

**Bestimmung und Vorhersage des Verschleißes  
für die Auslegung von Dichtungen**

Von der Fakultät für Maschinenbau  
der Universität Hannover  
zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor-Ingenieur  
genehmigte  
**Dissertation**

von  
Dipl.-Ing. Christoph Debler  
geboren am 24.04.1973 in Braunschweig

2005

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. G. Poll  
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. R. Braune  
3. Referent: Prof. Dr. R. H. Schuster  
Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. L. Overmeyer  
Tag der Promotion: 11. Juli 2005

## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) der Universität Hannover.

Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Poll, meinem Doktorvater und dem Leiter des Instituts, gilt mein besonderer Dank für seine wohlwollende Unterstützung und das entgegengebrachte Vertrauen sowie für die zahlreichen Anregungen und fruchtbaren Diskussionen, durch die er meine Arbeit gefördert hat.

Herrn Prof. Dr. R. Braune und danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferates.

Bei Herrn Prof. Dr. R. H. Schuster, der das dritte Referat anfertigte, bedanke ich mich ebenfalls herzlich.

Herrn Prof. Dr.-Ing. L. Overmeyer danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Meinen Dank spreche ich auch den Studenten aus, die mich tatkräftig unterstützt haben, und insbesondere meinen Kollegen, auf deren stets freundliche Hilfe ich mich jederzeit verlassen konnte.

## Zusammenfassung

Im Mittelpunkt dieser Arbeit steht der Verschleiß von berührenden, axial bewegten Fluiddichtungen. Diese kommen in einer Vielzahl von Anwendungen in der Hydraulik und Pneumatik zum Einsatz, an Bauteilen wie Kolben, Ventilen und Stangen.

Für ein gutmütiges Betriebsverhalten einer Dichtung ist es notwendig, eine geeignete Materialpaarung auszuwählen und angemessene Fertigungsqualität sicherzustellen; für die eigentliche Abdichtfunktion ist hingegen die Pressungsverteilung im Dichtkontakt maßgeblich. Daher wird zunächst die numerische Bestimmung des Pressungsprofils behandelt, wobei Messungen herangezogen werden, um die Berechnungsmodelle anzupassen. Es werden Möglichkeiten diskutiert, die Beurteilungskriterien für eine Auslegung festzulegen.

Zwangsläufig verändert sich die Pressungsverteilung einer Dichtung durch ihren Verschleiß. Da die Dichtung im Verlauf eines vollständigen Bewegungszyklus unterschiedlichen Belastungen ausgesetzt ist, sind in einer rechnerischen Verschleißbestimmung verschiedene Belastungsbedingungen zu berücksichtigen. Durch eine schematische Darstellung der Belastungen gelingt es, eine Vielzahl typischer Lastfälle einzubeziehen. Auf dieser Grundlage wird ein System aufgebaut, das die notwendigen Berechnungen weitgehend automatisiert durchführt und vom Bearbeiter nur ein Minimum an Eingaben verlangt. Diese Methode legt eine Reihe von vereinfachenden Annahmen zugrunde, die so ausgewählt sind, dass sich eine möglichst große Anzahl von Dichtungsbauformen untersuchen lässt.

Ein Vergleich der rechnerisch ermittelten Verschleißprofile mit Messungen an einer fettgeschmierten Pneumatikdichtung bestätigt abschließend die Brauchbarkeit des entwickelten Verfahrens.

## **Abstract**

The focus of this thesis is on the wear of reciprocating fluid seals. These seals are employed in a plethora of hydraulic and pneumatic applications: seals for pistons, valves, and rods, to name but a few.

To achieve acceptable operating characteristics of a seal, it is necessary to choose a suitable material combination and maintain high manufacturing quality. However, proper sealing function is governed by the pressure distribution in the contact zone. The numerical determination of the pressure profile is dealt with in the first part of the thesis, along with measurements that can be used for calibration of the analytical models. Ways for determining a tightness criterion that can be used for design purposes are discussed.

Inevitably the pressure distribution of a seal changes with wear. Since the seal is subjected to different kinds of loads during a full movement cycle, different loading conditions must be taken into account when wear is predicted analytically. A unified approach for including various typical load cases into a wear simulation is developed, and a system is devised that can carry out the necessary computations quickly based on a minimum of input from the designer. This method is based on a set of simplifying assumptions that are chosen carefully so that it is suitable for as many practical applications as possible.

Finally, a comparison of analytically determined wear profiles and experimental results obtained from measurements of a pneumatic seal verifies the method developed in this thesis.

Stichworte: Dichtungen, Abrieb, Verschleißberechnung

Keywords: Seals, Abrasion, Wear Computation

**Inhaltsverzeichnis**

<b>Formelzeichen und Abkürzungen.....</b>	<b>IV</b>
<b>1 Einleitung .....</b>	<b>1</b>
1.1 Statische Dichtungen .....	1
1.2 Dynamische Dichtungen.....	2
1.2.1 Berührungsfreie Dichtungen.....	2
1.2.2 Berührende Dichtungen.....	3
1.3 Axial bewegte Elastomerdichtungen .....	4
1.4 Verschleißberechnung: Beitrag zu einem verbesserten Auslegungsprozess.....	4
1.5 Bisherige Ansätze zur Verschleißberechnung.....	6
1.6 Zielsetzung .....	7
<b>2 Messungen an Elastomerdichtungen .....</b>	<b>9</b>
2.1 Radialkraftmessverfahren.....	9
2.1.1 Genormte Radialkraftmessgeräte .....	9
2.1.2 Messprinzip .....	10
2.1.3 Messablauf.....	13
2.2 Messung der Pressungsverteilung .....	16
2.3 Querschnittsmessung .....	17
2.3.1 Schliffbilderstellung .....	18
2.3.2 Abtastung der Dichtungskontur.....	20
<b>3 Grundlagen der Dichtungsauslegung .....</b>	<b>22</b>
3.1 Schmierstoffströmung im Dichtspalt.....	22
3.1.1 Aufbau eines Schmierfilms .....	22
3.1.2 Schmierungsverhältnisse unter Gummidichtlippen.....	23
3.1.3 Inverse hydrodynamische Schmiertheorie.....	24
3.2 Günstige Gestaltung einer translatorisch bewegten Dichtung.....	29
3.3 Anwendungsumfeld.....	30
3.4 Dichtheitskriterien .....	32
3.4.1 Perkolationstheorie .....	33
3.4.2 Messtechnisch gewonnenes Dichtheitskriterium .....	34

---

<b>4</b>	<b>Finite-Elemente-Berechnungen zur Ermittlung der Verformung von Gummidichtungen.....</b>	<b>35</b>
4.1	Grundlagen des FE-Prozesses .....	35
4.2	Praktischer Ablauf der Analyse.....	38
4.3	Elementauswahl .....	39
4.4	Nichtlinearitäten .....	40
4.5	Bestimmung der Materialparameter.....	42
4.5.1	Messung einer Spannungs-Dehnungs-Kurve .....	42
4.5.2	Bewertung der Dehnungsmessung.....	43
4.5.3	Linear-elastische Näherung.....	44
4.5.4	Mooney-Rivlin-Konstanten.....	44
4.5.5	Anpassung für die Messdaten .....	45
<b>5</b>	<b>Verschleißberechnung .....</b>	<b>47</b>
5.1	Ausfallursachen.....	47
5.2	Verschleißmechanismen.....	48
5.3	Verschleißfortschritt.....	50
5.4	Verschleißkennzahlen .....	51
5.5	Verschleißhypothese .....	54
<b>6</b>	<b>Verschleißberechnungsprogramm AAM.....</b>	<b>57</b>
6.1	Konzeptionelle Grundlagen des Verschleißanalyseprogramms.....	58
6.2	Festlegungen für die untersuchten Dichtungen.....	58
6.2.1	Einheitliche Beschreibung von Belastungen.....	60
6.2.2	Montagevorgang.....	62
6.3	Abriebbewertung.....	63
6.3.1	Korrektur der Verschiebungswerte .....	64
6.3.2	Abbruchkriterien .....	65
6.4	Programmtechnische Realisierung.....	65
6.4.1	Auswahl der Softwarebasis .....	65
6.4.2	Portabilität und Lebenserwartung des Berechnungssystems .....	67
6.5	Zusammenspiel der AAM-Bestandteile .....	67
6.5.1	Initialisierung .....	70

---

6.5.2	Initialisierung .....	72
6.5.3	Erste Berechnung .....	73
6.5.4	Weitere Iteration .....	75
6.6	Aufbau der Datenstruktur .....	76
6.6.1	Verformbare Querschnitte und Starrkörper .....	76
6.6.2	Belastungsmodell .....	80
6.6.3	Randbedingungen .....	80
6.6.4	Kontakte .....	81
6.6.5	Zonen .....	81
6.6.6	Bereitstellung der Eingabedatei .....	82
6.6.7	Berechnungsergebnisse .....	84
6.7	Vernetzungsstrategie im Programmsystem AAM .....	86
6.7.1	Netzanpassung .....	87
6.7.2	Netzgestalt im Berührungsbereich .....	89
6.7.3	Angemessene Vernetzungsdichte im Bereich einer Berührzone .....	91
6.8	Berechnungsbeispiel: Bremskraftverstärker-Dichtung .....	93
<b>7</b>	<b>Vergleich zwischen Rechnung und Messung .....</b>	<b>100</b>
<b>8</b>	<b>Schlussbetrachtung .....</b>	<b>114</b>
	<b>Schrifttum .....</b>	<b>116</b>

