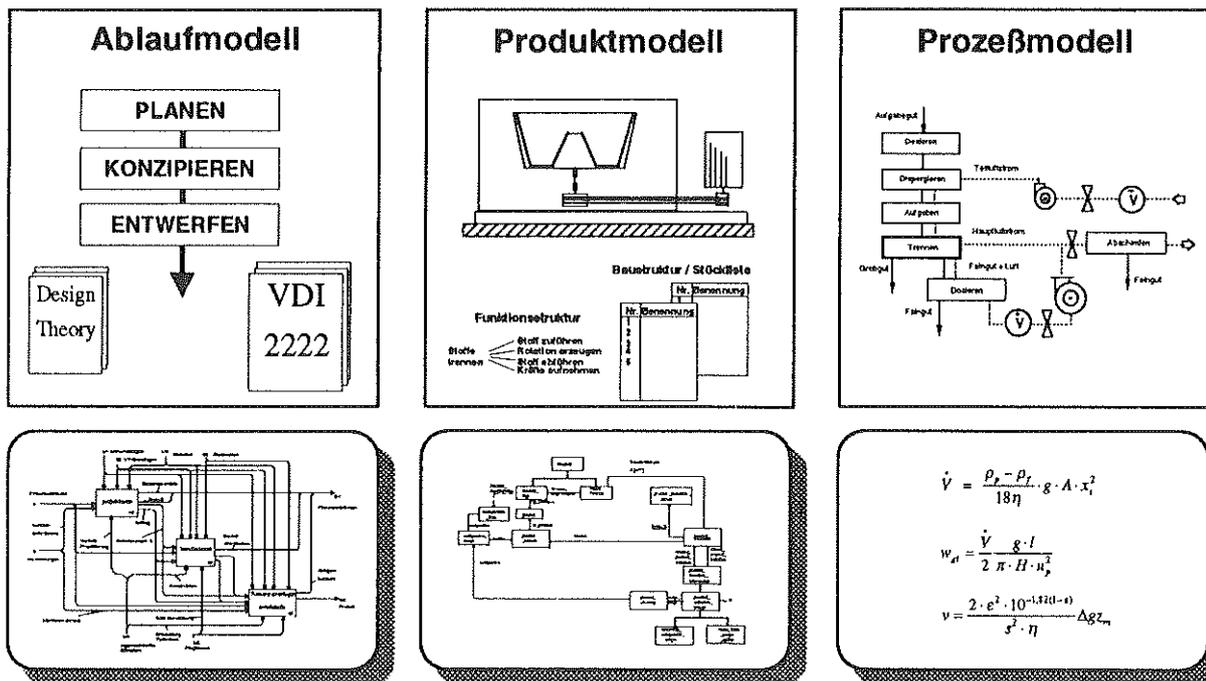


Bild 4: Modelle für die rechnerunterstützte Konstruktion

Schwerpunkt der Arbeiten soll für den integrierten Konstruktionsarbeitsplatz zunächst auf dem Ablaufmodell und dem Produktmodell liegen; das Prozeßmodell wird aus dem Referenzablauf und den Ergebnissen der anderen Teilprojekte im SFB zu einem späteren Zeitpunkt entwickelt.

Innerhalb des Produktmodells (vgl. /2/) besitzt die **Funktion** einer Maschine oder Anlage eine zentrale Bedeutung als Bindeglied zwischen den systematischen Einzelschritten im Konstruktionsablauf. Die Gesamtfunktion wird in Teilfunktionen zerlegt, die entweder hierarchisch oder netzwerkartig miteinander in Beziehung stehen. Aus diesem Grund wird z. Zt. an der Realisierung eines Moduls zur **Funktionsstrukturierung** gearbeitet. Mit der Ablage der Funktionsstruktur wird außerdem die Grundlage gelegt, Informationen aus den Produktlebensphasen Entwicklung/Konstruktion und Einsatz rechnerintern verfügbar zu machen. Unter Qualitätsgesichtspunkten ergeben sich Möglichkeiten für die Durchführung von FMEA (Failure Modes and Effects Analysis) und dem Aufbau von Diagnosesystemen.

Weitere Module für den rechnerunterstützten Konstruktionsarbeitsplatz sind in Planung; in Frage kommt z.B. ein Modul zur Unterstützung bei der Dichtungsauswahl in der Zentrifuge.

Literatur

- /1/ Oertel, Thomas
Konstruktionssystematiken: Ein Vergleich von Prinzip und Anwendung
Unveröffentl. Studienarbeit, IMW TUC 1992
- /2/ Johnson, A.L.
Designing by functions
Design Studies 12, No.1 1991
- /3/ Marca, D. u.a.
SADT Structured Analysis and Design Technique; McGraw-Hill Book Company, 1986
- /4/ Kaak, R.
Analyse des Konstruktionsprozesses für Zentrifugen
Unveröffentl. Studienarbeit, IMW TUC 1992

Low-Cost-Hardwareschnittstelle für den Modellmaschinenbau

Martin Romann

Die Steuerung einer Maschine oder eines Apparats mit Hilfe des Rechners erfordert eine geeignete Hardwareverbindung, die alle Signale vom Rechner zur Maschine (und umgekehrt) aufbereitet, zwischenspeichert und weiterleitet. In diesem Bericht soll eine Hardwareschnittstelle vorgestellt werden, die eine Behandlung digitaler und analoger Signale zwischen Rechner und Maschine ermöglicht.

1. Das Konzept

Zur Realisierung einer Hardwareverbindung wurden zunächst einige Standards definiert. So soll gelten:

- Die Elektronik ist in CMOS-Technologie ausgeführt, um eine geringe Störanfälligkeit gegen Schwankungen der Versorgungsspannung zu gewährleisten.
- Die Schnittstelle ist TTL-kompatibel (Versorgungsspannung +5V).
- Es gilt die positive Logik. (0 : false, 1 : true)
- Alle Eingänge mit Pull-down Widerständen.
- Die Ausgänge sind stets mehrfach vorhanden.
- Modularer Aufbau in Form einzelner Baugruppen.
- Die Spannungsversorgung der einzelnen Baugruppen ist als Bus ausgeführt, so daß die Spannung von Modul zu Modul weitergereicht werden kann.

Das Konzept dieser Schnittstelle entstand ursprünglich aus einem Baukastensystem zur Entwicklung von CMOS-Schaltungen. Dieses System hat sich in der Vergangenheit sehr gut bewährt, so daß sich die neu entwickelte Schnittstelle an der bereits bestehenden Technik orientiert. So sind

- alle Kontakte als 1,3mm Steckstifte ausgeführt,
- die Baugruppengröße auf 40x55 mm festgelegt.

2. Die Ein- und Ausgänge am Rechner

Für die Steuerung von Maschinen werden überwiegend digitale, aber auch analoge Signale benötigt. Auf der Seite des Rechners steht oftmals eine frei programmierbare Digitalplatine zur Verfü-

gung, deren Signale TTL-Pegel führen und als Ein- bzw. Ausgang definiert werden können. Ein typischer Vertreter innerhalb programmierbarer digitaler IO-Platinen ist der Interface Baustein 8255. Die Bereitstellung analoger Signale erfordert einen erheblich höheren Aufwand an Elektronik. Im Bereich der low-cost-Anwendungen sind die Spannungshübe bei AD- und DA-Wandlern nicht mehr auf bestimmte Standards festgelegt. Oft fehlen hier auch Schutzschaltungen. Hier ist die Notwendigkeit gegeben, eigene Pegel festzulegen und die Analogsignalverarbeitung selbst vorzunehmen.

Die Basis zu der hier vorgestellten Schnittstelle bilden folgende Rechnerbaugruppen:

- frei programmierbare 72 Kanal IO-Digitalplatine (Eigenbau)
Materialwert ca. 50.-
- programmierbarer 8bit 8 Kanal AD-Wandler
Eingang uni- und bipolar mit den Spannungshüben 1,25 und 2,5 V
- programmierbarer 8bit 1 Kanal DA-Wandler mit den o. a. Spannungshüben
(Kaufpreis 1990: 188.-)

Diese Baugruppen sind als Einsteckplatinen für IBM-kompatible Rechner ausgeführt.

3. Die angestrebten Funktionen

An Apparaten und Maschinen treten sehr unterschiedliche Elemente zur Steuerung auf. Sie lassen sich in Aktoren und Sensoren gliedern.

Zu den Aktoren gehören Elektromotore, Schrittmotore und Magnete, sowie zusammengesetzte Aktoren, deren Wirkungsprinzip jedoch auf den o. a. Aktoren beruht (z. B. Magnetventil).

Die Sensoren dienen zur Aufnahme analoger und digitaler Größen. Analoge Signale werden meist durch eine besondere Elektronik aufbereitet und betreffen daher weniger die hier beschriebene Schnittstelle. Sensoren, die digitale Signale abgeben, melden meist Örter (Lichtschranken) oder Grenzen (Grenzwertgeber, Endschalter).

Die Aufbereitung und Weiterleitung der o. a.

Signale obliegt den einzelnen Baugruppen dieser Schnittstelle. Dazu sind dann folgende Funktionen in je einer Baugruppe verwirklicht:

allgemein:

- STE: 9 poliger SubD-Steckverbinder zur Übertragung von 8 bit parallel.

für die Aktoren:

- REL: 2fach Relaisplatine mit je 2xum Kontakten
- EAR: Ein-Aus-Rechts-Links-Baugruppe zur Steuerung kleiner Elektromotoren. Der Stromkreis des Motors ist galvanisch von der Baugruppe getrennt.
- ERL: Baugruppe wie oben, zusätzlich kann zwischen 2 Spannungen umgeschaltet werden.
- SCH: Schrittmotorkarte zur Ansteuerung bipolarer Schrittmotoren in Ganzschritten.

für die Sensoren:

- GAB: 4fach Auswerteelektronik für Gabellichtschranken.
- END: Auswerteeinheit für Endschalter.
- TAS: 2fach Entprelleinheit für Tastschalter.

und weitergehende Funktionen:

- SSS: Start-Stop-Start-Logik zur Bedienung zyklisch auftretender Vorgänge.
- AAZ: 8-Bit-Aufwärts-Abwärts-Zähler.
- SPE: 8-Bit-Speicherelement.
- MUL: 8-Kanal-digital-Multiplexer.

Da das System zu der bereits bestehenden Entwicklungsumgebung kompatibel ist, können die ursprünglichen Baugruppen mitbenutzt werden. Dazu zählen:

- FA8: 8 polige DIP-Fassung mit je 3 Kontakten an jedem IC-Anschluß.
- F14: 14 polige IC-Fassung.
- F16: 16 polige IC-Fassung.
- ANS: Anschlußplatine mit Siebkondensator.
- EPT: entprellte Taste.
- TAK: 50 Hz Taktgeberbaustein.
- TRE: 6 fach Treiberkarte.
- INV: 6 fach Inverter.
- LED: 6 fach LED-Anzeigeeinheit.
- POR: Power-On-Reset / Reset.

In Vorbereitung sind derzeit noch die analogen Baugruppen. Vorgesehen sind:

- SPG: Spannungsgeber mit einstellbarem Spannungshub und einstellbarem Eingangssignal für unipolare Spannung.

- STR: programmierbare Stromquelle mit einstellbarer oberer Stromgrenze.
- TEI: Analoggeber für den Anschluß eines Spannungsteilers (Potentiometer) mit einstellbarer Verstärkung.

Mit diesen Baugruppen kann die Elektronik für jede Steuerungsaufgabe individuell zusammengestellt werden.

4. Der Aufbau

Der mechanische Aufbau jeder Baugruppe zeigt Bild 1. In der Ansicht von unten (Leiterbahnenbild) sind die Bohrungen in jeder Ecke, in denen die Abstandhalter vom Grundbrett einrasten (offene Kreise) erkennbar. Daneben ist auch noch das

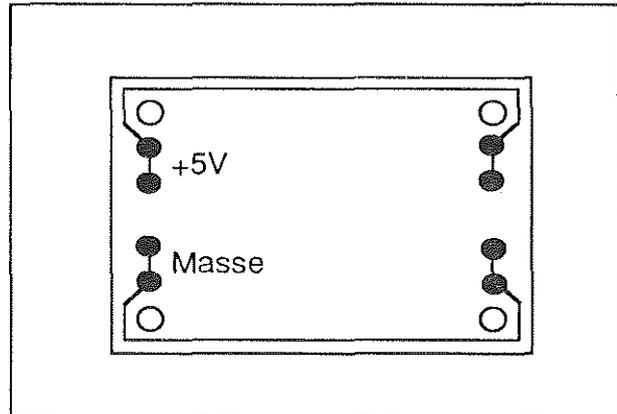


Bild 1: Grundplatte

Bussystem der Versorgungsspannung dargestellt. Diese Technik ermöglicht das Weiterreichen der Betriebsspannung von Baugruppe zu Baugruppe. Eine andere Möglichkeit bestünde auch darin, die Platinen auf elektrisch leitende Abstandhalter aufzuclipsen, und die Betriebsspannung von unten heranzuführen. Durch diese Maßnahme könnte zwar Platz auf der Platine frei werden, doch wären die neuen Baugruppen aufgrund ihres geänderten Layouts nicht mehr voll kompatibel.

5. Die Baugruppen

Im folgenden Abschnitt sollen die Funktionen einiger Platinen näher vorgestellt werden, um die prinzipielle Funktion der Schnittstelle darzustellen.

5.1. TAS: 2 fach Tastenentpreller

Aufgabe dieser Karte ist die Aufbereitung eines Signals, das von einem Tastschalter mit einem einfachen Umschaltkontakt ausgeht. Die Schal-

tung nutzt den Baustein 4011 (Vier Nand-Gatter mit je 2 Eingängen) als Flip-Flop. Von der Platine

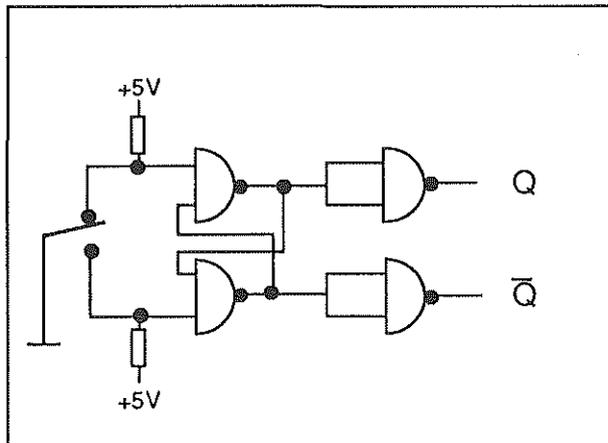


Bild 2: Flip-Flop als Tastenentpreller

aus gehen 3 Anschlüsse an den Tastschalter (Masse und 2 Kontakte). Als Ergebnis erscheint das entprellte Signal Q und Q' an je 3 Kontakten.

5.2. GAB: Gabellichtschranke

Das Erkennen eines Ortes bzw. Position eines Maschinenteils kann mit Hilfe einer Gabellichtschranke erreicht werden. Die Auswertung der Lichtschranke kann mit einem Schmitt-Trigger-Baustein 4093 erreicht werden. Geht man davon aus, daß sich der Fototransistor in der Gabellichtschranke als ohmscher Widerstand verhält und seinen Wert in Abhängigkeit von der Beleuchtungsstärke ändert, so kann eine einfache Auswertung mit wenigen Bauelementen erreicht werden. Die zugehörige Schaltung zeigt Bild 3. Der

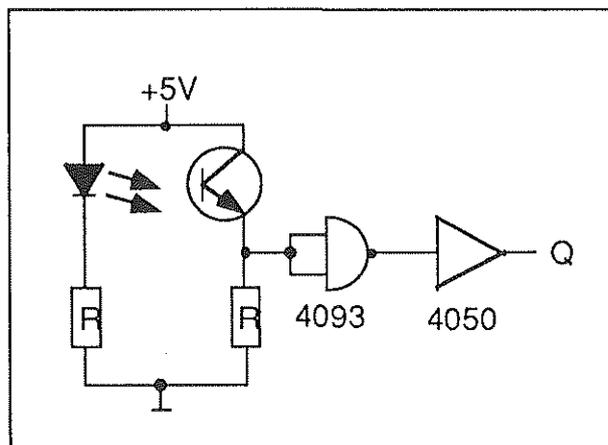


Bild 3: Gabellichtschranke

Widerstand am Fototransistor und der Fototransistor selbst wirken als Spannungsteiler. Bei voll beleuchtetem Transistor leitet dieser und die ange-

legte Spannung fällt am Widerstand ab. Damit liegt ein high-Pegel am Schmitt-Trigger. Dieser invertiert das Signal, das von einem nachfolgenden Puffer-IC getrieben wird. Das Ruhesignal ist also 0, es wechselt zu 1, wenn der Lichtstrahl unterbrochen wird.