## Formelzeichen und Abkürzungen

$a$	-	Lastfall Montagezustand
$b$	m	Spaltbreite
$d$	m	Durchmesser
$f_R$	N/m	auf die Dichtkantenlänge bezogene Radialkraft
$g_i$	1	Gewichtungsfaktoren
$h$	m	Spalthöhe, Schmierfilmdicke
$h^*$	m	Schmierfilmdicke an der Stelle maximaler Pressung unter einer Dichtlippe
$h_{wa}$	m	Schmierfilmdicke beim Wendepunkt des Pressungsverlaufs im Einlaufbereich einer Dichtlippe
$k$	$\text{mm}^3/\text{N}\cdot\text{km}$	Verschleißkoeffizient
$l$	m	Länge
$l_0$	m	Anfangslänge
$p$	Pa	Druck
$p$	1	Belegungsichte
$p_c$	1	kritische Belegungsichte
$p_N$	Pa	Kontaktnormalpressung
$\dot{q}$	$\text{m}^3/\text{m}\cdot\text{s}$	Auf die Spaltbreite bezogener Volumenstrom
$s$	m	Gleitweg
$t$	s	Zeit
$u_1, v_1, w_1$	m/s	Dichtungs- bzw. Stangengeschwindigkeiten
$u, v, w$	m	bei FE-Rechnungen: Verschiebungen
$v$	m/s	Geschwindigkeit
$x$	m	bei FE-Rechnungen: radiale Koordinatenrichtung
$y$	m	bei FE-Rechnungen: axiale Koordinatenrichtung
$A_0$	$\text{m}^2$	Ausgangsquerschnitt einer Zugprobe
$C$	1	Integrationskonstante
$C_1, C_2$	1	Mooney-Rivlin-Koeffizienten
$E$	Pa	Elastizitätsmodul

$F$	N	Kraft in der Zugprüfmaschine
$F_N$	N	Normalkraft
$F_R$	N	Radialkraft auf dem gesamten Umfang
$F_S$	N	Sensorkraft
$F_t$	N	Tangentialkraft
$G$	Pa	Schubmodul
$R$	m	Radius
$U$	m	Umfang
$\dot{V}$	m <sup>3</sup> /s	Volumenstrom
$W_l$	m	Verschleißweg
$W_m$	kg	massenmäßiger Verschleißbetrag
$W_q$	m <sup>2</sup>	planimetrischer Verschleißbetrag
$W_v$	m <sup>3</sup>	volumetrischer Verschleißbetrag
$W_{V/s}$	m <sup>3</sup> /m	volumetrisches Verschleiß-Weg-Verhältnis
$\varepsilon$	1	Nenndehnung; Emissionskoeffizient
$\eta$	Pa·s	dynamische Zähigkeit
$\lambda$	1	relative Dehnung
$\mu$	1	Reibbeiwert
$\sigma$	Pa	Nennspannung
$\varphi$	°	Winkel
$\Delta l$	m	Längendehnung
AAM		Abrieb-Analyse-Modul
FE, FEM, FEA		Finite Elemente, FE-Methode, FE-Analyse
m1, m2		Lastfälle nur mit Bewegungen
p1, p2		Lastfälle nur mit Druck
p1m1, p1m2 etc.		Lastfälle mit Druck und Bewegung



# 1 Einleitung

Dichtungen treten in vielen Gebieten der Technik in mannigfaltigen Ausführungen auf. Ihre Aufgabe ist im Grunde immer gleich. Sie sollen das Wandern von Stoffen aus einem Raum, den diese einnehmen dürfen, in einen anderen verhindern. Solange die Dichtungen gut funktionieren, nimmt sie kaum jemand wahr, versagen sie jedoch, können die Schäden weitreichend sein.

Zur Einteilung der Dichtungen werden verschiedene Kriterien herangezogen. Ein erstes brauchbares Unterscheidungsmerkmal kann das zur Abdichtung eingesetzte Material darstellen. Dichtungen aus Weichmetall, Faserstoffen, Keramik, Graphit, Elastomeren oder mit Magnetflüssigkeiten erfordern gänzlich verschiedene Verfahren der Auslegung.

Ein anderes Merkmal stellt die zulässige Leckage dar. Es gibt ein breites Spektrum, an dessen einem Ende ein stetiger Leckagestrom steht. Drehdurchführungen für Hydrauliköl innerhalb von Getrieben sind ein Beispiel, bei dem Lecköl zunächst nicht stört, da es direkt in den Ölsumpf läuft und zur Kühlung der Gleitpartner sogar erforderlich ist. Die Leckage wird aber als volumetrischer Verlust im Hydraulikkreis wirksam und muss daher in ihrer Größe begrenzt sein. Am anderen Ende des Spektrums stehen die sogenannten hermetischen Dichtungen, bei denen gar keine Leckage auftreten darf und die sich daher auch für gefährliche Stoffe eignen.

Allgemein gebräuchlich ist die Einteilung in statische und dynamische Dichtungen (Bewegungsdichtungen). Die Grenzen zwischen diesen beiden Gruppen sind allerdings fließend, denn viele statische Dichtungen werden auch dynamisch beansprucht. Der immer wieder beschriebene Fall eines O-Rings, dessen Versagen 1986 zur Zerstörung der amerikanischen Raumfähre „Challenger“ führte, ist ein Beispiel dafür [25]. Der Ring musste die dünnen, unter den Druckstößen der Verbrennung gegeneinander arbeitenden Wandungssegmente einer Feststoffhilfsrakete gegeneinander abdichten. Weil der Dichtungswerkstoff beim Start zu kalt war, konnte er den Bewegungen der Umbauteile nicht schnell genug folgen. Daraufhin strömten Verbrennungsgase aus und zerstörten den Hauptbrennstofftank.

Umgekehrt müssen Dichtungen, die eigentlich für Relativbewegungen ausgelegt sind, auch ruhender Belastung standhalten, und selbst ihre Berechnung in gleichmäßiger Bewegung entspricht oft einem quasi statischen Zustand.

## 1.1 Statische Dichtungen

Um zu verhindern, dass das abzudichtende Medium durch den Leckagepfad wandert, werden Dichtmassen verwendet, die ihn vollkommen ausfüllen, oder Zwischenkörper wie Weichmetallringe und Gummidichtungen, die an die Gegenflächen gepresst werden.

Im ersten Fall handelt es sich um flüssig oder pastenförmig aufgetragene Stoffe, die auch makroskopische Spalte ausfüllen. Es finden sich sowohl aushärtende Massen, die chemisch

abbinden, z. B. durch Reaktion zweier Komponenten, durch katalytische Wirkung blanker Metalloberflächen oder durch Kontakt mit Luftsauerstoff, als auch dauerhaft flüssig oder zumindest weich bleibende Dichtmittel wie Fensterkitt. Es ist nicht immer zu unterscheiden, ob die Dichtwirkung oder eine Klebefunktion im Vordergrund steht. Ein Nachteil der Dichtmassen ist, dass sie nach einer Demontage mühselig entfernt und neu aufgetragen werden müssen. Überschüssige Dichtmasse quillt aus der Fuge heraus, in der nur ein sehr dünner Film übrig bleibt. Dieser vermag den Spalt schon bei geringem Klaffen nicht mehr auszufüllen.

Wird die Dichtfuge von einer Gummi-, Papier- oder Weichstoffdichtung überbrückt, so ist dieses Problem überwunden. Man unterscheidet, ob die Dichtung im Krafthauptschluss oder Kraftnebenschluss eingebaut ist. Im Hauptschluss geht eine Verformung der Dichtung immer auch mit einer Änderung der gegenseitigen Lage der abgedichteten Bauteile einher, und es ist schwer zu erreichen, dass überall eine gleichmäßige Fugenpressung herrscht. Bei Kraftnebenschluss hingegen sind eindeutige Verhältnisse gewährleistet. Die Dichtung liegt zumeist in einer Nut oder Kehle der Bauteile, die sich bei der Montage schließt und einen wohldefinierten Verformungszustand gewährleistet. Im Idealfall passen sich die Kontaktkörper so gut aneinander an, dass trotz der Oberflächenrauheit keine Leckagekanäle verbleiben. Dann findet nur noch Diffusion durch den Dichtungswerkstoff selbst statt.

Für die meisten Anwendungen reicht es aus, eine hohe Pressung in einem schmalen Streifen zu erreichen. Jedoch ist die Breite der Kontaktzone zumindest für die Restleckage von Bedeutung. Für Vakuum-Abdichtung wird empfohlen, O-Ringe in eine deutlich engere Nut einzubauen als normalerweise üblich, damit eine größere Kontaktbreite und somit ein längerer Sickerweg durch eventuelle Leckagekapillaren erreicht wird [12].