5.3. END: Auswerteeinheit für Endschalter

Häufig kann es vorkommen, daß die zurückzulegenden Wege einer Maschine nicht genau positioniert werden können oder daß sie nur zwischen Grenzpositionen verlaufen sollen. Die Baugruppe

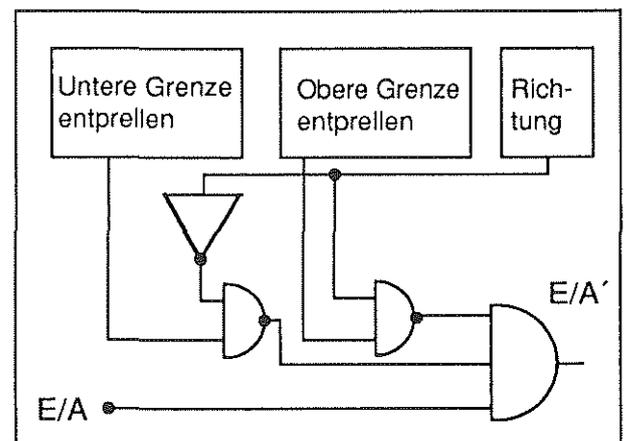


Bild 4: Endschalterbaugruppe

END bedient zwei Endschalter und ist auch als Notabschaltung gegen Überfahren von Grenzen einsetzbar. Die Baugruppe beinhaltet 2 Flipflops zum Entprellen der Endschalter (obere und untere Grenze), sowie einen weiteren Nand-Baustein und ein Und-Gatter mit 3 Eingängen. Neben den Endschaltern selbst benötigt die Karte noch das Richtungssignal vom Rechner bzw. einer anderen Elektronik, die den Motor steuert und das Ein-Aus-Signal (E/A). Der Endschalterbaustein erzeugt aus den anliegenden Eingaben ein neues E/A-Signal, das erst dann den Motor schaltet.

5.4. SSS: Start-Stop-Start-Logik

Eine Baugruppe, die häufig wiederkehrende Tätigkeiten bedienen kann, ist die Start-Stop-Start-Logik, die sich aus mehreren Baugruppen auf einer Platine zusammensetzt. Das Blockschaltbild 5 zeigt, wie das Ausgangssignal entsteht. Die Resetleitungen sind mit Vorrang geschaltet. Soll das Ergebnis Q auf 1 gehen, so muß das Set-Signal des Speicherflipflops explizit von außen zugeführt

werden. Mit diesem Signal kann nunmehr ein Vorgang gestartet werden. Reset von einem Schalter, vom Rechner oder vom Power-On-Reset schalten

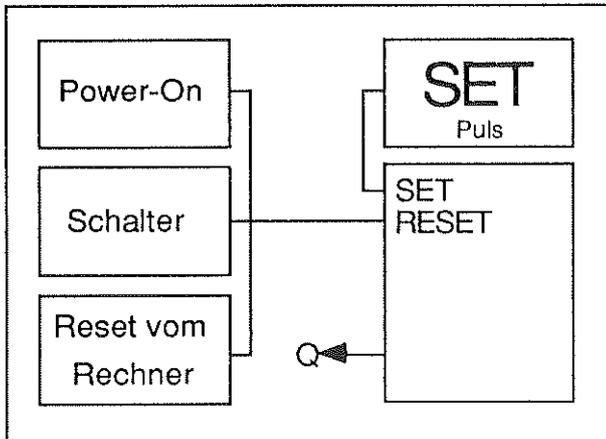


Bild 5: Start-Stop-Start-Logik

das Ausgangssignal auf 0. Durch den Power-On-Reset befindet sich das FlipFlop stets in einem definierten Anfangszustand (Aus). Die Funktion dieser Baugruppe soll dazu dienen, einen kurzen Eingangsimpuls zu speichern, bis der Vorgang durch ein Ereignis von außen gestoppt wird. Der Set-Eingang des Flipflops ist gepulst, so daß das Eingangssignal nicht anstehen bleibt.

5.5. Ansteuerung von Relais

Die Baugruppen REL, EAR und ERL enthalten je 2 oder 3 Relais, mit denen der Stromkreis des Motors, der galvanisch von dem der Baugruppe getrennt ist, geschaltet wird. Die Ansteuerung dieser

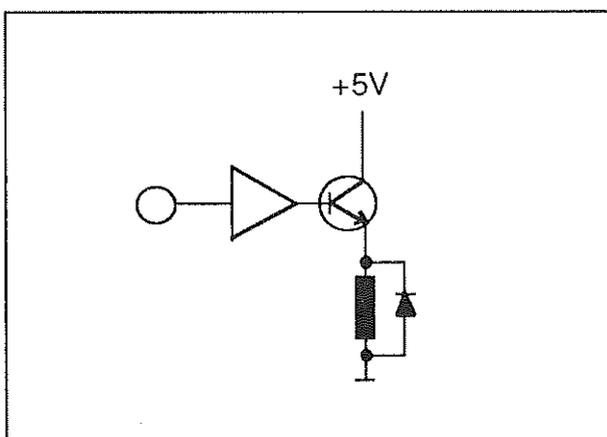


Bild 6: Ansteuerung von Relais

Relais mit CMOS- bzw. TTL-Signalen geschieht über eine Pufferung mit dem Baustein 4050 und Verstärkung mit dem Transistor BC 107. Da der Treiberbaustein den Ausgangsstrom begrenzt, ist

kein Basisvorwiderstand erforderlich.

Sollten stärkere Schütze getrieben werden, kann hinter den Transistor BC 107 ein Darlington-Transistor aus 2N3053 als Vor- und 2N3055 als Hauptstufe geschaltet werden. Diese Kombination liefert 5A Dauerstrom und 10A Spitzenstrom.

6. Kombination von Baugruppen

Das Zusammenschalten verschiedener Baugruppen ermöglicht komplexere Steuerungen. So liefert das Zusammenschalten einer Gabellichtschranke, deren Signal von einem Treibrad abgegriffen wird, mit dem Auf-Abwärtszähler zunächst die Anzahl der Umdrehungen des Rads. Da die Zählrichtung mit der Drehrichtung des Motors in Übereinstimmung gebracht werden kann, steht der Zählerstand für die Position des Treibrads, bzw. für die gesamte Mechanik, die sich daran schließt.

Durch den Aufbau komplexer Schaltungen mit dem hier beschriebenen System, können komplizierte Steuerungsaufgaben realisiert werden. Darüberhinaus ermöglicht dieses System die Erprobung neuer Software für die Steuerung von Maschinen.

7. Kosten der Schnittstelle

Die Grundkonzeption dieser Schnittstelle geht von ihrem Einsatz im Modellbau aus. Geschaltete Ströme überschreiten nicht die Belastungsgrenze von 2A. Höhere Ströme können mit stärkeren Relais geschaltet werden, jedoch müßten dann größere Platinen als 40x55 mm zugrundegelegt werden.

Die teuersten Bauelemente bisher sind die Relais, mit einem Stückpreis um 5.-, die Preise für die CMOS-Bausteine bewegen sich zur Zeit zwischen 0,20 bis 0,80 DM bei den hier angewandten Typen.

Das weitere Material (Platinen, Lötstifte,...) verursacht nur geringe Kosten, so daß die preisgünstigsten Baugruppen ab 2.- zu realisieren sind. Die teuerste Baugruppe (ERL mit 3 Relais) kostet bereits 18.-

rom

Konzept zur strategischen Vertriebsplanung: Synergien in der Unternehmensgruppe Pittler

Holland, M.; Schiedeck, N.

In der Pittler-Gruppe sind mehrere, mittelständische Unternehmen der Werkzeugmaschinenbranche zu einem lockeren Verbund zusammengeschlossen. Das unternehmerische Konzept sieht vor, die Eigenständigkeit der einzelnen Gesellschaften zu erhalten, um flexibel auf die unterschiedlichen Marktanforderungen reagieren zu können. Synergien sollen außer bei der Beschaffung von Komponenten insbesondere beim Vertrieb genutzt werden. Letztlich soll jeder Vertriebsmitarbeiter zukünftig in der Lage sein, neben den Maschinen seines Unternehmens auch die Produkte der übrigen Pittler-Gesellschaften zu verkaufen.

Die Hauptabnehmergruppe für ihre Produkte sieht die Führung der Pittler-Gruppe überwiegend bei den Serienproduzenten der Automobil- und Zuliefererindustrie der Elektrotechnik sowie in der Luft- und Raumfahrttechnik. Das Ziel ist es, diesen Kunden für möglichst viele spannenden Bearbeitungsaufgaben Lösungen zu bieten und sich als kompetenter Partner zu präsentieren. Um diesem Anspruch gerecht werden zu können, muß der Geschäftsleitung bekannt sein, in welchem Bereich Neuentwicklungen erforderlich sind oder gegebenenfalls neue Firmen in die Gruppe integriert werden müssen.

Im Rahmen einer Diplomarbeit wurde ein Konzept erarbeitet, mit dem den betreffenden Stellen der Pittler-Gruppe, Vertriebsmitarbeiter, Geschäftsleitungen der einzelnen Gesellschaften und Leitung der Unternehmensgruppe selbst, die erforderlichen Informationen zur Verfügung gestellt werden.

1. Situationsanalyse und unternehmerische Zielsetzung der Pittler-Gruppe

Zur Zeit besteht die Pittler-Gruppe aus siebzehn produzierenden Werken und insgesamt sechsundzwanzig Gesellschaften. In der Vergangenheit haben sich besonders im Werkzeugmaschinenbau

Großunternehmen oder andere Konzentrationen von Betrieben nicht bewährt. Als Beispiel seien die großen nordamerikanischen Werkzeugmaschinenkonzerne genannt. Deshalb wird in der Pittler-Gruppe auf eine zentralistische Struktur und eine direkte Einflußnahme auf die Geschäftspolitik der einzelnen Gesellschaften verzichtet. An eine gemeinsame Entwicklung oder Fertigung ist nicht gedacht, auch im Vertrieb soll jede Firma bewußt ihr eigenes Profil zeigen, wenn auch mit optisch verbindenden Identitätsmerkmalen. Diese Organisationsform der Gruppe erhält die Flexibilität, die mittelständische Unternehmen gegenüber Großunternehmen auszeichnet, und erlaubt eine schnelle individuelle Anpassung an die Kundenwünsche.

Synergieeffekte werden unter anderem auf der Einkaufsebene genutzt, die z. B. bei der Beschaffung von Komponenten, wie Steuerungen, Hydraulik, Elektrik etc. Auch findet ein regelmäßiger Erfahrungsaustausch statt, z. B. über die Einführung von Informationstechnologien, der letztlich die Wettbewerbsfähigkeit aller Gesellschaften stärkt. Kooperationen erfolgen nach dem Prinzip "Synergien nutzen ohne Zentralismus".

Von ihnen werden spezielle, an konkrete Aufgabenstellungen angepaßte Werkzeugmaschinen nachgefragt.

Die mit der starken technologischen Spezialisierung einhergehende Verringerung des potentiellen Abnehmerkreises zwingt dazu, die eigenen Erzeugnisse weltweit anzubieten. Erst durch Nutzung des gesamten Weltmarktes werden Stückzahlen erzielt, die befriedigende Erträge gewährleisten. Kleinere, mittelständische Unternehmen sind mit dem Aufbau und Unterhalt der dafür notwendigen Vertriebsstrukturen überfordert. Nur durch ein gruppenorientiertes Auftreten ist der Aufbau von weltweiten Stützpunkten möglich. Ein Anfang ist neben europäischen Engagements mit Vertriebsniederlassungen und einer ersten Beteiligung in Nordamerika gemacht.

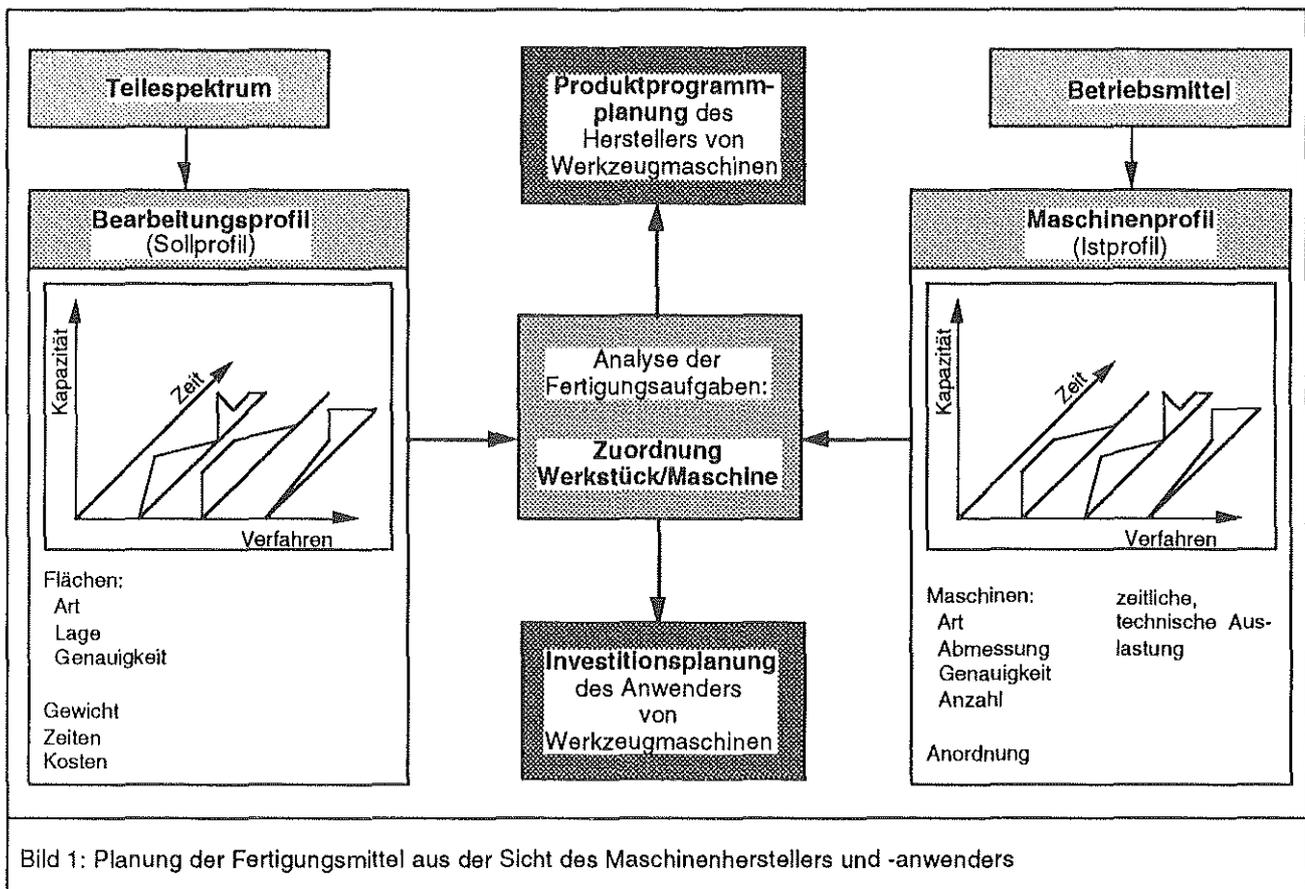
Die Mitarbeiter einer Niederlassung nehmen Vertriebsaufgaben für alle Pittler-Gesellschaften wahr. Zu deren Unterstützung sind Unterlagen erforderlich, die es ihnen ermöglichen, Maschinen aller Pittler-Unternehmen erfolgreich zu präsentieren. Mit der gleichen Zielsetzung soll dieses Informationsmaterial auch in den einzelnen Vertriebsabteilungen der Unternehmen eingesetzt werden. Jeder Vertriebsmitarbeiter soll letztlich in der Lage sein, alle Pittlermaschinen dem Kunden vorstellen zu können. Die Nutzung derartiger Vertriebssynergien soll eine wesentlich effizientere Marktbearbeitung ohne proportional steigenden Personalaufwand ermöglichen.

Langfristig will sich die Pittler-Gruppe als Anbieter aller in der Automobilindustrie eingesetzten Fertigungsmittel profilieren. Das erfordert eine entsprechende Diversifikation, die in den Bereichen Drehen und Schleifen bereits fortgeschritten ist. Beim Fräsen und Bohren ist die Gruppe vor allem bei großen Maschinen und flexiblen Fertigungssystemen vertreten. In den meisten Fällen erfolgte bisher die Übernahme eines geeigneten Unternehmens.

Um die bestehende Produktpalette sinnvoll zu ergänzen, werden Kenntnisse über den gegenwärtigen und zukünftigen Werkzeugmaschinenbedarf der Automobilindustrie benötigt.

2. Ansätze zur Informationsgewinnung

Die absetzbare Menge an Werkzeugmaschinen hängt von dem Bedarf der produzierenden Industrie ab. Ausgangspunkt zur Ermittlung des Maschinenbedarfs ist die Analyse repräsentativer Teilespektren von potentiellen Hauptabnehmern hinsichtlich Art, Anzahl und Bearbeitungsanforderungen der Werkstücke. Ergebnis ist ein Bearbeitungsprofil, das zu jeder Verfahrensvariante die Verteilung der erforderlichen Kapazität über der Zeit darstellt. Dem Bearbeitungsprofil steht ein Maschinenprofil mit Informationen über die vorhandenen Betriebsmittel, wie z. B. Arbeitsraumgröße, Genauigkeit, Anzahl der Maschinen und ihrer zeitlichen sowie technischen Auslastung, gegenüber (Bild 1). Der Vergleich aus Ist- und Sollprofil (Bearbeitungs- und Maschinenprofil) liefert Hinweise zur Investitionsplanung des Maschinenanwenders.



Für den Maschinenhersteller ergeben sich aus der Teilespektrumanalyse Rückschlüsse auf die Struktur seiner Standarderzeugnisse hinsichtlich Art, Größenklassen, Vorrichtungen etc.. Bei der Auswertung ist zu berücksichtigen, daß in Zeiten ungünstigerer Konjunkturlage Investitionen verschoben werden, d. h. daß eine quantitative Ermittlung des Maschinenbedarfs immer mit einer nicht unerheblichen Unschärfe behaftet ist.

Desweiteren ist für eine seriöse Untersuchung die Auswertung von Teilespektren mehrerer Automobilhersteller unumgänglich.

Eine andere Möglichkeit Informationen über die Bearbeitungsaufgaben und damit auch über den zukünftigen Maschinenbedarf zu erhalten, stellt die Durchführung von Interviews dar. Ansprechpartner in der Automobilindustrie sind primär die Leiter der Arbeitsvorbereitung.

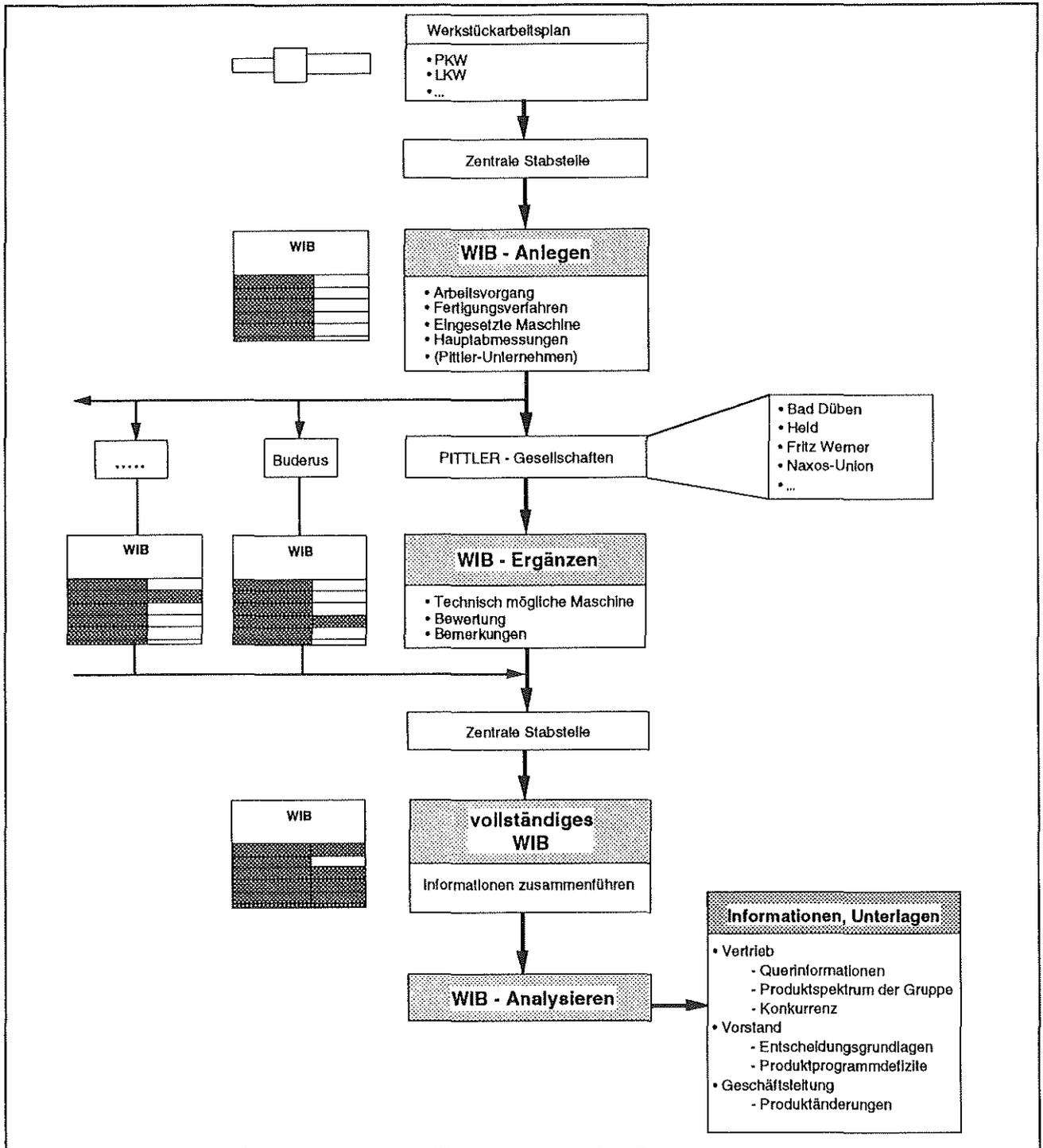


Bild 2: Vorgehensweise bei der Anfertigung eines WIBs

Daneben ist die Befragung der Konstruktion und Entwicklung notwendig, da letztere über die Fertigungsanforderungen, z. B. Oberflächengüte, mitentscheiden. Dazu ist ein Fragenkatalog entwickelt worden, um Informationen über Werkstückeigenschaften (Abmessungen, Oberflächengüte, Toleranzen ...), technologische Daten (Härte, Zerspanbarkeit), prozentuale Anteile der einzelnen Fertigungsverfahren an der Gesamtproduktion, Maschinenanforderungen (Werkzeugmagazingröße, bevorzugte Steuerungen...), Losgrößen etc. zu erhalten. Bei allen Fragen wird grundsätzlich auch nach einem Trend gefragt, der natürlich die subjektive Meinung des Befragten widerspiegelt, woraus sich jedoch bei mehreren Interviewpartnern durchaus ein Stimmungsbild angeben läßt.

Der Katalog gliedert sich in einen allgemeinen, die Gesamtproduktion des jeweiligen Automobilherstellers kennzeichnende Angaben, und einen verfahrensspezifischen Teil, der sich auf die Einsatzumstände der einzelnen Fertigungsverfahren bezieht. Eine Auswertemöglichkeit des Kataloges ist beispielsweise die Gegenüberstellung von den Arbeitsraumabmessungen der Pittlerdrehmaschinen zu Drehteilen der Automobilhersteller.

Diese beiden Methoden liefern der Führung der Pittler-Gruppe hilfreiche Informationen über die gegenwärtige Marktsituation und über vom Kunden gewünschte Entwicklungen. Für die Unterstützung des Vertriebs sind sie nicht geeignet.

Der dritte Weg, der letztendlich auch beschritten werden soll, arbeitet mit Hilfe von Werkstückinformationsblättern (WIB) und erfordert wesentlich geringere Vorarbeiten. Die eigentliche Untersuchung wird über einen längeren Zeitraum durch die Mitarbeiter selbst erfolgen.

3. Informationsgewinnung mit dem WIB

Eine Schwierigkeit für die Vertriebsmitarbeiter liegt darin, zu erkennen, bei welchen Aufgaben Maschinen der Pittler-Gruppe, die nicht aus dem eigenen Hause stammen, einsetzbar sind. Dabei ist aus dem mehrere hundert Maschinen umfassenden Programm eine geeignete herauszufinden.

Als Hilfsmittel ist ein Formular, das Werkstückinformationsblatt (WIB) entwickelt worden. Es bezieht sich immer auf ein Werkstück oder eine Werkstückklasse und enthält auf der linken Seite Arbeitsplanangaben über die zur Fertigung erforderlichen Arbeitsvorgänge. Den Arbeitsvorgängen werden auf der rechten Seite des WIBs geeignete Pittlermaschinen, soweit vorhanden, zu geordnet. Dazu werden von einer zentral in der Pittler-Gruppe angeordneten Stelle an die Unternehmen Kopien des linksseitig bereits ausgefüllten WIBs verschickt, wo für die Arbeitsvorgänge, die durchgeführt werden können, geeignete Maschinen eingetragen werden. Arbeitsvorgänge, die nicht mit Pittlermaschinen ausgeführt werden können, sind zum Schluß durch Lücken markiert (Bild 2).

In einem ersten Schritt werden einige Werkstückinformationsblätter für repräsentative Werkstücke angelegt. Dieser Grundstock wird den Vertriebsmitarbeitern zur Verfügung gestellt und bei Kundenbesuchen eingesetzt. Die Einsatzweise des WIBs soll an einem kleinen Beispiel erläutert werden. Angenommen bei einem Automobilproduzenten tritt die Bearbeitungsaufgabe "Welle drehen, Lagersitze schleifen" auf und ein Mitarbeiter eines Drehmaschinenherstellers ist vor Ort und unterbreitet dem Kunden ein Angebot bezüglich einer Drehmaschine. Aus einem WIB, dessen zugrundeliegende Bearbeitungsaufgabe mit der hier vorliegenden vergleichbar ist, kann der Mitarbeiter entnehmen, welche Schleifmaschine eines Pittler-Unternehmens ebenfalls offeriert werden kann. Nach einer ersten Vorabinformation des Kunden erfolgt eine Kontaktaufnahme durch den betreffenden Schleifmaschinenhersteller der die weiteren Verhandlungen führen muß. Hierzu ist ein direkter Informationsaustausch zwischen den einzelnen Pittler-Unternehmen notwendig (Bild 3).

Läßt sich für eine bestimmte Aufgabenstellung kein WIB finden, dem eine hinreichend ähnliche Bearbeitungsaufgabe zugrundeliegt, erfolgt eine Meldung an die Zentrale, die ein neues WIB anlegt und in das Archiv übernimmt. Nach einiger Zeit wird dadurch automatisch eine Teilestruktur im WIB-Archiv generiert, die sich genau an den Bedürfnissen des Vertriebs ausrichtet.

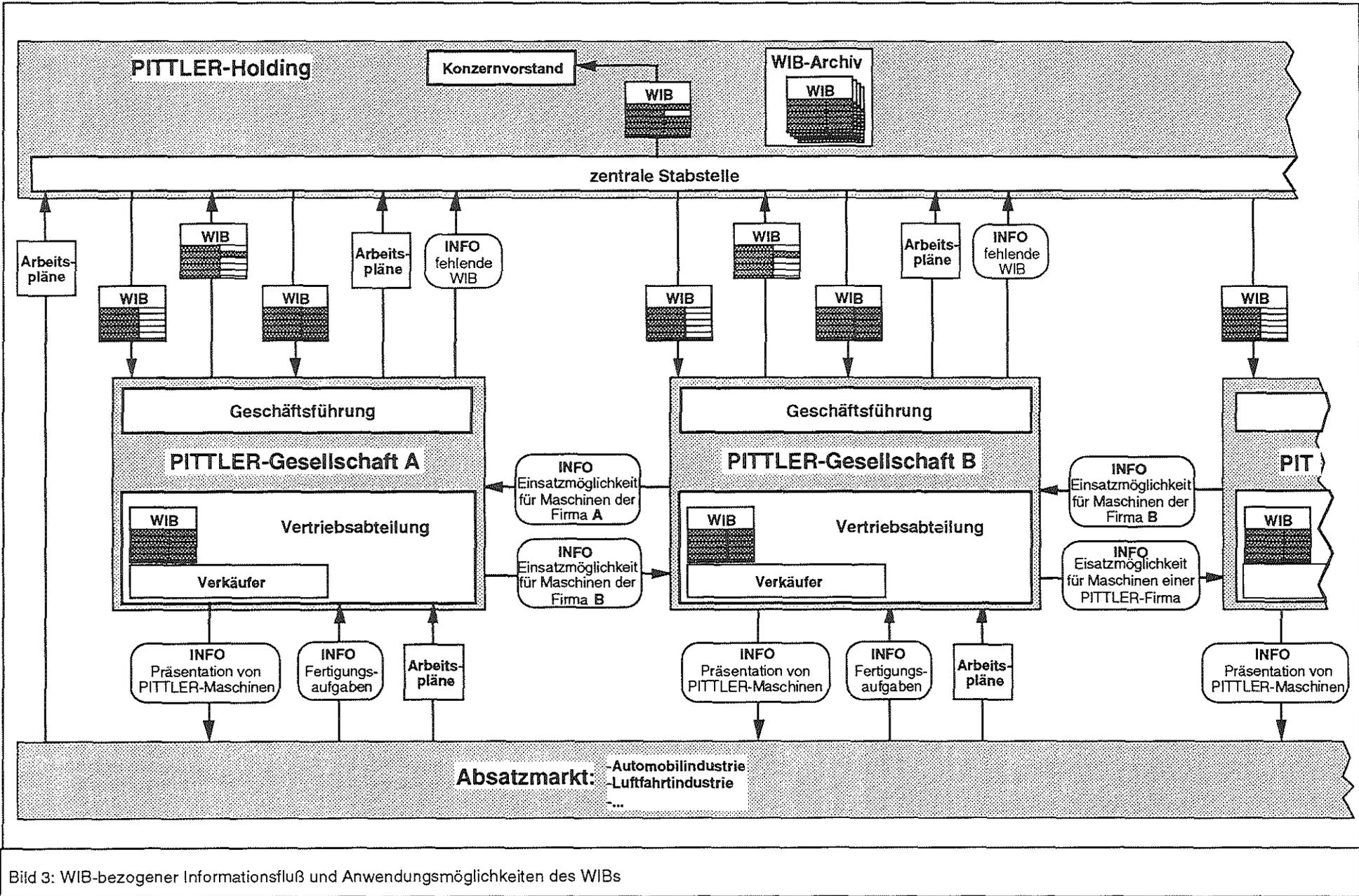


Bild 3: WIB-bezogener Informationsfluß und Anwendungsmöglichkeiten des WIBs

Es beinhaltet eine Übersicht über die qualitativen Bearbeitungsanforderungen der untersuchten Teilespektren der Automobilindustrie. Der Vorteil dieser Vorgehensweise ist die sofortige Verfügbarkeit der bereits vorhandenen WIBs und eine geringe Vorlaufzeit. Der WIB-Bestand wird fortlaufend erweitert, so daß dem Vertrieb aktuelle Unterlagen zur Verfügung stehen, aus denen ersichtlich ist, welche Bearbeitungsaufgaben mit Pittlermaschinen gelöst werden können (Bild 3).

Die Konzernleitung erhält durch das mit der Zeit wachsende WIB-Archiv eine umfangreiche Information über Anwendungsmöglichkeiten von Pittler-Werkzeugmaschinen in der Automobilindustrie. Allein aus den Rückmeldungen der Vertriebsabteilungen bezüglich fehlender WIBs, können bereits Schlüsse gezogen werden. Häufige Meldungen einer ähnlichen Bearbeitungsaufgabe können auf einen neuen Markt hinweisen, der von der Pittler-Gruppe nicht bearbeitet wird. Das WIB hat in diesem Zusammenhang auch die Aufgabe, die Leitung der Pittler-Gruppe überhaupt auf einen bestehenden Bedarf aufmerksam zu machen, der durch Pittlererzeugnisse nicht befriedigt wird (Bild 3). Eine endgültige Unternehmensentscheidung, auf einem neuem Gebiet aktiv zu werden, das bisher nicht vertreten wurde, erfordert selbstverständlich eine tieferegehende Marktanalyse, die auch zukünftige Entwicklungen berücksichtigt. Hierzu kann das WIB keine weiteren Informationen liefern.

Der Erfolg der beschriebenen Methode hängt entscheidend von der Akzeptanz seitens der Mitarbeiter in der Pittlergruppe ab. Wird das WIB-Archiv bei Kundenbesuchen nicht genutzt, ergeben sich zum einen keine Synergieeffekte, zum anderen leidet die Aktualität der Daten. Diese ist jedoch zum Erkennen neuer Märkte von Bedeutung. Derartigen Problemen kann durch Mitarbeiterschulung und -information entgegengetreten werden. Insgesamt zeichnet sich die Informationsgewinnung mit Hilfe von Werkstückinformationsblättern durch einen geringen Aufwand aus, da u. a. die Zuordnung der Maschinen zu den jeweiligen Arbeitsvorgängen

nicht zentral, sondern durch die Spezialisten in den einzelnen Pittlerunternehmen erfolgt. Dadurch wird auch firmenspezifisches know how in gewissen Umfang für andere zugänglich gemacht, außerdem verteilt sich der Arbeitsaufwand auf mehrere Personen. Besondere Vorarbeiten in Form einer umfangreichen Datenerfassung sind nicht erforderlich. Die erstellten WIBs stehen unmittelbar zur Verfügung. Eine Vollständigkeit des WIB-Archivs hinsichtlich der in der Automobilindustrie auftretenden Bearbeitungsaufgaben ist zwar erstrebenswert aber nicht zwingend erforderlich.