## 1.2 Dynamische Dichtungen

### 1.2.1 Berührungsfreie Dichtungen

Für Dauerläufer wie Turbomaschinen mit ihren hohen Relativgeschwindigkeiten kommen nur berührungsfreie Dichtungen zum Einsatz, da berührende Dichtungen immer einem Verschleiß unterliegen und bei sehr großen Geschwindigkeiten überhitzen. Hydraulikzylinder für Zugprüfmaschinen sind eine Anwendung, in der man nur einen schmalen Spalt statt einer berührenden Dichtung vorsieht, damit keine Losbrechkräfte das Messergebnis verfälschen. Die Spaltleckage wird aufgefangen.

Zur berührungslosen Abdichtung werden Dichtstellen so gestaltet, dass sie

- einen Leckagestrom durch Drosselung beschränken (Kammlabyrinth, enge Spalte),
- die Bewegung zur Rückförderung ausnutzen, z. B. bei Gewindewellendichtungen oder Schleuderscheiben,

- Leckage in Kammern oder Rinnen auffangen und in den abzudichtenden Raum zurückführen.

Zusätzlich besteht noch die Möglichkeit, Sperrflüssigkeiten oder -gase in das Dichtsystem zu pumpen, wenn der Austritt eines Mediums verhindert werden muss.

Die Gestaltung solcher Dichtsysteme ist bei gleichmäßigen Betriebsbedingungen in vielen Fällen einer rechnerischen Auslegung zugänglich. Andererseits müssen jedoch z. B. Bahngetriebe in ihrem gesamten Drehzahlbereich vollkommen dichte Labyrinth besitzen, die den Schmierstoff nicht einmal als Tröpfchennebel entweichen lassen, und die Entwicklung dieser Dichtungen mit ihrem umfangreichen System von Fang-, Schleuder- und Sickerkanälen, in denen die Strömungsverhältnisse stark von den Betriebsbedingungen abhängen, erfordert umfangreiche Versuchsserien.

Berührungslose Dichtungen eignen sich zwar für den Dauerbetrieb, reibungsfrei sind sie jedoch nicht. In den engen Spalten, die zur Drosselung nötig sind, wird das am Entweichen zu hindernde Fluid einer starken Scherung ausgesetzt, und die Flüssigkeitsreibung kann eine beträchtliche Verlustleistung hervorrufen.

### **1.2.2 Berührende Dichtungen**

Bei allen berührenden Dichtungen liegt ein Kontakt mit Relativbewegung zwischen der Dichtung und einer Gegenfläche vor. Der dazwischen liegende Dichtspalt ist mikroskopisch klein. Gleichzeitig muss sichergestellt sein, dass keine Leckage am Dichtungsbauteil vorbei, gewissermaßen „hinten herum“ auftritt. Es ist also noch eine statische Nebenabdichtung erforderlich.

Die gegeneinander bewegten Flächen sollen sich möglichst ebenso gut aneinander anpassen wie bei statischen Dichtungen. Dies kann durch eine sehr gute Oberflächenbearbeitung und Formtoleranz der Bauteile erzielt werden, wie bei Gleitringdichtungen, oder durch die Verformung der Dichtung unter Vorspannung, wie bei Stopfbuchsenpackungen und Gummimanschetten. Gleitringe können durch die Verwendung sehr harter Werkstoffe eine hohe Lebensdauer erreichen und auch gegen aggressive Medien beständig sein, sie erfordern aber verhältnismäßig viel Einbauraum, und ihre Einsatzmöglichkeiten sind durch ihren fertigungsbedingt hohen Preis begrenzt.

Stopfbuchsen gehören zu den ältesten Dichtungsbauförmern. Die aus einem Fasermaterial bestehende Packung ist in einem zylindrischen Einbauraum um die Welle herum angeordnet und wird durch eine so genannte Brille axial darin verpresst. Die Packung übt dadurch einen radialen Druck auf die Wellenoberfläche aus, so dass sich der Dichtspalt und gleichzeitig die Sickerleckagewege durch das Fasermaterial hindurch schließen. Völlige Dichtigkeit ist dabei nicht zu erreichen. Die Stopfbuchsen besitzen vergleichsweise hohe Reibung und müssen im Betrieb immer wieder nachgestellt werden. Ihr Vorteil ist jedoch, dass sie nicht plötzlich ausfallen, sondern das Ende ihrer Lebensdauer durch eine zunehmende Leckageverluste ankündigen. Damit können sie selbst bei extremen Abdichtdrücken be-

triebssicher eingesetzt werden. Sie sind sowohl für drehende als auch für axiale Bewegung der Welle brauchbar.

Bewegungsdichtungen aus polymeren Werkstoffen, die sich durch das nachgiebige Material an die Gegenfläche anpassen können, kommen in großen Stückzahlen in der Hydraulik und Pneumatik sowie als Radialwellendichtringe [27] zur Anwendung. Letztere nehmen durch ihre sehr weite Verbreitung eine Sonderstellung ein. Sie werden zur Abdichtung rotierender Wellen ohne oder bei geringer Druckdifferenz (verstärkte Ausführungen bis höchstens etwa 10 bar) eingesetzt. Sie sind nach DIN 3760 genormt, DIN 3761 schreibt spezielle Anforderungen für Dichtungen für Kraftfahrzeuge vor und geht intensiv auf ihre Prüfung ein. Die Prüfvorschriften sind zum Teil auch für andere Dichtungen anwendbar.

### **1.3 Axial bewegte Elastomerdichtungen**

Bei den in dieser Arbeit angeführten Beispielen handelt es sich um axial bewegte, fettgeschmierte Pneumatikdichtungen aus Gummi. Die Ergebnisse sind weitgehend auch für Hydraulikdichtungen gültig. Diese Gruppen von Dichtungen existieren in einer großen Vielfalt von Bauformen, angepasst an die durch Druckniveau, Baugröße, Medium, Bewegungsgeschwindigkeit und Einsatztemperaturbereich gekennzeichneten Betriebsbedingungen. Beispiele sind Kolben- und Stangendichtungen sowie Manschetten für Ventilschäfte. In einigen Fällen treten überlagerte Axial- und Rotationsbewegungen auf.

Ein gemeinsames Merkmal der axial bewegten Elastomerdichtungen ist, dass sich die Dichtlippen wesentlich stärker verformen als ihre Kontaktpartner. Die meist metallischen und mit guter Oberflächenqualität ausgeführten Gegenflächen können in der Berechnung als starr betrachtet werden. Sie sind wesentlich härter als die Dichtungen und werden im Laufe eines Bewegungszyklus nur kurz überfahren, während die Dichtkante ständig im Reibkontakt steht. Im Gegensatz zu rotierenden Wellen, bei denen sich deutlich sichtbare Laufspuren ausbilden, ist der Verschleiß der Gegenflächen bei den axial bewegten Dichtungen daher verschwindend gering.

### **1.4 Verschleißberechnung: Beitrag zu einem verbesserten Auslegungsprozess**

Die Auslegung von Querschnitten axial bewegter Dichtungen erfolgt üblicherweise für ihre nominellen Abmessungen im Neuzustand. Zusätzlich werden häufig Einflüsse von Toleranzen bei Fertigung und Montage untersucht. Als Auslegungsziel wird dynamische Dichtheit angestrebt, für die die Pressungsverteilung unter den Dichtlippen eine maßgebliche Einflussgröße ist. Diese verändert sich jedoch mit fortschreitendem Verschleiß.

Die Gefahr eines Ausfalls durch Verschleiß wird oft nur aufgrund von Erfahrungen betrachtet. Wurde für einen ähnlichen Betriebsfall schon vorher eine Dichtung aus gleichem Material und mit gleichem Fertigungsverfahren der Gegenfläche eingesetzt und bleibt dann

noch der Schmierstoff unverändert, so ist keine wesentliche Veränderung des Abriebverhaltens zu erwarten.

Beim derzeitigen Stand der Technik wird keine rechnerische Vorhersage des Verschleißprofils einer Dichtung durchgeführt. Verschiedene Gründe tragen dazu bei:

- 1) An Gummidichtungen kann eine Vielzahl von Schäden auftreten, wie Rissbildung, Extrusion, Quellen bzw. Schrumpfung durch Auswaschungsvorgänge in Verbindung mit der Schmierflüssigkeit. Verschleiß der Dichtungen oder ihrer Gegenflächen ist somit nur eine unter vielen Ausfallursachen. Er macht sich erst nach längerer Betriebszeit bemerkbar.
- 2) Wenn eine Dichtung in einem abrasiven Umfeld arbeitet, kann man das Verschleißproblem durch regelmäßigen Austausch von Dichtung und Gegenfläche lösen. Wenn sich Hartstoffpartikel in das weichere Material der Dichtungsfläche einbetten, wird die Stange stärker geschädigt.
- 3) Bei Hydraulikdichtungen verringert sich das Abdichtvermögen allmählich, jedoch tritt kein plötzliches Versagen auf. Geringfügige Leckage über eine längere Betriebszeit fällt im schmutzbeladenen Arbeitsumfeld der Mobilhydraulik nicht auf. Ein geringer Verlust an Hydraulikflüssigkeit bei inzwischen abgeschriebenen Maschinen ist kaum zu bemerken.
- 4) An Pneumatikdichtungen verursacht eine Leckage keine störenden Verschmutzungen, weil sie mit geringen Schmierstoffmengen aus der geölten Druckluft oder ölfrei mit einer einmaligen Montagebefettung arbeiten.
- 5) Die für eine gewählte Materialpaarung vorliegenden Daten reichen oft nicht aus, um den Verschleißfortschritt unter den Betriebsbedingungen verlässlich abzuschätzen.
- 6) Es steht kein systematisches Verfahren zur Verfügung, das eine in die Berechnung eingebundene Verschleißvorhersage durchzuführen gestattet. Ohne ein solches Verfahren ist es mit hohem Aufwand verbunden, verschiedene Lastfälle korrekt in eine Abriebprognose einzubinden und die damit einhergehende Veränderung des Dichtverhaltens zu untersuchen.

Die mangelnde Vorhersage der Verschleißfolgen ist im Lichte der stetig steigenden Erwartungen an die Standzeiten von Maschinenelementen unbefriedigend. Ob sich im Betrieb Probleme aufgrund des Verschleißes ergeben, stellt sich bei der derzeitigen Vorgehensweise erst am Ende längerer Prüfläufe heraus. Zu diesem Zeitpunkt ist der Entwicklungsprozess weit fortgeschritten, und selbst geringfügige Änderungen verursachen hohen Aufwand. In Fällen, die wegen geringer Stückzahlen keinen umfangreichen Prototypen-Testlauf zulassen, wirkt sich das Fehlen einer in die Auslegung integrierten Verschleißvorhersage ebenfalls ungünstig aus.

## 1.5 Bisherige Ansätze zur Verschleißberechnung

In der Mehrzahl der Veröffentlichungen, deren Thema der Verschleiß von Dichtungen ist, stehen Messungen an bestimmten Reibpaarungen im Vordergrund. So steht in [38] die Aufgabe im Vordergrund, für eine gegebene Anwendung eine möglichst langlebige Kombination von Dichtungswerkstoff und Oberfläche des Gegenkörpers zu finden. [11] beschreibt in allgemeiner Form mögliche Verschleißerscheinungen an vielen unterschiedlichen Dichtungsbauarten und nennt verschiedene Maßnahmen, um besser angepasste Lösungen für einzelne Anwendungsfälle zu finden.

Um Methoden zur Bestimmung der Geometrie von verschlissenen Bauteilen zum Vergleich mit dem in dieser Arbeit entwickelten Verfahren heranzuziehen, müssen Verschleißberechnungen aus anderen Fachgebieten berücksichtigt werden.

Eine aus Sicht der Dichtungstechnik exotische Anwendung ist die von Streuber [34] behandelte Erosion der feuerfesten Auskleidung eines Hochofens. Sie ist an dicht aneinanderliegenden Punkten durch Rohrschleifen gekühlt. Wie schnell das Futter durch die feuerflüssige Masse im Ofen abgetragen wird, hängt von der lokalen Temperatur und damit von der Nähe zur nächsten Kühlstelle ab. Da sich das Muster der Kühlkästen über die Wandung regelmäßig wiederholt, genügt zur Berechnung ein kleiner Ausschnitt. Mit einem dreidimensionalen Finite-Elemente-Modell konstanter Netzdichte wird in zahlreichen aufeinanderfolgenden Schritten die Temperaturverteilung im betrachteten Bereich bestimmt und auf dieser Grundlage entschieden, welche der Elemente im folgenden Schritt noch vorhanden und welche bereits zersetzt sind. Es ergibt sich eine stark zerklüftete Oberfläche, in der die nach innen ragenden Kühlkästen schließlich noch von Schutzmaterial umgeben sind und aus der Wand hervorstehende Hügel bilden.

Aus dem FVA-Forschungsvorhaben 209 [43] steht eine Berechnung des Verschleißes von Verzahnungsflanken zur Verfügung, der auch experimentell bestimmt wird. Unter anderem wird die Gleitgeschwindigkeitsverteilung über die Zahnflanke und die daraus resultierende Schmierfilmdicke nach der elastohydrodynamischen Theorie berücksichtigt. Für die Paarung von zwei gehärteten Stahloberflächen erweist sich das Verhalten der Additive im Öl als maßgeblich. Die Bestimmung des Verschleißkennwertes nimmt einen großen Raum ein. Die Vorhersage der veränderten Profilkontur tritt in diesem Vorhaben in den Hintergrund. Messungen der verschlissenen Zahnflanken sind problematisch, da sich starke Riefen bilden.

Auch beim Verschleiß im Rad-Schiene-Kontakt von Eisenbahnen spielen Abplatzer und Fresserscheinungen eine Rolle. Specht [32] setzt für die rechnerische Bestimmung der Verschleißprofile einen gleichmäßigen Verschleiß ohne solche Vorgänge voraus, berücksichtigt aber seine Abhängigkeit von der Belastung und verschiedenen Schlupfgrößen. Um die Beanspruchung realistisch zu ermitteln, wird aus empirisch ermittelten statistischen Kenngrößen für die Verteilung von Gleislagefehlern ein Ersatzmodell für ein reales Gleis gebildet. Die Bewegungen von drei verschiedenen Güterwagen-Drehgestellen bei der Fahrt über

dieses Gleismodell werden mit Mehrkörperdynamik-Rechenmodellen berechnet, welche die Radkräfte und Schlupfgrößen zu festgelegten Zeiten für alle vier Radaufstandspunkte liefert. Die Größe des Aufstandspunktes und die Flächenpressungsverteilung wird mit der Hertz'schen Kontakttheorie bestimmt und der zu erwartende Verschleiß für jeweils 0,5 mm breite Abschnitte entlang der Radkontur aufsummiert. Eine Summation über alle Rechenpunkte und Mittelung über die vier Räder liefert die bei einem gegebenen Profil zu erwartende Verschleißintensität über der Profillinie bei der Fahrt über ein Gleis mit der vorausgesetzten Lagefehler-Verteilung. Es wird angenommen, dass die berechnete Abriebwirkung für einen 1000 km Fahrstrecke entsprechenden Zeitraum unverändert bleibt. Die veränderte Profilkontur nach dieser Betriebsdauer wird bestimmt und dient als Grundlage des nächsten Rechenschrittes. Specht berichtet, dass es zu Fehlern kommt, wenn man größere Fahrstrecken pro Rechenschritt ansetzt. Für die Entwicklung der Radprofile liefert das Verfahren Ergebnisse, die den Einfluss der Drehgestellbauform auf das Verschleißverhalten zu vergleichen gestatten.

Lewis [21] behandelt den Verschleiß von oszillierenden Dichtungen aus PTFE mit Glas- und Bronzefaserverstärkung. Dabei geht es nicht um die Veränderung eines Querschnitts, sondern um die Bestimmung des Verschleißes gegenüber verschiedenen Stahlgegenflächen mit Hilfe eines Stift-Platte-Tribometers. Die damit erhaltenen Ergebnisse werden als vergleichbar mit den Verhältnissen im tatsächlichen Dichtkontakt angesehen, wenn die Oberflächengestalt mit der der Stange übereinstimmt.

Die einzigen bekannten Arbeiten, die sich mit der verschleißbedingten Profiländerung von Dichtungsquerschnitten befassen, stammen von Weber und Haas [44], [45]. Sie berechnen den Abtrag und auch die Flächenpressungsverteilung an PTFE-Manschettendichtungen. Es wird ebenfalls schrittweise vorgegangen. Dabei kommt ein Finite-Elemente-Verfahren aus dem Bereich der Umformtechnik zum Einsatz, das das ursprünglich vorhandene Netz zwischen den einzelnen Rechenschritten an die veränderte Oberfläche anpasst. Ein großer Vorteil dieser Methode besteht darin, dass das plastische Fließen des PTFE-Werkstoffs dargestellt werden kann. Die Dichtungsgegenfläche bleibt unverschlissen. Die Berücksichtigung verschiedener Lastfälle im Verlauf des Bewegungsspiels einer Stangendichtung sowie eine Darstellung sehr weitgehender Konturänderungen durch den Verschleiß dürfte jedoch mit dem gewählten Vorgehen kaum möglich sein.

## 1.6 Zielsetzung

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, den fortschreitenden Verschleiß einer Gummidichtung in die Auslegungsberechnungen zu integrieren, um im Entwicklungsprozess mit möglichst geringem Versuchsaufwand auskommen zu können.

Zur Bestimmung der Verformung der Dichtungen und der Kräfteverhältnisse im Gleitkontakt wird auf die bekannten Methoden der Finite-Elemente-Berechnung zurückgegriffen. Es liegt nahe, die Kontur schrittweise um winzige Verschleißabriebbeträge zu verändern,

um die Verschleißkontur nach längerer Betriebszeit als Endergebnis zahlreicher wiederholter Berechnungsschritte zu erhalten.