Literatur:

Eversheim, W.: Organisation in der Produktionstechnik, Bd. 4 "Fertigung und Montage"; VDI-Verlag Düsseldorf, 2. Aufl. 1989

Glörfeld, K.: "Die Untersuchung des Zuordnungsproblems von Werkstück und Werkzeugmaschine am Beispiel des Fertigungsverfahrens Fräsen"; Diss. TU Hannover, 1968

Tönshoff, K.; Bußmann, J.; Granow, R.: "Untersuchung von Werkstückspektren bei der Entwicklung eines Fertigungssystems zur Drehteilbearbeitung"; VDI-Z 123 1981, Nr. 15/16

"Werkstücksystematik und Teilefamilienfertigung"; Tagungsberichte 1963, 1965, 1967

Spur, G.; Stöferle, Th.: Handbuch der Fertigungstechnik, Bd. 3.1 "Spanen"; München u. a., Hanser-Verlag 1979

Bußmann, J.; Granow, R.: "Methode zur Auswahl eines repräsentativen Teilespektrums"; Industrieanzeiger Nr. 104, 1981

Granow, R.: "Strukturanalyse von Werkstückspektren"; Diss. TU Hannover, 1984

Wiewelhove, W.: Rationelle Investitionsplanung durch systematische Datenbereitstellung, VDI-Z (1980) 15/16

Spannungen und Übertragungsverhalten der durch außermittige Bohrungen geschwächten Welle-Nabe-Verbindungen

Li Tan

Die Spannungsverteilungen in nicht rotationssymmetrischen Welle-Nabe-Preßverbänden werden wesentlich durch das tangentielle Rutschen während der Montage beeinflusst. Durch die Bohrungsstörung wird die Übertragungsfähigkeit geschwächt und die Beanspruchungen am Bohrungsrand erheblich verstärkt. Untersuchungen dazu wurden unter verschiedenen Kontaktbedingungen in der Paßfuge durchgeführt. Die in Diagrammen relativ zur ungestörten Preßverbindung dargestellten Korrekturwerte ermöglichen dem Konstrukteur, die geschwächten Preßverbände bezüglich ihres Übertragungs- und Beanspruchungsverhaltens zu beurteilen.

1 Rutschbedingung

Aufgrund des nicht rotationssymmetrischen Spannungszustands herrschen sowohl der radiale Preßfugedruck p wie auch der tangentielle Fugenschub f in der Paßfuge der durch exzentrische Bohrungen gestörten Preßverbände. Wenn der Reibbeiwert $\mu_{montage}$ im Vergleich zum Fugenschub-Fugendruck-Verhältnis f/p nicht ausreichend groß ist, rutschen die Fügeflächen beim Fügevorgang aufeinander. Die örtliche Rutschbedingung lautet:

$$f > \mu_{montage} \cdot p \quad (1)$$

Der Grenzreibbeiwert wurde durch

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

definiert und durch ein Diagramm in /1/ dargestellt. Das Beispiel in /1/ macht deutlich, daß selbst die

geringste Unterstützung durch Reibkräfte eine erhebliche Hilfe bei der Erniedrigung der maximalen Beanspruchungen geben kann.

2 Preßverband ohne Montagerutschen

Mit $f < \mu_{montage} \cdot p$ tritt beim Fügevorgang kein Umfangsrutschen der Fügeflächen auf. Kontaktkräfte und Verschiebungen sind in den gegenüberliegenden Kontaktflächen identisch (analog einem Festkörper). Die Umfangsspannung f und Umfangsverschiebungen v erfüllen folgende Haftkontaktbedingungen:

$$f < \mu \cdot p \quad (3)$$

$$v_N - v_W = 0 \quad (4)$$

Die Radialverschiebungen u erfüllen die Übermaßbedingung genauso wie bei der rotationssymmetrischen Preßverbindung (mit \dot{U} = Übermaß):

$$u_N - u_W = \dot{U} \quad (5)$$

Das Kontaktelement in der Haftzone ist in allen Richtungen, also auch senkrecht zur Kontaktfläche, als steif zu betrachten. Aus dieser grundsätzlichen Überlegung läßt sich das Kontaktproblem für Preßverbände ohne Montagerutschen mit FE-Systemen ohne Kontaktprozessor unmittelbar lösen, indem das Kontaktknotenpaar der gegenüberliegenden Kontaktflächen in allen Richtungen fest verbunden wird.

Parallel zu den numerischen Berechnungen wurden geschwächte Preßverbände spannungsoptisch untersucht. Ziel dieser Untersuchungen war die Bestätigung der berechneten Ergebnisse und die Überprüfung des FE-Modells. Für das ebene spannungsoptische Modell wurde analog zum thermisch gefügten Preßverband vorgegangen. Die Nabenscheibe wurde in erwärmtem Zustand über die kalte Wellenscheibe gelegt und aufgeschrumpft. Die durch das Schrumpfen der Nabe erzeugten Spannungen bleiben im Modell als Eigenspannungen. Beim vorliegenden Modell sind die maximalen kritischen Spannungen im allgemeinen am Bohrungsrand, so daß die Auswertung nach folgender Gleichung erfolgen kann:

$$\sigma = n \cdot S / d \quad (6)$$

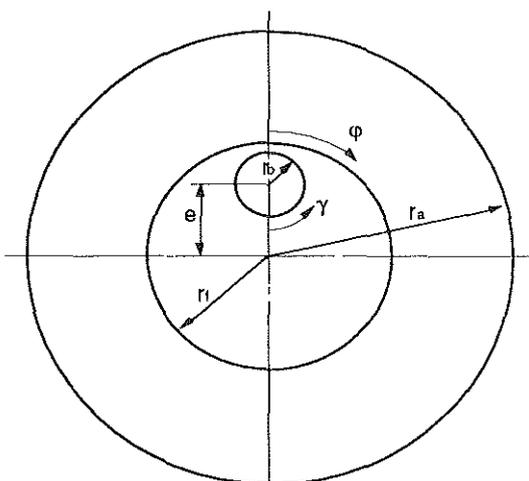


Bild 1: Geometrische Bezeichnungen

wobei n = Isochromatenordnung, S = Spannungsoptische Konstante (Werkstoffkennwert) und d = Dicke des durchstrahlten Modellschnitts.

Aus der analytischen Lösung für Kreisscheiben mit einer exzentrischen Bohrung in /2/ wurde eine analytische Lösung für den durch eine exzentrische Bohrung gestörten Welle-Nabe-Preßverband ohne Montagerutschen abgeleitet:

$$\sigma_\gamma = -2q \cdot \frac{\left(1 - \frac{e^2}{r_a^2}\right)^2 - \frac{r_b^2}{r_a^2} \cdot \left(\frac{r_b}{r_a} + \frac{2e}{r_a} \cdot \cos\gamma\right)^2}{\left(1 + \frac{r_b^2}{r_a^2}\right) \cdot \left(1 - \frac{(e+r_b)^2}{r_a^2}\right) \cdot \left(1 - \frac{(e-r_b)^2}{r_a^2}\right)} \quad (7)$$

- Ist die Exzentrizität e kleiner als die Hälfte des Bohrungsradius, $e < r_b/2$, so tritt die maximale Bohrungsrandspannung (dem absoluten Betrag nach) an der Stelle $\gamma=180^\circ$ auf.
- Wenn die Exzentrizität e größer als die Hälfte des Bohrungsradius ist, $e > r_b/2$, liegt die maximale Bohrungsrandspannung (dem absoluten Betrag nach) im Punkt $\cos\gamma = -r_b/2e$:

$$\sigma_{\max} = \frac{-2q \cdot \left(1 - \frac{e^2}{r_a^2}\right)^2}{\left(1 + \frac{r_b^2}{r_a^2}\right) \cdot \left(1 - \frac{(e+r_b)^2}{r_a^2}\right) \cdot \left(1 - \frac{(e-r_b)^2}{r_a^2}\right)} \quad (8)$$

- Die Bohrungsrandspannungen sind unabhängig vom Fugenradius r_f , solange kein tangentiales Rutschen in der Paßfuge auftritt.

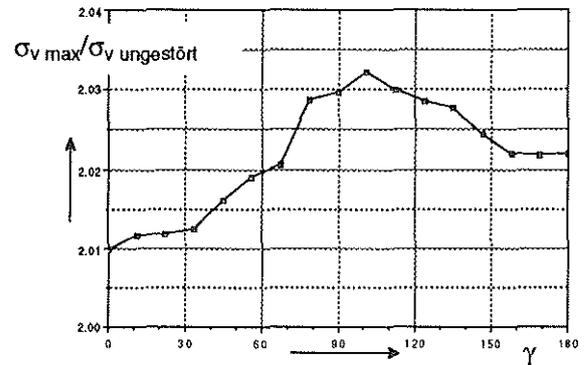
Zur Beurteilung der maximalen Beanspruchungen gegenüber der ungestörten Verbindung wird eine Formzahl α_k definiert,

$$\alpha_k = \sigma_{v \max} / \sigma_{v \text{ ungestört}} \quad (9)$$

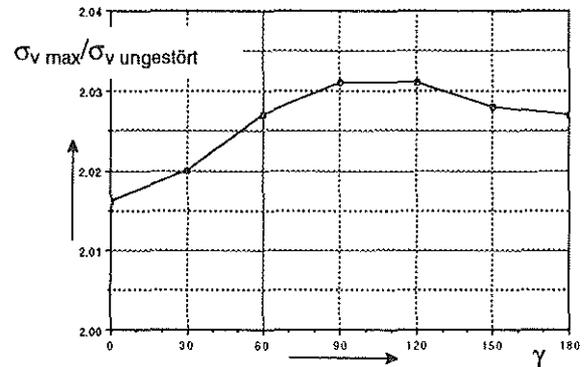
wobei $\sigma_{v \text{ ungestört}}$ gleich dem ungeschwächten Fugendruck q ist.

Diese analytische Lösung fällt mit dem spannungsoptischen Experiment und der FE-Berechnung vollständig zusammen. In Bild 2 ist der Verlauf der Formzahlen über dem Bohrungsrand dargestellt. Die Position 0° ist die dem Wellenmittelpunkt nächstgelegene Stelle des Bohrungsrandes und entsprechend ist die Position 180° die Stelle auf dem Bohrungsrand, die am dichtesten zur Fügefläche liegt. Die Formzahl erreicht dort ihren Maximalwert mit $\alpha_k=2,35$ für die gegebene Geometrie. Die Lage der Spannungskonzentration bei 100° auf dem Boh-

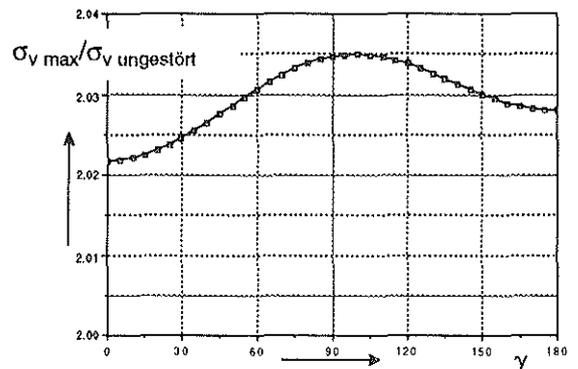
rungsrand ist charakteristisch für den Preßverband mit einer exzentrischen Bohrung ohne Rutschen.



a) FE-Berechnung mit MARC



b) Spannungsoptische Messung



c) Analytische Lösung

Bild 2: Untersuchungsergebnisse für eine Welle mit einer Bohrung ohne Montagerutschen
 $r_a=80\text{mm}$ $r_f=40\text{mm}$ $r_b=8\text{mm}$ $e=25\text{mm}$

Bild 3a zeigt die Formzahl für Wellen mit einer Axialbohrung ohne tangentiales Montagerutschen. Größere relative Exzentrizität e/r_f und bzw. oder größerer relativer Bohrungsradius r_b/r_f führen zu einer größeren Formzahl α_k .

Für Wellen mit mehreren Bohrungen ohne Rutschen wird die Formzahl α_k wesentlich durch den Bohrungsabstand beeinflusst. Aufgrund der Stützwirkung der Nabe wird die Bohrungswand zwischen Bohrung und Fügefläche schwächer belastet

als die zwischen Nachbarbohrungen. Daher treten die maximalen Bohrungsrandspannungen im allgemeinen am nächstliegenden Punkt zur Nachbarbohrung bzw. an der Verbindungslinie der Bohrungsmitten auf /3/.

3 Preßverband mit Montagerutschen

Wenn der Reibbeiwert beim Fügevorgang $\mu_{montage}$ kleiner als der Grenzreibbeiwert in /1/ ist, rutschen die beiden Fügeflächen aufeinander. Nach der Montage bleibt der tangentielle Fugenschub f nicht nur in der Haftzone, sondern auch in der Rutschzone. Die Verschiebungen in der Rutschzone sind in den gegenüberliegenden Kontaktflächen nicht mehr identisch. Die Umfangsspannung f und die Umfangverschiebungen v in der Rutschzone erfüllen folgende Rutschkontaktbedingungen:

$$f = \mu \cdot p \tag{10}$$

$$v_N - v_W \neq 0 \tag{11}$$

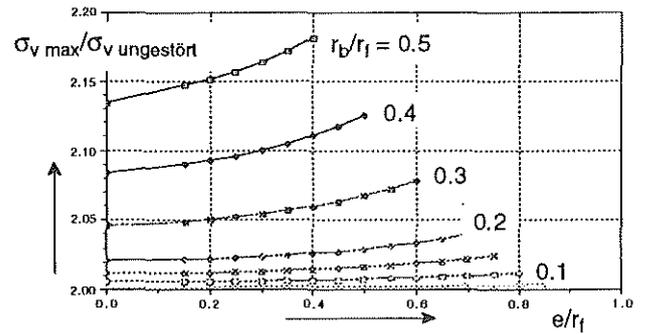
Die Radialverschiebungen u in der Rutschzone erfüllen auch die Übermaßbedingung (5).

Senkrecht zur Kontaktfläche ist das Kontaktelement in der Rutschzone steif, in Tangentialrichtung zur Rutschfläche muß es dagegen eine veränderliche Steifigkeit aufweisen, um die Tangentialspannung in Höhe der kritischen Reibspannung zu halten.

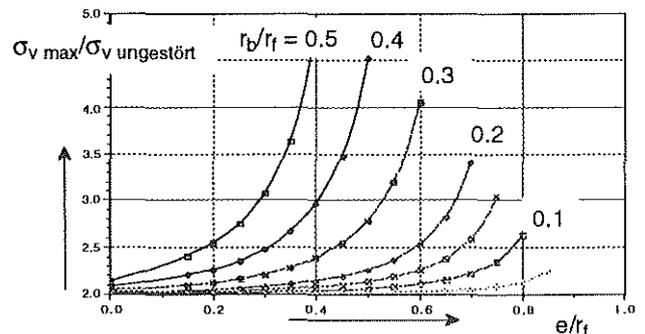
Der Grenzfall des Rutschens ist das Glattrutschen beim Reibbeiwert $\mu=0$. Nach dem Fügevorgang bleibt kein tangentialer Fugenschub f auf der ganzen Fügefläche. Senkrecht zur Kontaktfläche ist das Kontaktelement in der Zone des Glattrutschens steif, in Tangentialrichtung ist es dagegen hinreichend klein. Ausgehend vom Grenzfall ohne Reibung (Glattrutschen) können diese Probleme auch mit FE-Systemen ohne Kontaktprozessor dadurch gelöst werden, daß das Kontaktknotenpaar der gegenüberliegenden Kontaktflächen nur in Radialrichtung fest verbunden wird, jedoch in Tangentialrichtungen frei ist.

Da die Wirkung der Reibung in der Praxis meist nicht abgeschätzt werden kann (z.B. bei nicht entfetteten Oberflächen oder bei dynamischer Betriebsbeanspruchung), ist die Bestimmung der Beanspruchungen mit dem Grenzwert $\mu_{montage}=0$ zu empfehlen. Dies entspricht auch dem hydrostatischen Vorgang beim Aufschumpfen mit Preßöl.

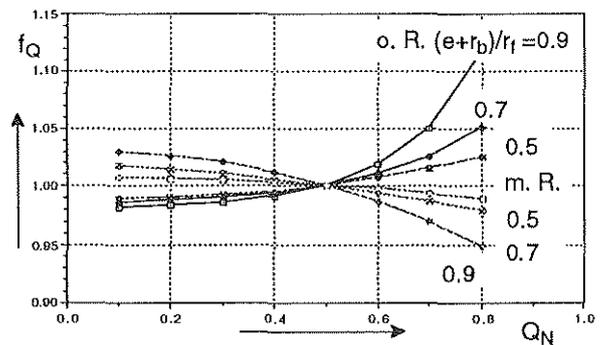
Für Wellen mit einer exzentrischen Bohrung liegen



a. ohne Rutschen $Q_N=0.5$



b. mit Rutschen $Q_N=0.5$



c. Geometriefaktor

Bild 3: Formzahl für Wellen mit 1 Bohrung

die maximalen Bohrungsrandspannungen der Verbände mit Rutschen bei $\gamma=180^\circ$, dem zur Fugenfläche am nächsten liegenden Punkt des Bohrungsrandes. In **Bild 3b** ist die Formzahl α_k für $\mu_{montage}=0$ dargestellt. Gegenüber der Verbindung ohne Montagerutschen sind hier bis zu 100% höhere maximale Spannungen zu erwarten.