Als Beispiel dient eine axial bewegte, fettgeschmierte Pneumatikdichtung. Trotz des unterschiedlichen Druckniveaus gelten für sie die gleichen Berechnungsgrundlagen wie für Hydraulikdichtungen.

Bei allen axial bewegten Dichtungen ist zu berücksichtigen, dass sie im Laufe eines Bewegungsspiels unterschiedlichen Kombinationen von Druckbelastung und Reibkräften ausgesetzt sind. Für die Berechnung soll eine Systematik aufgebaut werden, die die vielen möglichen Belastungsfälle auf eine überschaubare Anzahl reduziert und sie in die Verschleißvorhersage einzubeziehen gestattet.

Die Abriebberechnung basiert auf einem Verschleißkennwert, der den Abrieb des Dichtungswerkstoffes im Mischreibungsgebiet in Verbindung mit dem Schmierstoff und der Beschaffenheit der Oberflächen charakterisiert.

Die Methode zur Bestimmung der Verschleißbeiwerte muss die in der Anwendung herrschenden Verhältnisse ausreichend genau annähern. Sie muss wesentlich weniger Aufwand erfordern als ein Prototypen-Testlauf, und sie sollte sich in kurzer Zeit durchführen lassen. Stehen bereits Versuchsdaten aus Testläufen zur Verfügung, so wird der Verschleißkennwert aus ihnen gewonnen.

Kapitel 2 bis 5 stellen zunächst die Messverfahren zur Untersuchung der im Dichtkontakt auftretenden Kräfte sowie die zur Dichtungsberechnung erforderlichen Rechenverfahren vor. Dabei wird der Einfluss der Pressungsverteilung auf die Schmierfilmdicken im Dichtspalt und auf das Leckageverhalten unter idealisierten Annahmen dargestellt sowie der in diesem Zusammenhang interessante Teil der Finite-Elemente-Methode erläutert.

Um die Durchführbarkeit des umrissenen Verschleißberechnungsverfahrens nachzuweisen und aufzuzeigen, welche Gesichtspunkte im Detail zu berücksichtigen sind, wird sodann ein prototypisches System entwickelt, das den Abrieb im Wechselspiel zwischen einer Finite-Elemente-Berechnung und einer Konturmodifikation simuliert.

Ein Vergleich der Rechenergebnisse mit Verschleißmessungen an zwei DichtungsbaufORMen demonstriert abschließend die praktische Verwendbarkeit des Verfahrens.

## 2 Messungen an Elastomerdichtungen

Unter den Messverfahren, die auf Dichtungen angewendet werden, gehören viele zur Standard-Prüftechnik (Oberflächenmesstechnik, Mikroskopie, Härteprüfung), während andere spezielle Messgeräte und Prüfstände erfordern. Dazu gehören die Messung der Linienbelastung, die eine Dichtlippe auf die Gegenfläche ausübt, Leckage- und Verschleißbestimmung, Konturmessung und Reibkraftmessung im Betrieb sowie Schmierfilmdickenmessungen. Einige der benutzten spezialisierten Verfahren werden nachfolgend mit beispielhaften Messergebnissen dargestellt.

### 2.1 Radialkraftmessverfahren

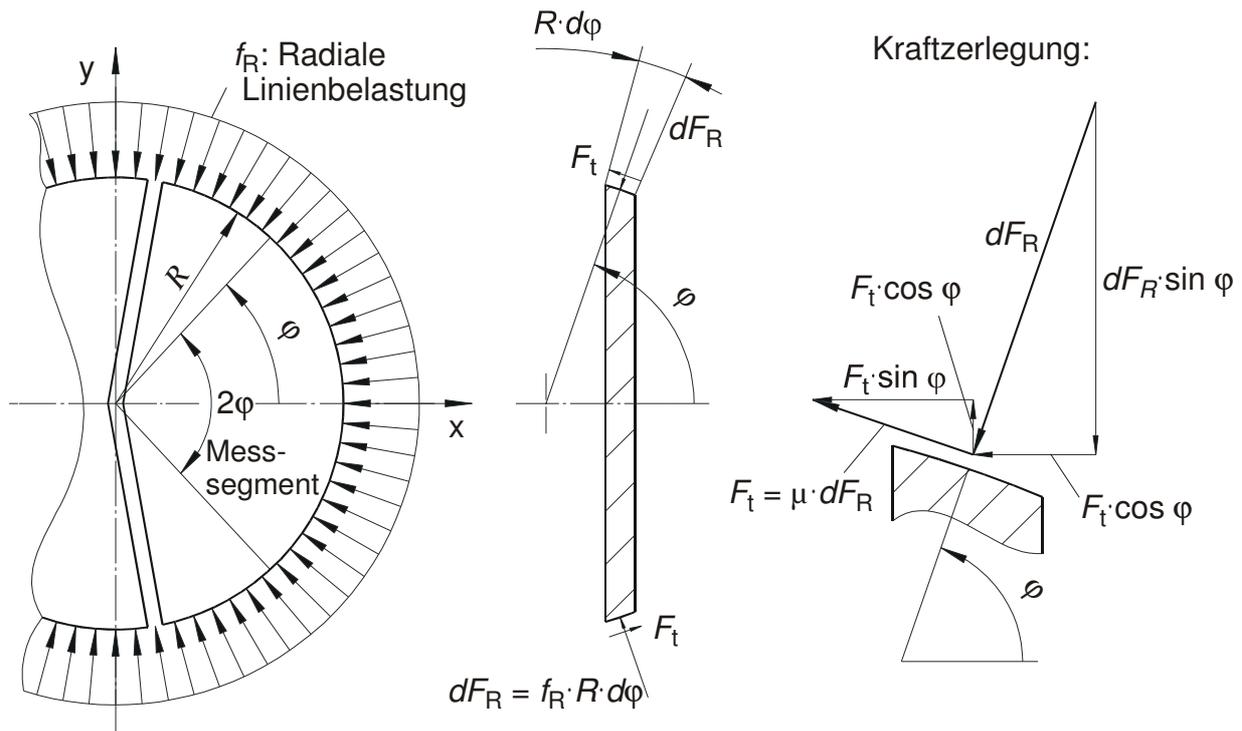
Die Radialkraft einer Dichtung ist als die Gesamtheit der Pressungskräfte definiert, die sie auf ihrem Umfang auf eine Stange bzw. nach außen in eine Bohrung ausübt. Ihre Größe beeinflusst direkt die Reibungsverluste. Ihre Schwankung von einem Dichtungsexemplar zum nächsten ist ein brauchbares Maß für die Qualität der Fertigung. Messungen der Radialkraft erfolgen durch Aufschieben der Dichtung auf einen geteilten Zapfen, wobei die Kraft bestimmt wird, mit der die beiden Zapfensegmente durch die anliegende Dichtlippe gegeneinander gedrückt werden. Dabei dürfen die Segmente nicht oder nur sehr wenig nachgeben, damit das Messergebnis nicht verfälscht wird.

Eine andere Methode besteht darin, dass ein Dichtring auf einen Vollkegel aufgeschoben wird. Aus der Messung der dazu erforderlichen Axialkraft ergibt sich die Dichtkantenpressung, wenn man axiale Reibkräfte durch gleichzeitige langsame Rotation des Kegels ausschließt. Eine detaillierte Diskussion einiger Gerätebauformen ist in [26] und [28] angegeben.

#### 2.1.1 Genormte Radialkraftmessgeräte

Es sind zahlreiche verschiedene Apparaturen zur Erfassung der Radialkraft bekannt, die sich in der Messanordnung und in der Krafterfassung zum Teil stark unterscheiden. Um eine einheitliche Grundlage zu schaffen, definiert DIN 3761 in Teil 9 ein standardisiertes Radialkraftmessgerät, zu dessen Gestaltung sie detaillierte Vorgaben macht. Beispielsweise wird eine einheitliche Aufnahme für Messbacken mit genau definierten Anschlussmaßen und -passungen festgelegt. Die gemessene Kraft muss digital mit einer Ablese- teilung von 0,1 N angezeigt werden, und es darf keine Rolle spielen, wie weit der Dichtring aufgeschoben wird. Auch eine definierte Wartezeit zwischen dem Aufsetzen und der Messung muss sich am Steuergerät einstellen lassen.

Messgeräte nach dieser Norm werden von Prüftechnik-Herstellern angeboten und sind in der Anwendung weit verbreitet, beispielsweise zur Fertigungskontrolle. Sie liefern gut reproduzierbare Ergebnisse, sind in der Standardausführung allerdings in ihren Möglichkeiten beschränkt.