Liegt eine Welle mit mehreren Bohrungen vor, ist die Formzahl α_k nach der Bohrungswandstärke zwischen Nachbarbohrungen und der zwischen Bohrung und Fügefläche zu bestimmen. Bei kleiner Exzentrizität e/r_f treten die maximalen Bohrungsrandspannungen an der Bohrungsmittenverbindungslinie auf, bei großer Exzentrizität e/r_f am zur Fugenfläche nächstliegenden Punkt /3/.

Die in **Bild 3c** dargestellten Abhängigkeiten der

Formzahl vom Durchmesser Verhältnis $Q_N=r_f/r_a$ lassen einen für die ingenieurmäßige Anwendung hinreichend genauen Aufbau der Bestimmungsformel für α_k empfehlen:

$$\alpha_k = \sigma_{v \max} / \sigma_{v \text{ ungestört}} = \alpha_{k0,5} \cdot f_Q \quad (12)$$

mit f_Q der Geometriefaktor und $\alpha_{k0,5}$ die Formzahl bei $Q_N=0,5$.

4 Übertragungsfähigkeit

Die Übertragungsfähigkeit bestimmt sich aus dem Integral des Fugendruckes über dem Umfang multipliziert mit dem örtlichen Reibbeiwert. Ingenieurmäßig kann man hieraus einen mittleren Fugendruck bilden und diesen mit einem pauschalen Reibbeiwert für die Betriebsbedingungen multiplizieren. Der durch das eventuelle tangential Nachrutschen entstehende Fehler ist vernachlässigbar.

Der durchschnittliche Fugendruck \bar{p} wird als Integralmittel über dem Umfang definiert zu:

$$\bar{p} = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} p \cdot d\varphi \quad (13)$$

Als Vergleichswert zur Übertragungsfähigkeit des ungestörten Preßverbandes kann das Verhältnis des durchschnittlichen Fugendruckes \bar{p} zum Bezugsdruck q definiert werden:

$$\eta = \frac{T}{T_{\text{ungestört}}} = \frac{\int_0^{2\pi} p \cdot r_f^2 \cdot L \cdot \mu_{\text{betrieb}} \cdot d\varphi}{\int_0^{2\pi} q \cdot r_f^2 \cdot L \cdot \mu_{\text{betrieb}} \cdot d\varphi} = \frac{\bar{p}}{q} \quad (14)$$

Dabei sind: T das übertragbare Drehmoment für Welle mit Bohrung; $T_{\text{ungestört}}$ das übertragbare Drehmoment für den Preßverband mit gleichen geometrischen Eigenschaften und Schrumpfmaß bei Verwendung einer Vollwelle; μ_{betrieb} der Reibbeiwert beim Betrieb; q der Fugendruck für die Bezugs-Vollwelle; r_f der Fugenradius; L die Schrumpflänge. Die Durchrechnung einer Reihe von parametrischen Beispielen ergibt für die ingenieurmäßige Anwendung folgende Erkenntnisse:

Der durchschnittliche Fugendruck \bar{p} ist praktisch unabhängig von der Montagebedingung μ_{montage} und der Exzentrizität e .

Obwohl der Reibbeiwert μ_{montage} und die Exzentrizität e die Fugendruckverteilung beeinflussen, bleibt

der durchschnittliche Fugendruck \bar{p} fast unverändert. Für die unendlich dicke Nabe, gefügt auf einer Welle mit einer exzentrischen Bohrung, kann mit der analytischen Lösung bestätigt werden, daß der durchschnittliche Fugendruck \bar{p} auch theoretisch unabhängig von der Exzentrizität e ist.

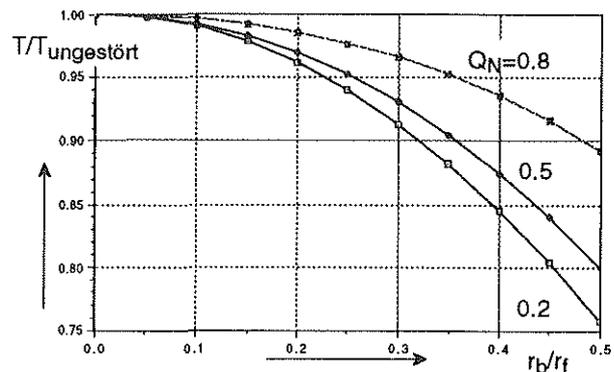


Bild 4: Übertragungsfähigkeit für Wellen mit 1 Bohrung

Bild 4 zeigt die Abhängigkeit der Übertragungsfähigkeit von dem relativen Bohrungsdurchmesser. Die Anwendbarkeit findet dann eine Grenze, wenn die Restwandstärke an der Bohrung so klein ist, daß es zu plastischen Verformungsanteilen kommt.

5 Literatur

- /1/ L. Tan:
Rutschbedingungen der geschwächten Welle-Nabe-Verbindungen
Institutsmittellung Nr.16 des Instituts für Maschinenwesen, TU-Clausthal 1991
- /2/ G. N. Sawin:
Spannungserhöhung am Rande von Löchern
Technik, Berlin 1956
- /3/ P. Dietz, L. Tan:
Geschwächte Preßverbände
Bericht FVA191 1992
- /4/ F. Rothe:
Die Untersuchungen von Kontaktproblemen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM)
Institutsmittellung Nr.16 des Instituts für Maschinenwesen, TU-Clausthal 1991

Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindung mit Preßsitz

G. Schäfer, M. Wächter, K. Wesolowski

Neben den spielbehafteten formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen gewinnen vor allem die Zahnwellenverbindungen mit Preßsitz eine immer größere Bedeutung. Der Einfluß der Zahngeometrie, wie z.B. Flankenwinkel und Übermaß, sowie Herstellungsabweichungen haben dabei erhebliche Auswirkungen auf Montierbarkeit, Nabenaufweitung, Übertragungsfähigkeit und Lebensdauer der Verbindung

1. Wissenschaftliche Problemstellung

Die Zahnwellenverbindung mit Schiebesitz, die ursprünglich als formschlüssige Welle-Nabe-Verbindung bei leichter Montierbarkeit und axialer Verschieblichkeit zum Längenausgleich entworfen wurde, hat im Laufe ihrer Entwicklung eine zweite Ausprägung mit stark unterschiedlichen Einsatzgebieten hervorgebracht. Bei der zweiten Form wird ein Preßsitz erzeugt, der keine axiale Verschiebung mehr zuläßt. Jegliche Bewegung, wie sie z.B. bei Zahnkupplungen bewußt ermöglicht wird, wird durch den Preßsitz ausgeschlossen. Die in Zahnwellenverbindungen auftretenden Relativbewegungen zwischen Welle und Nabe im Mikrobereich, die die Hauptursache für den Verschleiß und den Ausfall der Welle-Nabe-Verbindungen sind, können aber auch durch den Preßsitz nicht gänzlich unterbunden werden.

Der Vorteil der Zahnwellenverbindung mit Preßsitz gegenüber normalen reibschlüssigen Preßverbindungen und Polygonverbindungen besteht in der wesentlich geringeren, notwendigen Nabenwandstärke. Die Hauptfunktion "Drehmoment übertragen" wird, wie bei allen Zahnwellenverbindungen, formschlüssig erfüllt. Der erforderliche Paßfugendruck ist daher bei der fehlerfreien Zahnwellenverbindung erheblich niedriger als bei reibschlüssigen Verbindungen. Die Polygonverbindung stellt wegen ihres großen "Flankenwinkels" und der geringen "Zähnezahl" ähnlich hohe Festigkeitsanforderungen an die Nabe wie die reibschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen.

Der Vorteil der geringen Nabenwandstärke und der minimierten Relativbewegungen zieht aber Toleranzprobleme in der Fertigung und Montage der Preßpassung nach sich.

Aufgrund der Erkenntnisse der seit Jahren durchgeführten Untersuchungen, die aus Forschungsvorhaben, die von der Deutsche Forschungsgemeinschaft, der Volkswagenstiftung und der Forschungsvereinigung Antriebstechnik unterstützt wurden, müssen die Einflüsse von Teilungsabweichungen und Zahnformabweichungen bei Zahnwellenverbindungen mit Preßsitz als erheblich kritischer eingestuft werden als bei Verbindungen mit Schiebesitz. Die bei den Verbindungen mit Schiebesitz vorhandenen Flankenspiele können auftretende Abweichungen in den meisten Fällen überdecken. Bei Verbindungen mit Preßsitz ist dies nicht der Fall, Herstellungsabweichungen haben z.B. Schwankungen der Aufpresskräfte bis hin zur Nichtmontierbarkeit zur Folge.

Ein weiteres wesentliches Problem sind die durch Teilungsabweichungen auftretenden örtlichen Beanspruchungen der Nabe, die bei Ausnutzung des Nabenwandstärkenvorteils leicht zum Platzen der Nabe führen können. Schließlich seien noch die Ungleichförmigkeiten in der Lastverteilung erwähnt, die zum Abheben oder plastischen Verformen einzelner Flanken führen können und dadurch die Übertragungsfähigkeit der Welle-Nabe-Verbindung herabsetzen.

Auf dem Gebiet der Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 sind umfangreiche Untersuchungen durchgeführt worden, die sich bislang meist auf Verbindungen mit Schiebesitz konzentrierten. Unter anderem wurde die Lastverteilung über der Verbindungslänge experimentell und theoretisch untersucht (**Bild 1.1**). In einer Abhandlung von Villmer /2/ wird theoretisch und an Experimenten das Verhalten von Verbindungen untersucht, wobei die Elastizität der Zahnpaare und der Wellen- bzw. Nabenkörper mit einbezogen wird. Hierzu wird nach

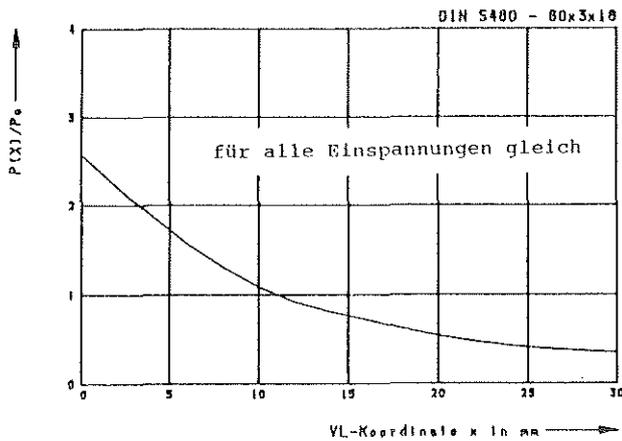


Bild 1.1: Lastverteilung über der Verbindungslänge /2/

einem Vorschlag von Dietz /1/ gedanklich der Zahn von seinem Unterbau abgetrennt und die Übertragung der Kräfte und Momente durch entsprechende Federn simuliert, die aus einer Abschätzung der Federungseigenschaften der Zahnpaare herrühren. Der Zahn selbst ist dann ein elastischer Körper, der auf Biegung und Torsion beansprucht wird und auf seine Schwerlinie reduziert werden kann.

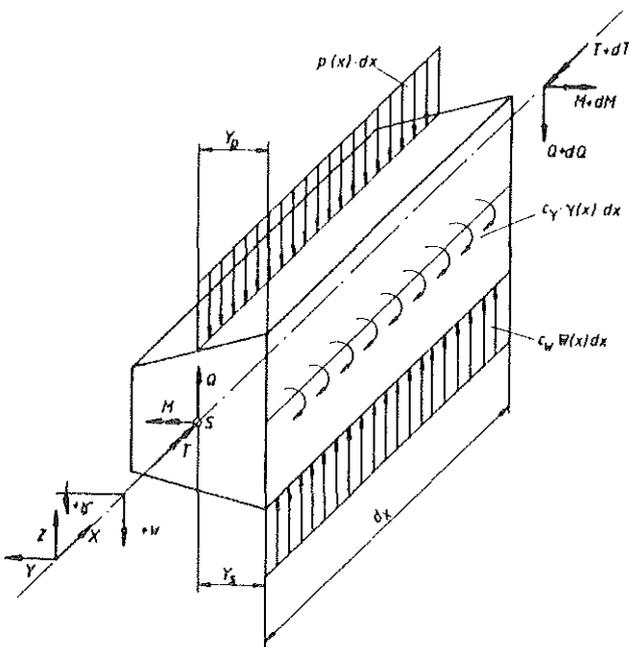


Bild 1.2: Belastetes Balkenelement mit geometrischen Angaben und Schnittgrößen /1/

Bild 1.2 zeigt die Bedingungen für den Ansatz eines solchen Balkenelementes. Mit diesem Ansatz kann man das Verhalten eines Zahnes durch die Differentialgleichung des elastisch gebetteten

Balkens beschreiben. Wenn man nun die beiden Zähne einer Paarung auf diese Weise darstellt und sie durch eine entsprechende Kompatibilitätsbedingung verknüpft, erhält man grundsätzlich ein System zur Berechnung der Last- und Beanspruchungsverteilung über der Länge dieses Paares. Die Erweiterung auf die Gesamtzahl der Zahnpaare einer Verbindung und die Einbeziehung einer Grundkörperverformung von Welle und Nabe ermöglicht es, mit Hilfe eines Iterationsverfahrens die Lastverteilung über der Länge der Verbindung zu bestimmen und entsprechende Parameterrechnungen durchzuführen. Für die aus der Lösung der Differentialgleichungen erhaltenen Zustandsgrößen des Balkens wird ein Verfahren mit Übertragungsmatrizen aufgestellt. Die Erfüllung der Gleichgewichtsbedingungen mit den aufgebracht Lastgrößen und die Gewährleistung der Kompatibilität (keine Durchdringung der Zahnpaare unter Last) gelingt durch die Anwendung eines Iterationsverfahrens, wie es grundsätzlich schon in /1/ für die axial gleichmäßig belastete Verbindung angewendet wurde.

Mit Hilfe dieses Verfahrens wurden Parameterrechnungen durchgeführt und mit DMS-Messungen an Zahnwellenverbindungen in einem statischen Prüfstand sowie mit räumlichen spannungsoptischen Untersuchungen verglichen.

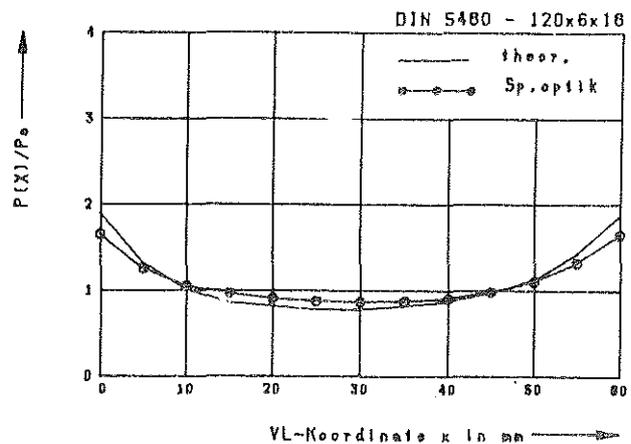


Bild 1.3: Vergleich der berechneten Lastverteilung über der Verbindungslänge mit Ergebnissen aus der Spannungsoptik /2/

Bild 1.3 demonstriert, daß dieses Verfahren eine außerordentlich gute Übereinstimmung mit entsprechenden experimentellen Untersuchungen zeigte.

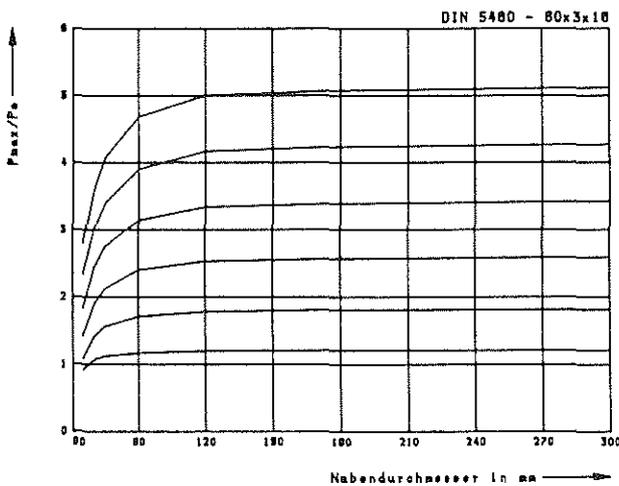


Bild 1.4: Maximale Zahnlast am Verbindungsanfang in Abhängigkeit vom Nabendurchmesser /2/

Bild 1.4 zeigt als Ergebnis der theoretischen Berechnungen, daß dies für dünnwandige Naben gilt, bei denen der Nabendurchmesser kleiner ist als das Doppelte des Verbindungs-Bezugsdurchmessers. Für eine genauere Betrachtung ist dann auch die Lage der Weiterführung des Drehmoments aus der Nabe in die umgebenden Konstruktionsteile von Bedeutung.

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen können wie folgt zusammengefaßt werden:

Der Verlauf der Flankenpressungen und Zahnfußbeanspruchungen ist über der Länge einer Verbindung ungleichmäßig verteilt, das Maximum liegt an der der Drehmomenteneinleitung zugewandten Seite. Der Einfluß der Flankenrichtungsabweichungen auf die Lastverteilung über der Verbindungslänge bedarf allerdings noch einer weitergehenden Untersuchung.

Die Betrachtung von Herstellungsabweichungen bei Zahnwellenverbindungen muß nach den Auswirkungen auf den Fügevorgang und das Betriebsverhalten getrennt werden. Das Betriebsverhalten bei Teilungsabweichungen wurde von Zapf /3/ u. a. sowohl experimentell als auch theoretisch untersucht. Diese Arbeiten umfaßten die Bereiche der unterschiedlichen Schiebepassungen, der äußeren Belastung durch Drehmoment und Querkraft, der Schmierung mit Ölen, Fetten und Gleitlacken, der Oberflächenbeschichtung und -härtung und den Bereich der Axialbewegungen. Die Ergebnisse seien hier noch einmal zusammengefaßt.

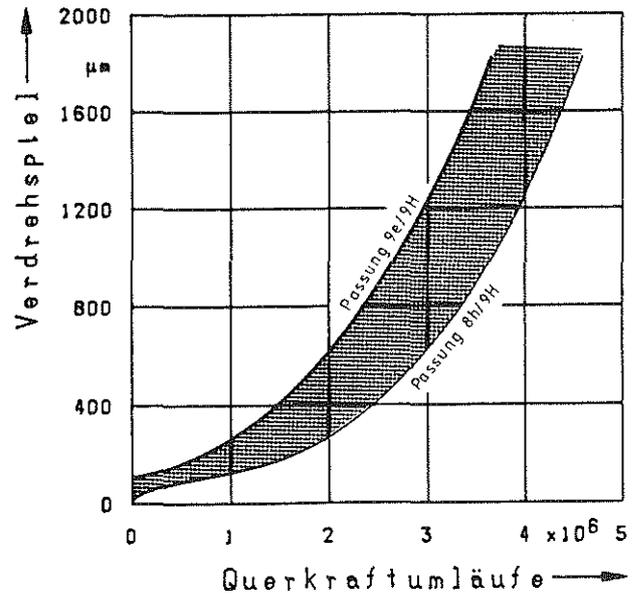


Bild 1.5: Verschleißverhalten bei unterschiedlichen Passungskombinationen /3/

In Bild 1.5 ist das Verschleißverhalten verschiedener Passungskombinationen dargestellt. Aus der gleichen Endsteigung der beiden Verläufe läßt sich erkennen, daß die festere Passung im Verschleißbeginn einen Vorteil gegenüber der loseren Passung hat, der über der Laufzeit erhalten bleibt. Im Vergleich zu einer durchschnittlichen Lebensdauer einer solchen Verbindung mit Schiebepassungen ist aber die verschleißhemmende Wirkung in der Größenordnung von $1 \cdot 10^6$ Lastwechseln relativ unbedeutend. Für Zahnwellenverbindungen mit Preßsitz, bei denen geringste Verdrehflankenspiele das Ausfallkriterium kennzeichnen, erreicht die verschleißhemmende Wirkung der festeren Passung einen höheren Stellenwert. In /1/ wurden für die spielbehaftete Verbindung mit Hilfe einer rechnerischen Simulation die wichtigsten Zusammenhänge zwischen den geometrischen Größen, den Herstellungsabweichungen und den äußeren Lasten auf die Lastaufteilung in einer Zahnwellenverbindung erarbeitet, die im folgenden kurz dargestellt werden:

1. Die Lastverteilung über der Höhe eines Zahnes ist abhängig von der Zahnform. Bild 1.6 zeigt den Unterschied zwischen einer 20° -Zahnkupplungsverzahnung und der 30° -Stumpfverzahnung nach DIN 5480.

In Bild 1.7 ist die Abhängigkeit von der Wahl des Eingriffswinkels bei sonst gleichen Bedingungen wie nach DIN 5480 dargestellt.

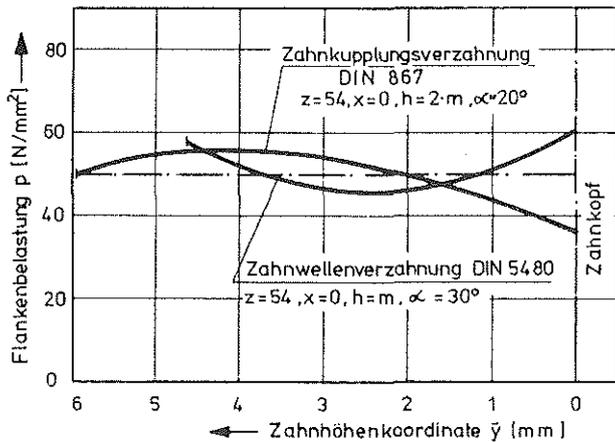


Bild 1.6: Lastverteilung über der Zahnhöhe an Verbindungen mit Evolventenverzahnung /1/

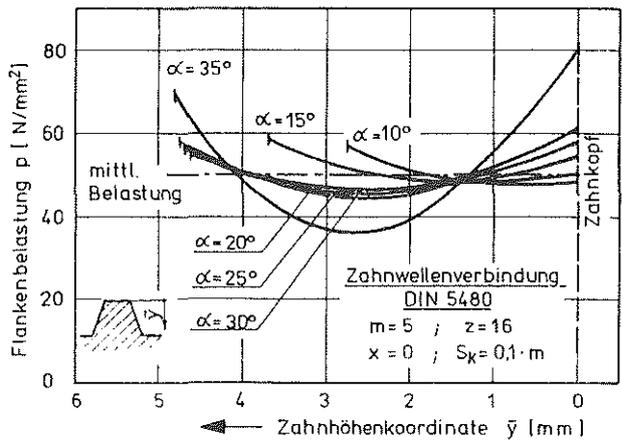


Bild 1.7: Abhängigkeit der Lastverteilung über der Zahnhöhe von der Wahl des Eingriffswinkels /1/

2. Die Lastaufteilung ist abhängig von der Belastungskombination aus Drehmoment und Querkraft (Bild 1.8).

3. Die Lastaufteilung ist erheblich abhängig von Teilungsabweichungen und ihrer Einbaustellung von Welle und Nabe. Bild 1.9 zeigt eine spielbehaftete Zahnwellenverbindung mit Teilungsabweichungen unter reiner Torsion, abgebildet sind Lastaufteilung und Verdrehungskurve (Bild 1.10) unter zunehmender Last.

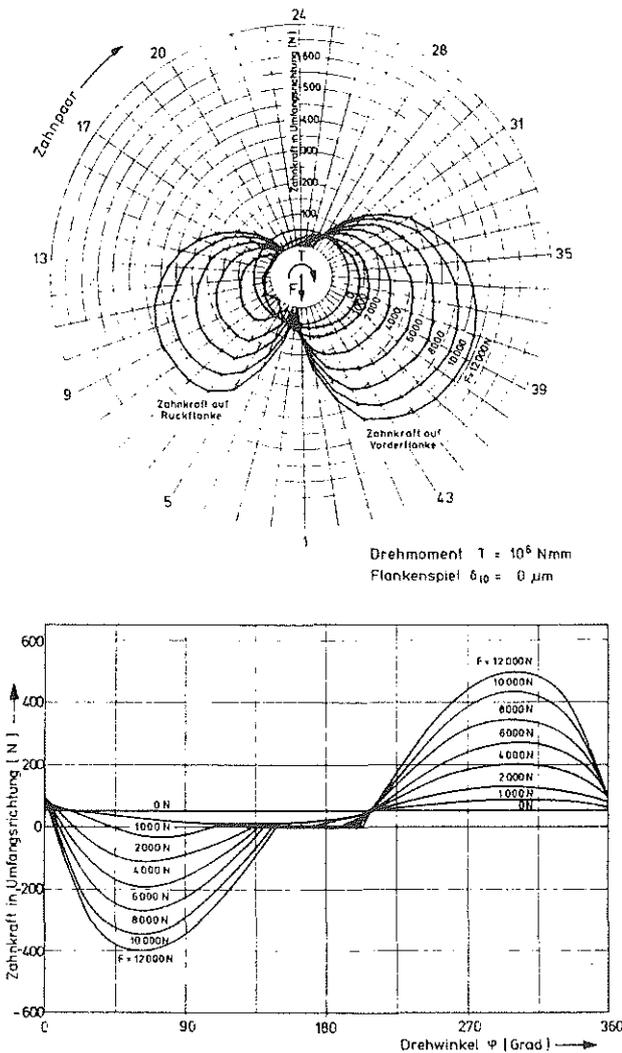


Bild 1.8: Lastaufteilung und Lastfunktion an den Kontaktpaarungen einer Zahnwellenverbindung unter dem Einfluß von Drehmoment und Querkraft /1/

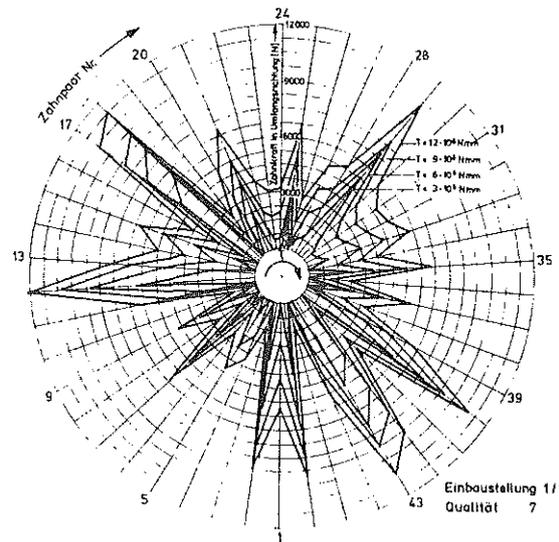


Bild 1.9: Lastaufteilung einer Zahnwellenverbindung DIN 5480 unter reinem Drehmoment, Qualität 7 /1/

4. Die Lastaufteilung ist abhängig von der Elastizität der Zahnpaarungen. Diese kann durch den E-Modul des Grundwerkstoffs oder eine elastische Zwischenschicht beeinflusst werden. Steifigkeitsveränderungen könnten aber auch durch Variation der Detailgeometrie der Zähne erreicht werden.

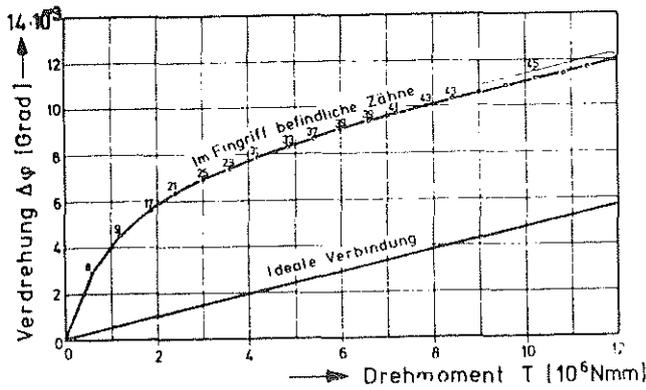


Bild 1.10: Lastaufteilung einer Zahnwellenverbindung DIN 5480 unter reinem Drehmoment, Qualität 7 / 1/

Die Untersuchungen über Auswirkungen von Herstellungsabweichungen auf den Fügevorgang und das Betriebsverhalten von Preßverbindungen konzentrierten sich bis vor kurzer Zeit auf das Zusammentragen der Erfahrungen verschiedener Anwender. Dabei traten stichwortartig zusammengefaßt folgende Auswirkungen auf:

- Die Verbindung läßt sich nicht oder nur sehr schwer fügen, da erhebliche Überdeckungen einzelner Naben- und Wellenzähne auftreten.
- Die Verbindung zieht beim Fügen Späne und verliert so ihr funktionswichtiges Übermaß.
- Die Nabe wird unrund, Problem bei außen sitzenden Laufverzahnungen, zusätzliche Nachbearbeitung.
- Naben- und Wellenachse fallen nicht mehr ineinander.
- Die erreichte Flankenpressung sinkt über der Lebensdauer aufgrund von unvermeidlichen Mikrorelativbewegungen ab.
- Die Lastverteilung über dem Umfang ist durch Teilungsabweichungen so ungleichmäßig, daß es örtlich zu hohen Spannungen kommt, die die Nabe sprengen.
- Die Aufpresskräfte schwanken in einem für die Serienfertigung unerträglichen Bereich.

2. Überblick über die laufende Forschung

Das Montageverhalten von Steckverzahnungen wird durch Verzahnungsabweichungen ganz erheblich beeinflusst. Die zur Zeit gültige Norm für die-

se Abweichungen ist von den Laufverzahnungen übernommen worden. Aus der Anzahl der jeweils im Eingriff befindlichen Zähne ergibt sich für die Teilungsgesamtabweichung ein ganz unterschiedlicher Einfluß bei den Lauf- und Steckverzahnungen. Die Laufverzahnung ist sehr unempfindlich gegen Teilungsgesamtabweichungen, da immer nur wenige aufeinanderfolgende Zähne im Eingriff sind. Bei den Steckverzahnungen sind alle Zähne gleichzeitig im Eingriff. Die Genauigkeit der Lage der Zähne und Lücken zueinander bestimmt daher in ganz entscheidender Weise das Montageverhalten und im gefügten Zustand die eingeprägte Belastung der Verbindung. Aufgrund von inneren Verspannungen kann schnell die Belastungsgrenze einer dünnwandigen Nabe überschritten werden, wie einige Beispiele aus der Praxis gezeigt haben.

Durch die Stiftung Volkswagenwerk wird ein Vorhaben mit dem Ziel einer funktionsgerechten Toleranzdefinition für Zahnwellenverbindungen und Kupplungsverzahnungen gefördert. Durch die Einführung funktionsgerechter Toleranzen sollen technisch-wirtschaftlich nicht begründbare Forderungen an die Fertigung vermieden werden. So sind z.B. bei Zahnwellenverbindungen mit Preßsitz keine besonderen Anforderungen an die Profilabweichung zu stellen, dagegen hat diese Art der Abweichung bei Zahnkupplungen einen großen Einfluß auf das kinematische Verhalten der Kupplung.

Die Ergebnisse fließen mit Abschluß dieses Forschungsvorhabens in eine entsprechende Neuerung der vorhandenen Norm ein. Im Rahmen dieses Vorhabens kooperiert das IMW mit dem Institut für Fördertechnik der TU Dresden. Der Bereich der Zahnkupplungen wird von der Dresdener Seite bearbeitet und der Bereich der Zahnwellenverbindungen hier im Institut für Maschinenwesen.

Der Ablauf des Vorhabens sieht nach den einführenden theoretischen Untersuchungen die Vermessung von ausgeführten Verzahnungen vor. Zu diesem Zweck werden auf der 3D-Koordinatenmeßmaschine des IMW große Mengen von Verzahnungen mit unterschiedlichen Moduli, Durchmesser, Längen, Zähnezahlen und Herstellungsverfahren vermessen. Die so gewonnenen Daten werden in einer Datenbank abgelegt, um sie

anschließend nach verschiedenen Merkmalen statistisch auswerten zu können. Auf diese Weise sollen unter anderem geeignete Herstellungsverfahren für die unterschiedlichen Anwendungsbereiche bestimmt werden.

Wie in Abschnitt 2 erwähnt, hängt die Lastverteilung in der Preßverbindung und ihr Fügeverhalten von den elastischen Eigenschaften des Welle-Nabe-Flankenkontaktes ab. Für die gezielte Beeinflussung dieses lokal begrenzten Bereiches sind verschiedene Varianten sowohl bei der Geometrie als auch bei der Werkstoffwahl möglich. Ausgehend von dem Flächenkontakt Evolvente gegen gleichsinnig gekrümmte Evolvente wurden an gegensinnig gekrümmten Flächen FE-Berechnungen an einem Linienkontakt durchgeführt. In **Bild 2.1** ist dazu das 2D-Modell zweier runder Scheiben dargestellt. An diesem einfachen Modell wurden "Grundlagenuntersuchungen" und Verifizierungen für die FE-Nachbildung solcher Kontakte durchgeführt.

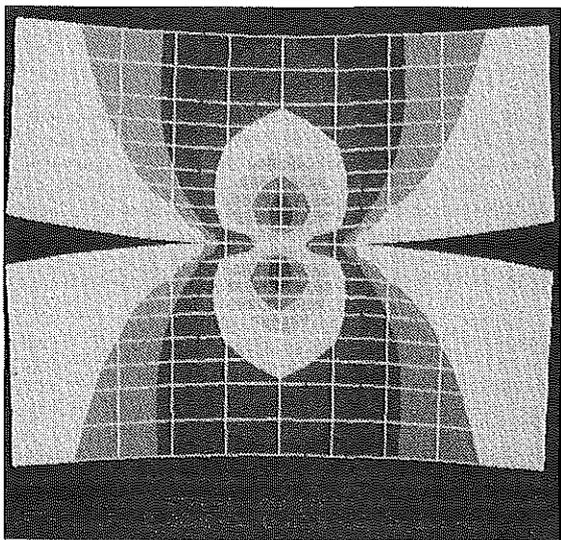


Bild 2.1: Linienkontakt mit Hertz'scher Pressung an gegensinnig gekrümmten Flächen

Der Vorteil eines solchen Hertz'schen Kontaktes liegt in der progressiv ansteigenden Federkennlinie bei zunehmender Belastung. Im weichen Anfangsbereich dieser Federkennlinie liegen die Teilungsabweichungen und Übermaße. Im anschließenden härteren Bereich liegen dann die Zusatzbeanspruchungen durch das Drehmoment. Auf diese Weise kann eine abweichungstolerante, leicht zu fügende und drehsteife Verbindung erreicht werden. Ein

ähnliches Verhalten wird auch bei der Kontaktpaarung Evolvente gegen Gerade erwartet. Ein Nachteil der Hertz'schen Kontaktgeometrie ist die geringe Kontaktfläche. In den bisher durchgeführten Berechnungen lag sie, je nach Geometrie, zwischen einem Viertel und der Hälfte der normalen DIN 5480 Evolventenpaarung. Die Folge davon ist aufgrund der zulässigen maximalen Spannungen eine reduzierte Tragfähigkeit der Verbindung.