**Abb. 1:** Auf die Sektoren des Radialkraft-Messzapfens wirkende Kräfte

### 2.1.2 Messprinzip

Radialkraftmessgeräte mit geteiltem Messzapfen messen die Kraft, die die aufgeschobene Dichtung auf eines der Zapfensegmente ausübt. Im einfachsten Fall ist der Zapfen durch einen Schlitz in der Mitte in zwei gleich große Hälften geteilt. Wie aus [56] hervorgeht, ist es jedoch zweckmäßig, ein Messsegment zu verwenden, das weniger als einen Halbkreis umfasst. Bei einem hälftig geteilten Zapfen liegen neben dem Teilungsschlitz Abschnitte, deren Pressungsnormalkraft nur eine kleine Komponente in Richtung des Kraftaufnehmers besitzt. Um verfälschende Einflüsse von ruhender Reibung zu eliminieren, wird die Dichtung manchmal nicht nur in axialer Richtung aufgeschoben, sondern zusätzlich gedreht. Dann wirken die in Abb. 1 eingezeichneten tangentialen Reibkräfte auf das Segment ein. Der Reibungskoeffizient ist nicht bekannt, und er ist auch nicht unbedingt auf dem gesamten Umfang der Dichtung gleich. Unterschiede können sich ergeben, wenn die Dichtung zuvor einem Schmierstoff ausgesetzt war, der nicht überall gleich gut entfernt wurde oder wenn ein Trennmittel aus der Fertigung noch auf einem Teil der Oberfläche haftet. In den Randbereichen eines  $180^\circ$ -Segmentes wirken die Tangentialkräfte in Richtung der vom Sensor erfassten Kraftkomponente und können damit Einfluss auf das Messergebnis ausüben. Um diesen Effekt zu reduzieren, bietet sich eine Verkleinerung des Segmentes an.

Andererseits soll die auf den Sensor wirkende Kraft so stark wie möglich sein, so dass ein sehr schmales Segment nicht in Frage kommt. Um ein großes Verhältnis von Nutzsignal zu Störeinflüssen zu erhalten, kann man als Kriterium ansetzen, dass der Kraftbeitrag der

radialen Pressung an seinem Rand nicht kleiner wird als der einer tangentialen Reibkraft. Nach der Abbildung ergibt sich dieser Grenzfall bei dem Winkel  $\varphi_{\max}$ , für den gilt:

$$dF_R \cdot \cos \varphi_{\max} = \mu \cdot dF_R \cdot \sin \varphi_{\max} \quad (2.1)$$

$$\Rightarrow \frac{\sin \varphi_{\max}}{\cos \varphi_{\max}} = \frac{1}{\mu} \quad \text{und damit} \quad \varphi_{\max} = \arctan \frac{1}{\mu} \quad (2.2)$$

Danach ergibt sich für  $\mu = 0,3$  ein Winkel  $\varphi_{\max}$  von  $73^\circ$ , für  $\mu = 0,7$  von  $55^\circ$ . In der Regel ist nicht bekannt, welcher Reibwert ohne Schmierung zwischen der Dichtung und der Zapfenoberfläche herrscht. Das angesetzte Kriterium ist als ein Versuch anzusehen, einen Anhaltspunkt für die Sektorengröße zu gewinnen. Für die Festlegung des Segmentwinkels gibt es einen gewissen Spielraum. Es hat sich als gute Praxis erwiesen, normalerweise  $2\varphi_{\max} = 120^\circ$  zu verwenden. Dies wird auch in [56] als bevorzugter Winkel vorgeschlagen. Bei kleinen Durchmessern wird daneben die wesentlich einfacher herzustellende  $180^\circ$ -Teilung benutzt.

Für die Aufhängung der Messbacke und die Erfassung der vom Radialkraftmessgerät gemessenen Kraft ist eine große Anzahl von Messprinzipien erprobt und veröffentlicht worden. Federwaage, pneumatische Kraftkompensation, piezoelektrische Erfassung und Dehnungsmessstreifen sind eine Auswahl. In jedem Falle muss der Messsektor reibungsarm aufgehängt sein, so dass keine Losbrechreibung auftritt, und er darf nicht so weit nachgeben, dass die Verformung der aufgezogenen Dichtung nicht mehr dem zu vermessenden Aufweitungsdurchmesser entspricht.

DIN 3761 T9 schlägt einen Messaufbau vor, bei dem die bewegliche Messbacke auf einer elastischen Parallelführung aus vier weichen Blattfedern gelagert ist. Die Messkraft wird auf eine steifere Blattfeder übertragen, deren Durchbiegung mit einem Wegmesssystem aufgenommen und ausgewertet wird. Ein am IMKT aufgebautes Messgerät [23] verwendet stattdessen einen speziellen Dehnungsmessstreifen-Aufnehmer (HBM Bauform „U3“, Genauigkeitsklasse 0,2), der nur für Kräfte in einer Richtung empfindlich ist und weder auf Querkräfte noch auf zusätzliche Biegemomente anspricht. Er besitzt einen Messbereich von 500 N, der für die meisten Dichtungen nur zu einem Zehntel ausgenutzt wird. Bei zentrischer Nennbelastung gibt der Aufnehmer um weniger als  $80 \mu\text{m}$  nach, was etwa der Hälfte des in der DIN festgelegten Maximalwertes entspricht.

Die Umrechnung des Kraftmesswertes in die gesamte Radialkraft muss die Sektorengröße berücksichtigen. Die Komponente der Linienbelastung  $f_R$  der Dichtlippe in Richtung des Aufnehmers wird zur Bestimmung der Sensorkraft  $F_s$  von  $-\varphi_{\max}$  bis  $\varphi_{\max}$  integriert:

$$F_s = \int_{-\varphi_{\max}}^{\varphi_{\max}} f_R \cdot \cos \varphi \cdot R d\varphi = \int_{-\varphi_{\max}}^{\varphi_{\max}} \frac{F_R}{2\pi R} \cos \varphi \cdot R d\varphi \quad (2.3)$$

Für  $2\varphi_{\max} = 120^\circ$  folgt daraus:

$$F_R = \frac{2\pi}{\sqrt{3}} F_s = 3,628 \cdot F_s, \quad (2.4)$$

und für  $2\varphi_{\max} = 180^\circ$  ergibt sich der in der DIN 3761 angegebene Wert:

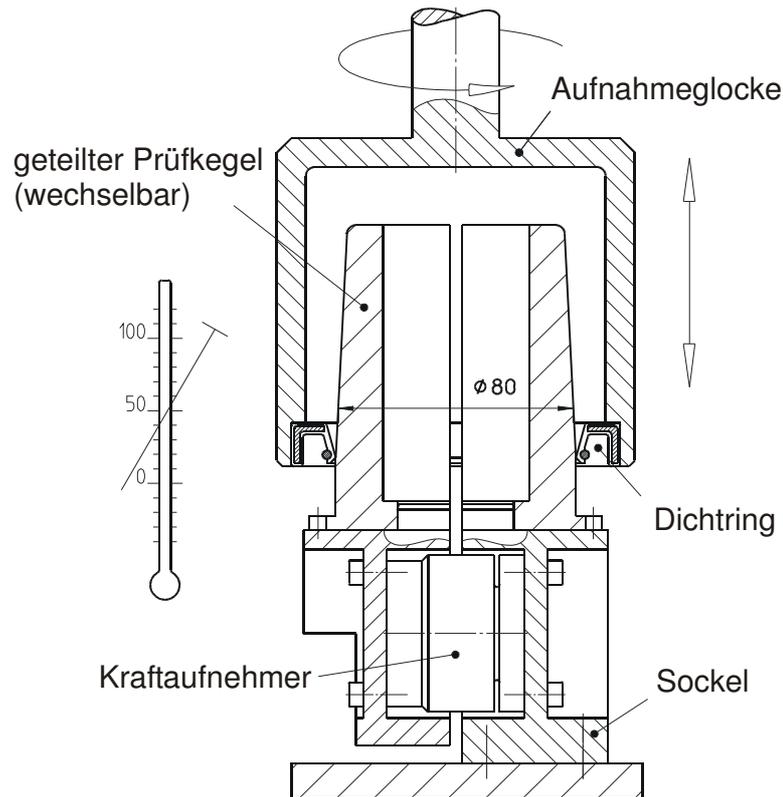
$$F_R = \pi \cdot F_s \quad (2.5)$$

Abb. 2 zeigt die Anordnung schematisch im Schnitt. Die Dichtung sitzt in einer Aufnahmeglocke, die sie von oben über den Messzapfen schiebt. Die Bewegung und Führung der Glocke erfolgt über einen Linearantrieb (Spindeltrieb mit Servomotor), der eine genaue Vorgabe des Verfahrenweges und der Verfahrensgeschwindigkeit ermöglicht. Ein Rechner nimmt die Messwerte auf und steuert auch den Servoregler an, so dass die Messung bis auf das Auswechseln der Dichtringe selbsttätig abläuft.

Um die Radialkraft in Abhängigkeit vom Durchmesser bestimmen zu können, erhalten die Prüfdorne entweder einen kegelförmigen Querschnitt, wie in Abb. 2 eingezeichnet, oder mehrere gegeneinander abgesetzte Durchmesserstufen wie in der Darstellung in Abb. 3. Jede Stufe bietet dem Dichtring eine genau zylindrische Gegenfläche, während der Kontakt und die Verformung beim kegeligen Zapfen etwas von den wirklichen Berührverhältnissen abweichen. Dies hat bei Radialwellendichtringen mit einer Lippe kaum Einfluss auf die Verformung, macht sich aber bei Dichtungen mit Schutzlippe oder bei breiteren Manschetten deutlich bemerkbar. Die axiale Position der Dichtlippe auf einem Kegel muss genau genommen im verformten Zustand festgestellt werden, um die Messwerte dem richtigen Durchmesser zuzuordnen.

Die Zapfen besitzen eine polierte Oberfläche und reichlich bemessene Radien zum Aufschieben des Dichtrings. Die Schlitzkanten sind sorgfältig entgratet und leicht verrundet, damit die Dichtlippen nicht verletzt werden.

Unter den beiden Sockelhälften ist ein weiterer Sensor zur Aufnahme axialer Kräfte eingebaut. Dieser ist in einer aus dünnen, nachgiebigen Stahlringen bestehenden und mit Stellschrauben justierbaren Aufhängebaugruppe untergebracht, mit der die Achse des Prüfzapfens genau zentrisch und winklig unter der Prüfglocke ausgerichtet werden kann. Die gesamte Apparatur ist in der Prüfkammer eines Temperaturschranks untergebracht, um das Temperaturverhalten der Dichtungswerkstoffe untersuchen zu können. Die in Abb. 3



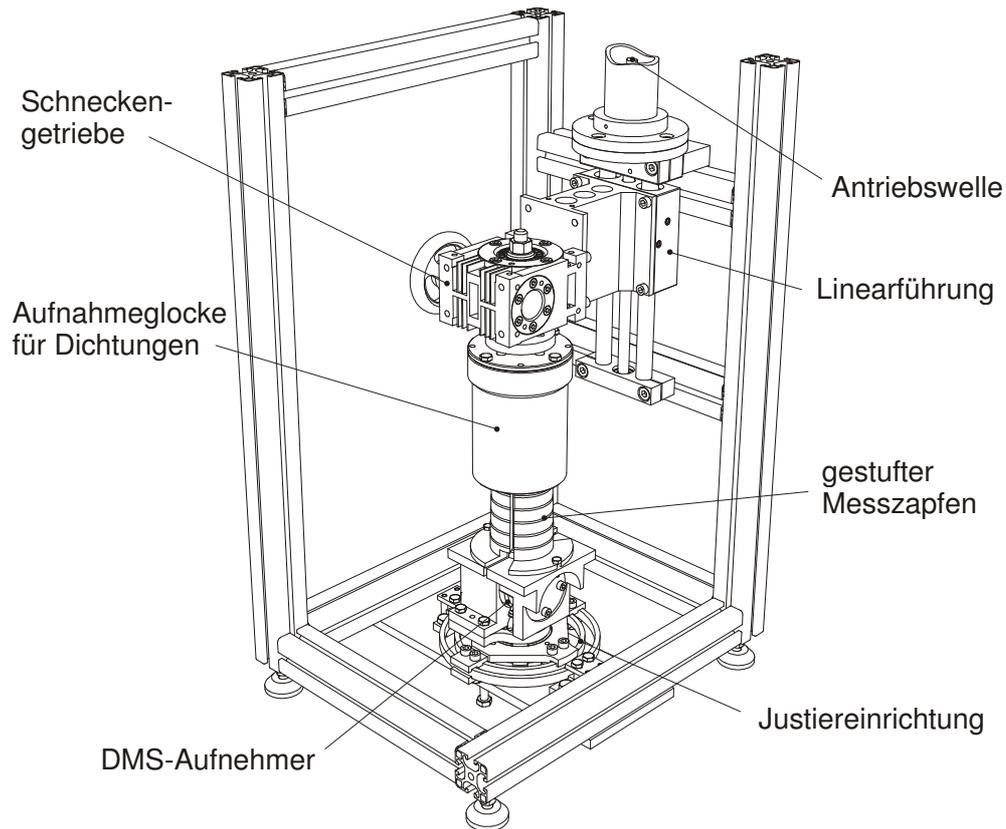
**Abb. 2:** Schnitt des verwendeten Radialkraftmessgeräts

angedeutete Antriebswelle ist durch eine Öffnung der Deckplatte des Schrankes geführt, da der Servomotor nicht den Temperaturunterschieden ausgesetzt werden darf.

Für jede Dichtung ist nicht nur ein Messzapfen von passendem Durchmesser, sondern auch eine Aufnahmhülse oder -glocke erforderlich, in der er zunächst montiert wird. Manche Dichtungen haben keine zur Dichtmanschette konzentrische Aufnahme­fläche. In diesem Falle ist es besser, sie von Hand aufzuschieben als eine komplizierte Aufnahme anzufertigen, in der sie schief und exzentrisch sitzen; nachgiebige Gummit­eile lassen sich schlecht zentrisch klemmen. Durch eine Drehung der Aufnahmeglocke lässt sich zumindest feststellen, wie groß der verfälschende Einfluss einer außermittigen Einspannung auf die gemessene Radialkraft ist.

### 2.1.3 Messablauf

Neben dem Nenndurchmesser erhält der Messdorn so viele Stufen, wie es beim gegebenen Verfahrensweg des Linearantriebes möglich ist, ohne dass die einzelnen Durchmesserbereiche zu schmal für den Dichtring werden. Die Stufendurchmesser werden so festgelegt, dass die Dichtung beim kleinsten Durchmesser ohne Radialkraft anliegt und beim größten noch nicht überdehnt wird. Elastomerwerkstoffe zeigen neben ihrer großen Nachgiebigkeit auch ein ausgeprägtes viskoelastisches Verhalten, das beim Aufschieben auf einen gegebenen Durchmesser anfangs eine hohe Kraftspitze hervorruft, die rasch abfällt und sich einem

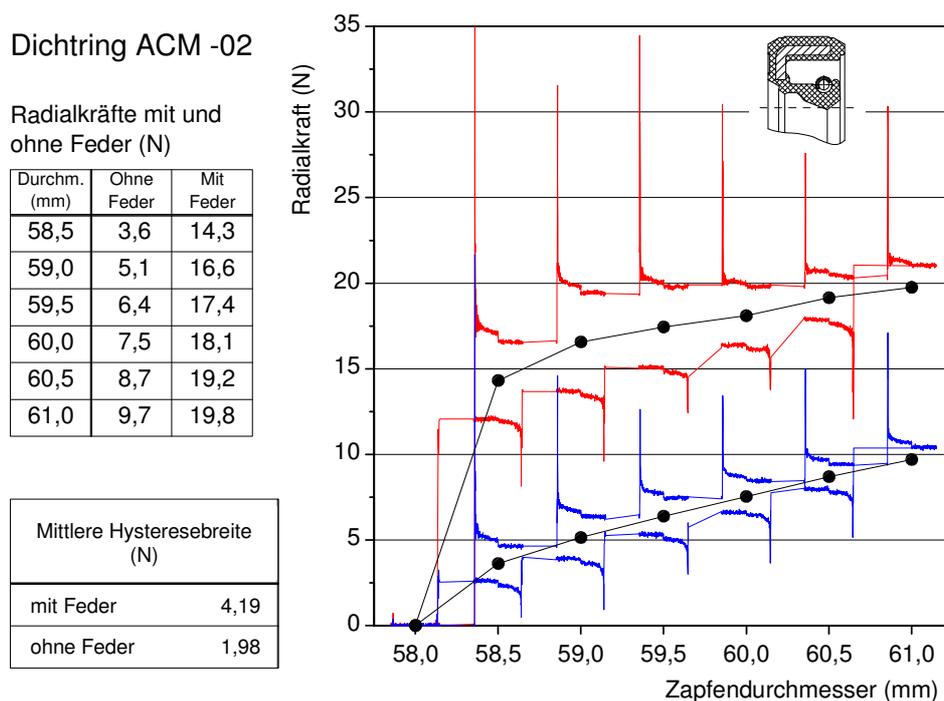


**Abb. 3:** Gesamtansicht des Radialkraftmessgeräts

endgültigen Wert annähert. Daher ist eine gewisse Verweildauer auf jeder Stufe erforderlich. Ihre Festlegung stellt einen Kompromiss zwischen einem ausreichenden Abbau des viskoelastischen Kraftanteils und einer begrenzten Messdauer dar. Es hat sich als zweckmäßig erwiesen, jeweils die Kraft beim Aufschieben auf die nächstgrößere Stufe und am Ende der Messdauer auf diesem Durchmesser durch eine Messung von 10 Sekunden Länge zu erfassen und dazwischen eine Minute zu warten. Bei Messtemperaturen unter  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  verläuft der Abfall wesentlich langsamer. Zum Teil kann dies durch eine Verlängerung der Wartezeit pro Stufe auf fünf Minuten ausgeglichen werden.

Abb. 4 zeigt einen Messschieb für einen Radialwellendichtring des Herstellers Freudenberg. Der Werkstoff trägt die Firmenbezeichnung „70 ACM 121433“ (Acrylatgummi mit einer Nennhärte von 70 Shore A). Die Dichtung ist für 60 mm Wellendurchmesser ausgelegt, der Außendurchmesser beträgt 75 mm und die axiale Baulänge 8 mm. Der im Diagramm abgebildete Querschnitt gibt die Zeichnungssollkontur wieder, die einem Katalogmuster mit der Bezeichnung „BAU4X2“ entspricht. Es wird zweimal nacheinander bei Raumtemperatur gemessen, beim zweiten Mal ohne Schnurfeder.