Die Untersuchung der DIN 5480 Regelgeometrie mit Flankenpreßsitz dokumentiert den Bezugsfall für alle vergleichenden Untersuchungen von Varianten. Zu diesem Zweck wurden zweidimensionale FE-Segmentmodelle unter reiner Fügebeanspruchung und zweidimensionale 360°-FE-Modelle unter Füge- und Drehmomentbeanspruchung berechnet. In **Bild 2.2** ist ein Ausschnitt eines solchen 360°-FE-Modells zu sehen. Auf beiden Flanken ist die durch das Übermaß hervorgerufene Preßsitzbeanspruchung zu erkennen. Durch die gleichzeitig vorhandene Drehmomentbeanspruchung kommt es auf der rechten Wellenflanke zu einer Erhöhung der Flächenpressung und auf der linken Wellenflanke entsprechend zu einer Reduzierung der Flächenpressung. Bei zu geringem Übermaß kann es bei Drehmomentbelastung schließlich zu einem Abheben der entlasteten Flanke kommen.

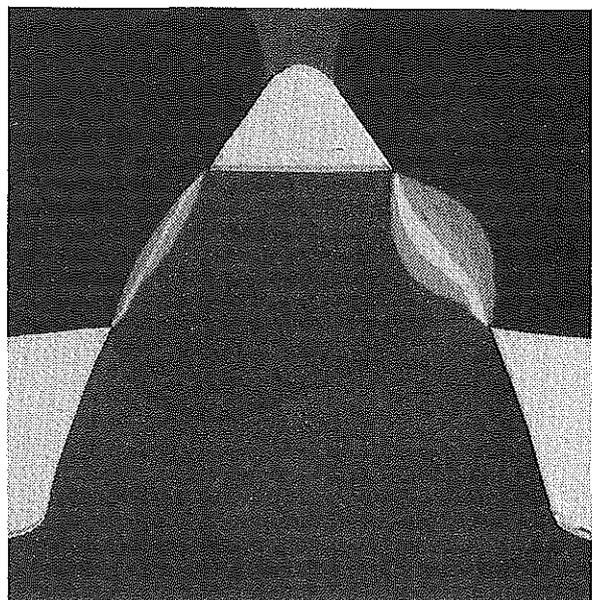


Bild 2.2: Ausschnitt aus einem ebenen 360°-FE-Modell: Evolventenverzahnung mit Preßsitz unter Drehmomentbeanspruchung

Mit abnehmender Flächenpressung sinkt die Haftreibungskraft zwischen den sich berührenden Flanken. Unterschreitet diese Haftreibungskraft den Wert der durch Drehmoment oder Querkraft hervorgerufenen Schubkraft entlang der Flankenoberfläche, so kommt es zu Mikrogleitungen und dadurch zum Verschleiß und Ausfall der Verbindung. Unter dem Gesichtspunkt der Lebensdauer- und Verschleißbestimmung sollte daher bei Preßverbindungen das Übermaß so groß gewählt werden, daß es an keiner Stelle zu Mikrogleitungen aufgrund zu niedriger Flächenpressung kommen kann. Dabei ist der Einfluß der ungleichmäßigen Lastverteilung über den Umfang, die Verbindungslänge und die Zahnhöhe zu beachten.

Bild 2.3 zeigt den mittels FEM berechneten Verlauf der übermaßbedingten Flächenpressung über der Zahnhöhe einer Evolventenverzahnung. In den Randzonen der Kontaktstrecke vom Naben- zum Wellenzahnkopf kommt es durch Steifigkeits-sprünge zu einem lokal begrenzten Anstieg der Flächenpressung. Dadurch sinkt die minimale, für Mikrogleitungen verantwortliche Flächenpressung auf Werte, die deutlich unter dem Durchschnittswert liegen.

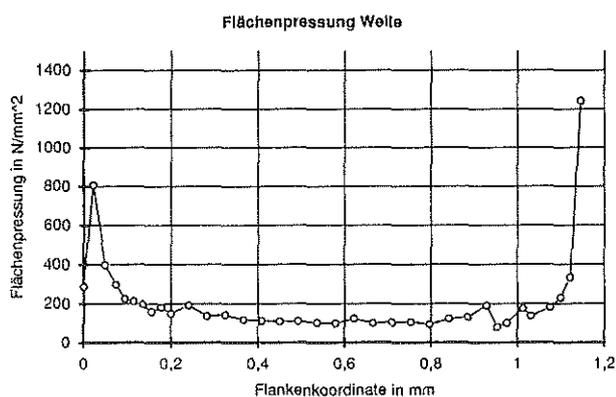


Bild 2.3: Flächenpressung über der Zahnhöhe einer Evolventenverzahnung mit Preßsitz

Eine Vergleichmäßigung der Flächenpressungsverlaufs über der Zahnhöhe wird sich daher verschleißmindernd auswirken. Diese Vergleichmäßigung kann durch eine Reduzierung der Steifigkeitsänderung in der Randzone des Kontaktbereichs erreicht werden. Die Realisierung könnte durch eine in axialer Richtung gefräste Nut im Zahnkopfbereich durchgeführt werden, bei dem der links und

rechts verbleibende Flankenabschnitt wie ein federnd eingespannter Balken wirkt. Die FEM-Ergebnisse dieser Formänderung bei sonst unveränderter Flankenform werden in **Bild 2.4** gezeigt.

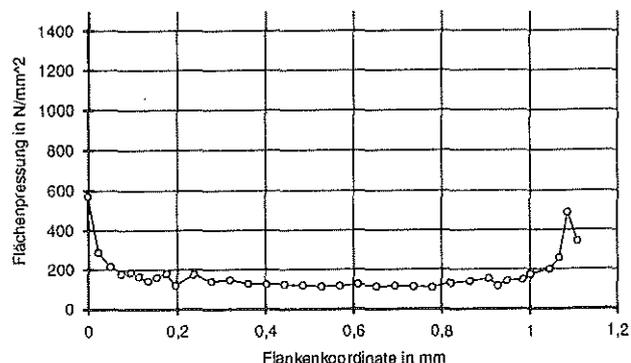


Bild 2.4: Flächenpressung über der Zahnhöhe einer Evolventenverzahnung mit Preßsitz, bei der der Zahnkopfbereich durch eine axiale Nut geschwächt wurde

3. Zusammenfassung

Die Übertragungsfähigkeit, der Verschleiß und damit die Lebensdauer einer Verbindung mit Preßsitz hängen entscheidend von der Lasteinleitung, sowohl in Längs-, Umfangs-, wie auch in Zahnhöhenrichtung ab. Durch die Festlegung funktionsorientierter Toleranzen und durch geeignete Geometrieänderungen, sowohl im Kontaktbereich wie auch im Bereich von Steifigkeitsänderungen, kann die Montage erleichtert, der Verschleiß reduziert und die Übertragungsfähigkeit und Lebensdauer gesteigert werden.

Literatur

- /1/ Dietz, P.: Die Berechnung von Zahn- und Keilwellenverbindungen, Selbstverlag des Verfassers, Büttelborn 1978
- /2/ Villmer, F.J.: Zum Mechanismus der Lastverteilung in Zahnwellenverbindungen, Diss. TU Clausthal, 1984
- /3/ Zapf, R.: Betriebs- und Verschleißverhalten flankenzentrierter Zahnwellenverbindungen mit Schiebeseitz

Die Herstellung verrippter Schalen am Beispiel eines Raketentriebwerks

A. J. Betaneli, N. W. Pchaladze

1. Einleitung und Problemstellung

Ein wesentliches Qualitätsmerkmal der Herstellung von Maschinen und Apparaten, bei denen die darin ablaufenden Arbeitsprozesse von einer hohen Energiedichte gekennzeichnet sind, ist die Optimierung der sich gegenseitig beeinflussenden Parameter Werkstoffausnutzung, konstruktive Gestaltung und Herstellungstechnologie.

Unter den verschiedenen Wärmekraftmaschinen nehmen Flüssigkeitsraketenantriebe eine besondere Stellung ein. Die hohen Druck- und Temperaturbelastungen sind auf eine relativ kleine technische Einheit (Brennkammer und Düse) beschränkt. Dabei können in der Brennkammer Flammkerntemperaturen von über 3500°K auftreten. Die Brennkammerdrücke liegen im allgemeinen zwischen 300 und 700 N/cm^2 , können bei Hochdrucktriebwerken aber auch Werte um 1500 N/cm^2 erreichen. Die Brennkammer ist eine durch Rippen verstärkte Schale mit dünnen Wänden und beinhaltet die Kanäle für den Durchfluß des Kühlmittels (Bild 1), wobei δ_R und h_R die Dicke und die Höhe der Rippen sind, δ_W die Dicke der Brennkammerwand, t der Abstand zwischen den Rippen und δ_H die Dicke der Außenhülle ist.

Wenn man die Maßangaben für h_R , δ_R , δ_W , δ_H und t variiert, dann kann man bei unverändertem Querschnitt ihre optimale Beziehung ermitteln. Diese Beziehung entspricht dem maximalen Koeffizienten der Verrippung. Der Verrippungskoeffizient charakterisiert die Wirksamkeit der Wandabkühlung.

In den USA wurden Brennkammern traditionell als Rohrkonstruktion ausgeführt. Für die Raumfahrt wurde später ein bemerkenswertes Flüssigkeitstriebwerk projektiert, bei dem die Brennkammer mit gefrästen Kühlkanälen hergestellt wurde. Bei der Herstellung der Brennkammer gab es besonders bei kleinen Kanälen und dünnen Brennkammerwänden mit Wandstärken kleiner $0,71\text{ mm}$ technologische Schwierigkeiten. Dazu wurde eine Werkzeugmaschine mit numerischer Steuerung und Ultraschallmikrometer gebraucht.

Nach der Herstellung der Rippen wurde der Abkühlungstrakt mit einer technologischen Wachspaste gefüllt. Dann wurde, durch die Anwendung der galvanoplastischen Methode, die äußere Wand der Brennkammer hergestellt. Nachteil dieser Methode sind die beschränkten Möglichkeiten bei der Herstellung willkürlich verrippter Schalen mit dünnen Wänden und Rippen.

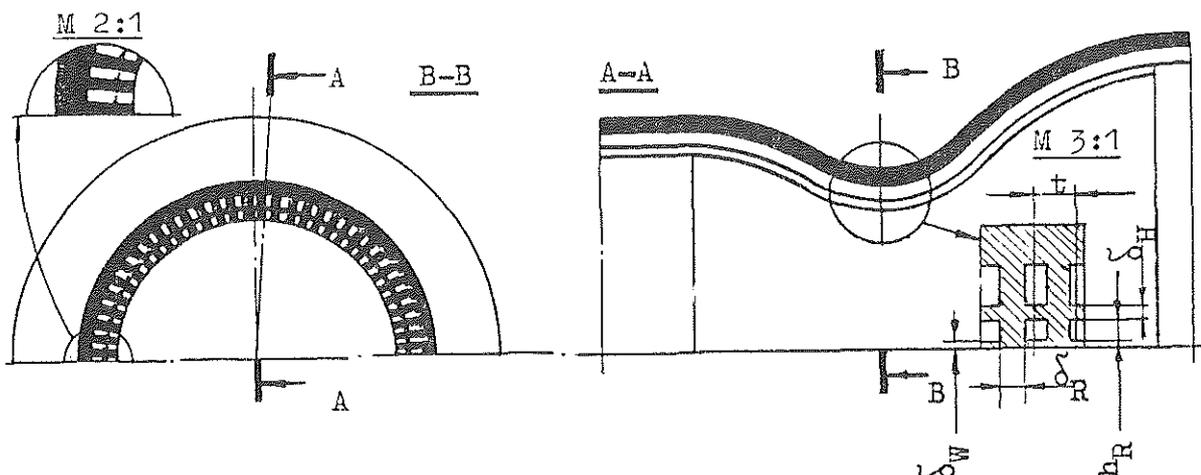


Bild 1: Verrippte Schalenkonstruktion eines Flüssigkeitsraketenantriebes

2. Die galvanische Herstellung verrippter Schalen

Im vorliegenden Artikel werden die Forschungsergebnisse auf dem Gebiet der Technologie zur Herstellung der Brennkammer unter dem Gesichtspunkt der gemeinsamen Optimierung von Werkstoffausnutzung, Gestaltung und Herstellungstechnologie vorgestellt [2].

Es ist möglich, die thermischen Auswirkungen des Werkstoffs und der Konstruktion auf die Brennkammerwand durch folgende Parameter darzustellen.

$$\varepsilon = \frac{\delta_w}{\lambda} \quad (1)$$

λ der Wärmeleitkoeffizient des Werkstoffes der Brennkammerwand.

Zur Gewährleistung der Funktionssicherheit bei höheren Geschwindigkeiten und Drücken des Gasstromes, zur besseren Wärmeabfuhr und zur Stabilisierung der Brennkammerform muß der Werkstoff der Brennkammerwand bessere Schwingungsdämpfungseigenschaften haben und die Entstehung von thermischen Spannungen verhindern.

Man kann solche Eigenschaften grundsätzlich durch das Legieren von Kupfer mit Mangan und die Bewehrung der Cu-Mn-Legierung mit kohlenstoffhaltigen Fasern erreichen. Dabei kann man zusätzlich den Elastizitätsmodul erhöhen. Die Zusammensetzung der Legierung Cu-Mn-C kann man durch die pulvermetallurgische Methode erreichen. Aber die Fertigung verrippter Schalen mit Wandstärken von 0,7 bis 3,0 mm ist zur Zeit noch nicht möglich. Hierfür ist es aussichts- und erfolgreicher, die Methode der galvanoplastischen Anlagerung des Werkstoffes Cu-Mn-C an einem Modell, welches das Profil der Innenfläche der Brennkammer hat, durchzuführen.

Durch die Anwendung ausschmelzender Auflagen aus Kadmium und Zink kann über die Anlagerung von Werkstoff die Formgebung der Rippen und Außenkonturen erreicht werden. Diese Auflagen werden ebenfalls galvanoplastisch hergestellt. Dafür muß auf die im Betrieb abzukühlende Außenwand der Brennkammer vorläufig der Verlauf der Kühlkanäle mit elektrisch nichtleitender Farbe aufgetragen werden.

Die galvanoplastische Anlagerung von Werkstoff auf ein drehbares Modell ermöglicht die verrippte Schale präzise herzustellen, die räumliche Modellierung durch die sich anlagernde Legierung durchzuführen und Legierungen mit verschiedenen Eigenschaften einzusetzen. Diese Methode wird durch eine hohe Werkstoffausnutzung charakterisiert und kann den Zusammenbau und die galvanische Formgebung vereinigen. Außerdem besteht die Möglichkeit, den Gehalt der chemischen Elemente in der sich anlagernden Legierung zu regulieren.

Für diese Art der Herstellung verrippter Schalen wurde die in Bild 2 gezeigte Anlage konstruiert.

Eine Wanne hat einige, voneinander isolierte Sektionen mit verschiedenen Elektrolyten. In den Sektionszwischenwänden sind Rohrleitungen für das Auswaschen der Katoden-Formen integriert.

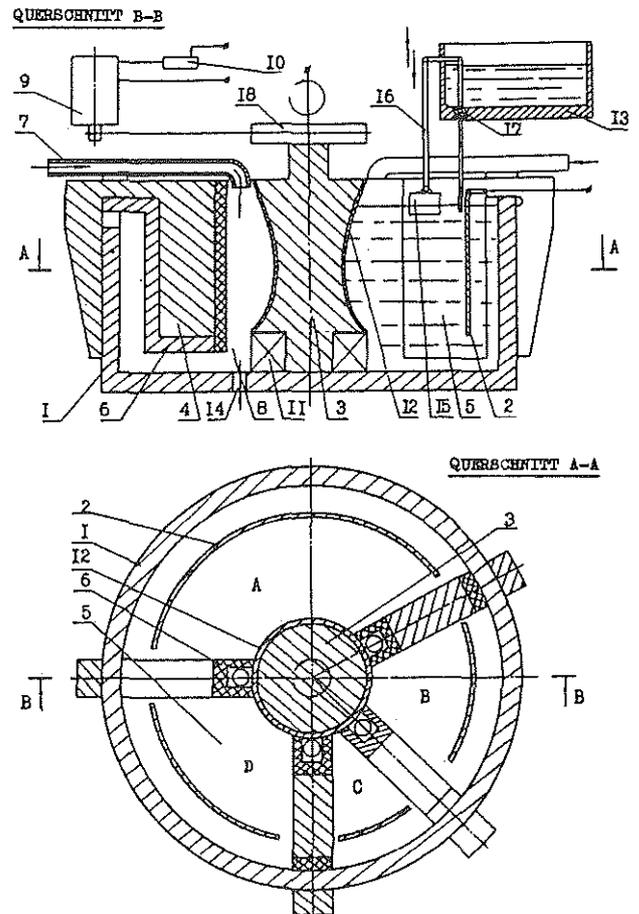


Bild 2: Anlage zur Herstellung verrippter Schalen

Die Anlage besteht aus folgende Teilen:

Wanne (1), Anode (2), Formkatode (3), Zwischenwand (4), Sektionen A, B, C, D mit Elektrolyt (5), hermetische Auflage (6), Rohrleitung (7), Kanäle für das Auswaschsystem (8), Elektromotor (9), Rheostat (10), Lager (11), anlagernde Metallschicht (12), Ausgleichsbehälter (13), Loch für den Wasserabfluß (14), Schwimmer (15), System zur automatischen Öffnung des Entnahmeventils (17), mechanischer Antrieb (18).

Nach der Herstellung der Formkatode und ihrem Entfetten und Ätzen muß die Formkatode (3) auf das Lager (11) gesetzt und der mechanische Antrieb (18) mit dem Elektromotor (9) verbunden werden. In jeden Sektor A, B, C, D müssen entsprechende Elektrolyte eingefüllt werden.

Die Zwischenwände (4) werden in der Wanne (1) so eingestellt, daß die sich an der drehenden Formkatode anlagernde Metallmenge in jedem Abschnitt den Erfordernissen des Bauteils entspricht. In allen Sektionen werden die Anoden (2) eingestellt. Dann wird das Durchwaschsystem eingeschaltet, und durch die Rohrleitung (7) fließt Wasser über die Durchlaufkanäle (8) zu. Mit Hilfe von Elektromotor (9) und mechanischem Antrieb (18) wird die Formkatode (3) gedreht. Die Drehgeschwindigkeit kann mit dem Rheostat (10) reguliert werden. Bei Bedarf wird der Pegel des Elektrolyts in den Sektionen aus den Ausgleichsbehältern (13) ergänzt. Die gefertigte Schale wird anschließend von der Form entfernt und zur Vergütung in einen Ofen mit inerter Atmosphäre gebracht. Bei dieser Vergütung beginnt das Diffusionsmischen von dünnen Metallschichten. So erhalten die Werkstücke die gewünschten Eigenschaften.

Die komplexe Optimierung der Herstellung verrippter Schalen kann aus der Extremwertbestimmung einer speziellen Funktion mit vielen Parametern erfolgen. Für die Werkstoffe sind es folgende Parameter: die Wärmeleitung λ , die Temperaturleitung δ , die Hitzebeständigkeit T , die thermische Ermüdung σ_a , die Hitzefestigkeit σ_b , der Elastizitätsmodul E , der thermische Ausdehnungsgrad α und die Schwingungsdämpfung D . Die Effektivität der Konstruktion kann man durch folgende Hauptkenndaten bestimmen:

1. Die Effektivität der Verrippung

$$\xi = f(h_R, \delta_R, t) \quad (2)$$

2. Die Dicke der Brennkammerwand δ_w

3. Die Lebensdauer

$$N = f(k_t, k_\sigma) \quad (3)$$

wobei k_t der Koeffizient der Spannungsintensität und k_σ der Koeffizient der Spannungskonzentration ist.

Die Effektivität der Technologie ist von folgenden Hauptkenndaten abhängig:

1. Werkstoffkosten C_{ws}

2. Aufwand für den Arbeitslohn C_L

3. Energieaufwand C_E

4. Aufwand für das Werkzeug C_{wz}

5. Aufwand für Vorrichtung C_V

6. Aufwand für die Ausrüstung C_A

Die Aufgabe der komplexen Optimierung kann in Unteraufgaben, die den einzelnen Elementen entsprechen, eingeteilt werden. Dies führt zu folgenden Optimierungsgleichungen:

Für den Werkstoff:

$$W_{ws} = F' \{ \lambda, \delta, T, \sigma_a, \sigma_b, E, \alpha, D \} \quad (4)$$

Für die Konstruktion:

$$W_k = F'' \{ \delta_w, \xi, N \} \quad (5)$$

Für die Technologie:

$$W_T = F''' \{ C_{ws}, C_L, C_E, C_{wz}, C_V, C_A \} \quad (6)$$

Einzelne Parameter der Gleichungen (4), (5), und (6) beeinflussen sich gegenseitig. Daher ist es notwendig, die optimalen Lösungen der einzelnen Unteraufgaben durch die Anwendung der Iterationsmethode zu koordinieren. Für die komplexe Optimierung der Herstellung verrippter Schalen muß folgende Gleichung aufgestellt werden:

$$W_N = W_{ws} + W_k + W_T \quad (7)$$

Die numerische Lösung dieser konkreten Aufgabe ist grundsätzlich durch die Angabe von Randbedingungen für die einzelnen Unteraufgaben mit Hilfe der Rechner-technik möglich.

3. Abnehmen der galvanoplastischen Bauteile von den wiederverwendbaren Formkatoden

Bei der galvanoplastischen Formgebung verrippter Schalen ist das Abnehmen der galvanoplastischen Kopien von den wiederverwendbaren Formkatoden eine verantwortungsvolle Aufgabe.

Die notwendige Kraft für die Abnahme der galvanoplastischen Kopien ist von folgenden Faktoren abhängig:

Die Größe der Formkatode, die Rauigkeit der Formkatodenoberfläche, der thermische Dehnungsgrad der Formkatode und der Werkstoffkopie, die Restspannungen (Zug und Druck) im angelagerten Werkstoff, der Reibungskoeffizient zwischen den Werkstoffen der Formkatode und der Kopie und die Charakteristiken der Legierungsschichten.

Die Formkatode ist zerlegbar hergestellt und besteht aus zwei Teilen (Bild 3).

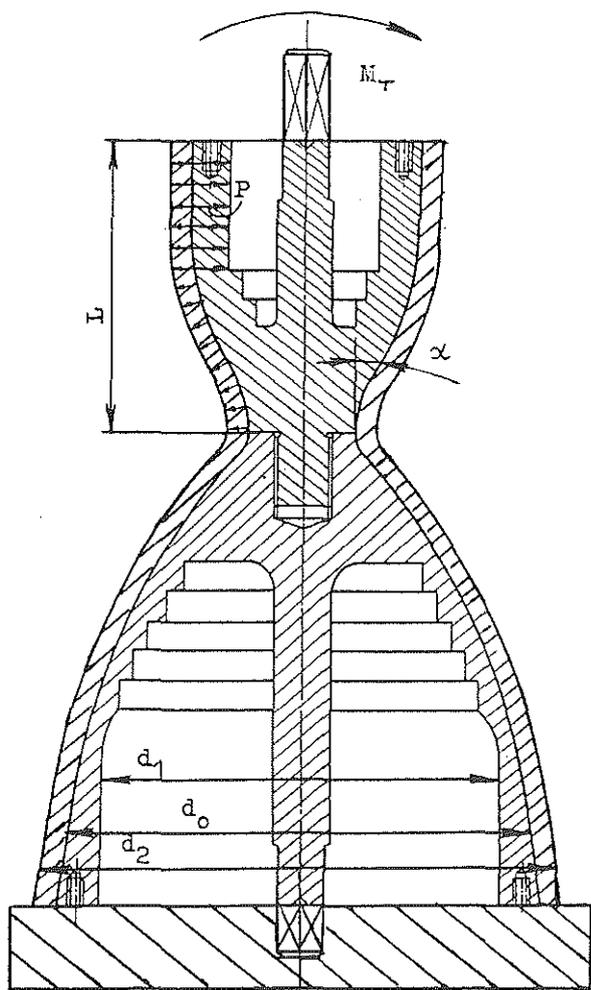


Bild 3: Schematische Darstellung der Formkatoden und der angelagerten Schale zur Berechnung der Trennkräfte

Sie besitzt im engsten Querschnitt der angelagerten Kopie eine Gewindeverbindung. Die beiden Teile der Formkatode haben Schäfte mit Werkzeugangriffsflächen für die Montage. Die Schaftenden haben Zentrierbohrungen für das Einsetzen der Formkatode in die Werkzeugmaschine. Um bei der Montage das Spiel minimal zu halten, müssen die Koppelflächen eingeschliffen werden.

Die Demontage der Formkatode und die Abnahme der angelagerten Kopie wird auf folgende Weise durchgeführt:

Nach der mechanischen Bearbeitung der Stirnseiten der angelagerten Schalenkontur wird sie auf einer Platte verschraubt und die obere Katodenhälfte um die Achse des Werkzeugchafts gedreht. Die Teile der Formkatode werden getrennt und die verrippte Schale kann von dem unteren Teil der Formkatode abgenommen werden. Danach werden die Hälften der teilbaren Formkatode wieder zusammengeschaubt, die Formkatode umgedreht und der Arbeitsgang wiederholt.

Die Bedingung für die Kopieabnahme ohne Zerstörung der Formkatode ist folgende:

$$P_{AB} < P_{max} \quad (8)$$

wobei P_{AB} der in der Kopie entstehende Druck bei der Abnahme von der Katodenform ist und P_{max} der maximal zulässige Druck ist, bis zu dem keine plastische Deformation an den Kontaktflächen der Kopie auftritt.

Durch das Einbringen eines Torsionsmomentes M_T werden die Teile der Formkatode relativ zueinander verdreht und in Richtung der Achse verschoben. Da die angelagerte Schale mit der Platte verschraubt ist, wird der obere Teil der Formkatode relativ zur Kopie verdreht und davon getrennt. Wenn zwischen den reibenden Oberflächen der Formkatode und der Kopie bei der Verdrehung ein Druck p , der von Restspannungen in der angesetzten Schicht herrührt, besteht, dann kann für das notwendige Torsionsmoment folgenden Ausdruck angegeben werden:

$$M_T = \frac{\pi \cdot p \cdot d_0^2 \cdot \mu \cdot l}{2 \cdot \cos \alpha} \quad (9)$$

wobei p der Druck an den Kontakt-Oberflächen der Formkatode und der Kopie, l die Kontaktlänge der

gekoppelten Oberfläche, μ der Reibungskoeffizient des Abnahmeprozesses der Kopie von der Formkatode und α der Halbwinkel an der Kegelspitze ist. Aufgrund der Theorie der maximalen Tangentialspannungen kann man den maximal zulässigen Druck, bei dem gerade keine plastischen Deformationen entstehen, durch folgende Formel ermitteln:

$$P_{AB} = 0,58 \cdot R_m \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_0} \right)^2 \right] \quad (10)$$

wobei R_m die Fließgrenze ist.

Damit folgt durch Einsetzen aus Gleichung (8):

$$P_{AB} = \frac{2 \cdot M_T}{p \cdot d_0^2 \cdot l \cdot \mu} \cdot \cos \alpha \leq 0,58 \cdot R_m \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_0} \right)^2 \right] \quad (11)$$

Für die Verminderung des Reibungskoeffizienten an der Arbeitsfläche der Formkatode und auch an den Stirnoberflächen der sich berührenden Kathodenhälften wird ein Graphitschmiermittel aufgetragen. Dabei werden die Mikrounebenheiten aufgefüllt und das Haften von Kopie und Formkatode verhindert.

Mit Formel (11) kann man das Werkstück und die Formkatode berechnen und projektieren. Die Randbedingungen der Rechnung sind die geometrischen Abmessungen der galvanoplastischen Kopie und der Formkatode (d_0 , d_1 , d_2 , l , α), die Festigkeitseigenschaften von angelagertem Werkstoff und dem Werkstoff der Formkatode und die Reibungskoeffizienten dieser Werkstoffe mit Graphit. Dabei ist es notwendig, die experimentelle Ermittlung der ertragbaren Spannungen im angelagerten Werkstoff, die wesentlich von der Konfiguration der Oberfläche der Formkatode und folglich der Kopie abhängen, zu berücksichtigen.

4. Zusammenfassung

In diesem Bericht wird die Methode der galvanoplastischen Herstellung verrippter Schalen vorgestellt, die folgende technologische Prozesse beinhaltet:

- Das elektrolytische Anlagern von mehrschichtigen Schalen verschiedener metallischer Werkstoffe auf einer sich um die eigene Achse drehenden Formkatode.
- Das Lösen der gefertigten Schale von der Formkatode

Literatur

- /1/ G. M. Salachutdinov, Die Entwicklung der Methoden des Wärmeschutzes von Flüssigkeitsraketenantrieben. Maschinenostroenie, 1984
- /2/ A. I. Betaneli, T. R. Agladze, I. G. Schawoschwili, N. V. Pchaladze. Über die komplexe Optimierung verrippter Schalen. Mitteilungen der Akademie der Wissenschaften, Georgische SSR, 130, N1, 1988, S. 161 - 164

Angaben zu den Verfassern des Artikels:

Professor Dr. Techn. Wiss. Artschil J. Betaneli

Dozent Nodar W. Pchaladze

Lehrstuhl für Flugzeubau der Georgischen Technischen Universität Tbilissi (Tiflis).

Forschungsaktivitäten des Instituts für Maschinenwesen

Spannungsoptik

Ermittlung und Beurteilung der Beanspruchung von Bauteilen und deren festigkeitsmäßige Optimierung

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

Finite Elemente

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

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

Pneumatik

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

Maschinenakustik

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

Werkzeugmaschinen

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

Maschinenelemente

- Beanspruchungsermittlung
- Reibung und Verschleiß an Welle-Nabe-Verbindungen und Ausgleichskupplungen
- Tragfähigkeitsberechnung und Gestaltfestigkeitsermittlung an Zahnwellen

- Passungs- und Laufverhalten von Mitnehmerverzahnungen
- Stabilität und Tragverhalten von Linearlagern
- Verbindungselemente unter hohen mechanischen und thermischen Belastungen
- Plastisches Verformungsverhalten bei Zuggliedern
- Verbindungstechniken Metall-Keramik bei hohen Temperaturen

Verfahrenstechnische Maschinen

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

CAD/CIM

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

CIM-Labor

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

Laufende Forschungsprojekte

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

- Hybridverfahren Spannungsoptik - Moiré
- Spannungsoptische Ermittlung von Textureffekten in Metallen
- Systematisches Konstruieren lärmarmen Maschinen
- Schallemission, Schallanalyse im schallarmen Raum
- Schallminderung an Druckluft-Drehkolbenmotoren
- Beanspruchungsanalyse und Optimierung stoßbelasteter Maschinenteile
- Detailkonstruktionen an Werkzeugmaschinen, Genauspannen zylindrischer Teile
- Einbindung von CAD in den interaktiven Konstruktionsprozeß
- Entwicklung von CIM-Schnittstellen (CAD-Normteiledatetei, CAD-NC-Verfahrenskette, CAD- und Betriebsmittelmodelle)
- Programmierung elektronisch gesteuerter Werkzeugmaschinen

Weiteres Leistungsangebot

Beratung und Erstellen von Gutachten

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

Fort- und Weiterbildung

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

Kooperation mit der Industrie

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

Prüfstände und Laboratorien des Instituts für Maschinenwesen

Prüfstände für Untersuchungen an Maschinenelementen

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

Prüfstände zur Untersuchung verfahrenstechnischer Maschinen

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

Spannungsoptisches Labor

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

Akustisches Labor

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

CIM-Labor

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

Lebensläufe

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

Bugow, Rainer: Jahrgang 1958, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.10.1988 wiss. Mitarbeiter 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.

Gieleßen, Harald: Jahrgang 1962, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.2.1992 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Haje, Detlef: Jahrgang 1965, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.11.1991 wiss. Mitarbeiter am IMW.

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

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

Kalwa, Ralf: Jahrgang 1962, studierte Physik; Schwerpunkt Atom-, Molekül- und Festkörperphysik - Computergestützte Methoden, an der TU Clausthal. Vom 15.05.1990 - 30.04.1991 wiss. Mitarbeiter am Institut für Theoretische Physik der TU Clausthal, gleichzeitig qualifizierte wiss. Hilfskraft am RZ der TU Clausthal mit Schwerpunkt Rechnernetzung. Seit 01.05.1991 wiss. Angestellter am IMW.

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

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

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

Romann, Martin: Jahrgang 1963, studierte Verfahrenstechnik an der TU Clausthal mit Schwerpunkt thermische und mechanische Verfahren. Seit 1. August 1992 wiss. Angestellter 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 Maschinenbau, Studienrichtung Konstruktionstechnik / Mechanik an der Uni - GH - Paderborn. Seit 01.03.1989 wiss. Mitarbeiter am IMW.

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

Schiedeck, Norbert M. G.: Jahrgang 1965, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.07.1992 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Tan, Li: Jahrgang 1952, studierte allg. Maschinenbau an der TH Nanjing, China, seit 01.09.1984 Assistent an der TH Nanjing, seit 01.04.1988 wiss. Angestellter am IMW.

Wächter, Martina: Jahrgang 1959, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.04.85 wiss. Mitarbeiterin am IMW.

Wesolowski, Klemens: Jahrgang 1963, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 01.01.1991 wiss. Mitarbeiter am IMW.