In dieser grafischen Darstellung ist die Wartezeit von einer Minute zwischen den ersten zehn Sekunden und der eigentlichen Zehn-Sekunden-Messung nicht dargestellt. Der zeitli-

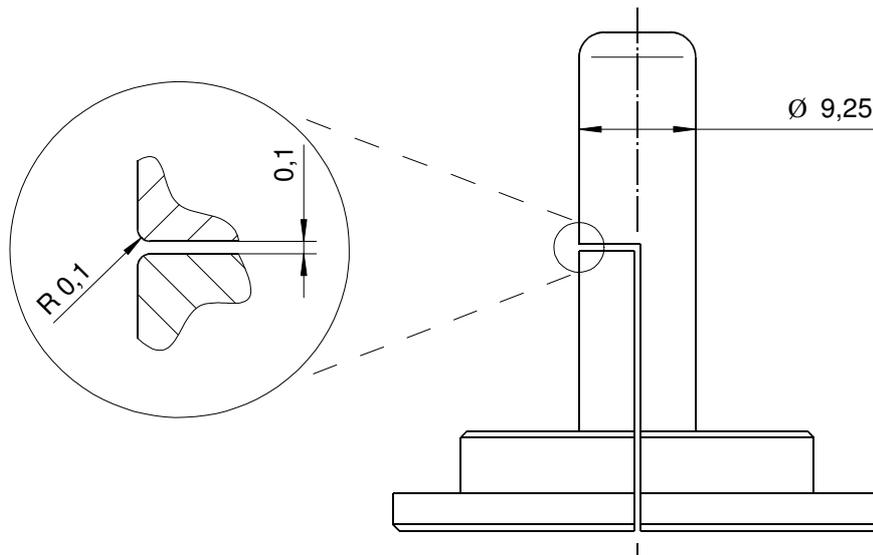


**Abb. 4:** Radialkraft-Messschrieb eines Radialwellendichtrings mit und ohne Schnurfeder

Der Verlauf ist zusammengedrängt dargestellt, um über dem jeweiligen Zapfendurchmesser in das Diagramm zu passen.

Bei jeder Messung wird die Dichtung stufenweise bis zum größten Durchmesser geschoben und mit ebenso langen Wartezeiten pro Stufe wieder heruntergezogen. Beim Herunterziehen auf einen kleineren Durchmesser nimmt die Radialkraft anfangs plötzlich ab und baut sich durch das Zusammenziehen des Dichtrings wieder auf. Bei einem Messdorn mit sieben Stufen dauert ein solcher Messdurchgang 15 Minuten, einschließlich der Wartezeiten sowie je einer kurzen Messung vorher und nachher, die mit nicht aufgeschobener Dichtlippe durchgeführt werden, um einen eventuellen Offset des Messverstärkers berichtigen zu können. Die Messung ohne Feder dauert noch einmal so lange.

Als Radialkraft-Messwert wird für jede Stufe schließlich der Mittelwert der nach einer Minute beim Hinaufschieben und Herunterziehen gemessenen Kräfte betrachtet. Dies stellt eine Abweichung von der einzelnen Messung mit einem genormten Radialkraftmessgerät dar, dürfte aber der nach Montage einer neuen Dichtung und durch die Bewegungen und Erschütterungen im Betrieb tatsächlich entstehenden Radialkraft näher kommen als das genormte Messergebnis.



**Abb. 5:** Messzapfenpaar mit axialem Teilungsschlitz

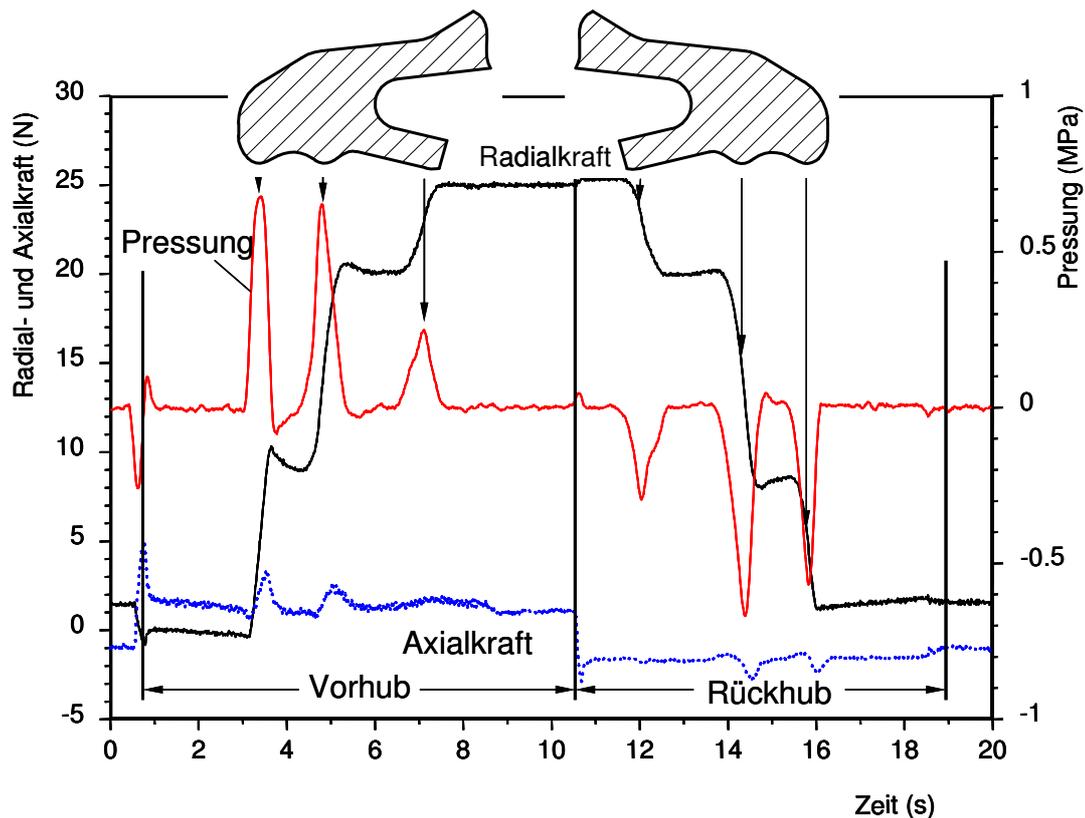
Zur Auswertung dieser Messreihe ist in Abb. 4 zusätzlich eine „mittlere Hysteresebreite“ angegeben. Dies ist das arithmetische Mittel der Unterschiede zwischen den Radialkräften beim Aufschieben und Herunterziehen. Durch Reibung zwischen den Windungen der Wurmfeder und der Gummilippe ist dieser Wert bei der Messung mit Feder erhöht.

## 2.2 Messung der Pressungsverteilung

Während das Radialkraftmessgerät in seiner Grundauführung die gesamte Radialkraft einer Dichtung anzeigt, ist die Verteilung der Anpresskräfte unter der Dichtlippe für das Funktionsverhalten von besonderer Bedeutung. Um sie zu ermitteln, wird ein spezielles Messbackenpaar verwendet, das in Abb. 5 für einen Dichtungsdurchmesser von 9,25 mm dargestellt ist.

Die Dichtungsmanschette befindet sich zu Beginn der Messung auf dem oberen, ungeteilten Abschnitt und wird mit konstanter Verfahrensgeschwindigkeit  $v$  über den Schlitz hinweg auf die geteilte Partie aufgeschoben („Vorhub“). Nach einer kurzen Pause kehrt man die Verfahrrichtung um („Rückhub“). Das Messverfahren entspricht dem in [16] für eine PTFE-Dichtmanschette angegebenen. Die Pressungsverteilung ergibt sich durch Differenzieren der auf den Umfang bezogenen Radialkraft nach dem Verschiebeweg. Da der Weg bei der verwendeten Apparatur nicht gemessen wird, sondern nur der Servoregler eine konstante Geschwindigkeit vorgibt, wird stattdessen nach der Zeit differenziert und durch die Geschwindigkeit geteilt:

$$p(x) = \frac{dF_R}{dt} \cdot \frac{dt}{dx} \cdot \frac{1}{U} = \frac{dF_R}{dt} \cdot \frac{1}{vU} \quad \text{mit dem Umfang } U = 2\pi R. \quad (2.6)$$



**Abb. 6:** Radialkraftmessung mit axialem Schlitz und daraus abgeleitete Pressungsverteilung. Der Dichtungsquerschnitt ist schematisch angedeutet.

Abb. 6 zeigt eine solche Messung an einer Dichtung mit drei Lippen und verhältnismäßig breiten Kontaktzonen. Die Kraftbeiträge der Lippen sind stufenartig im Messschrieb zu erkennen. Messzapfen und die Dichtung sind mit Fett bestrichen, damit nur geringe axiale Reibkräfte auftreten. Die Dichtung wird mit einer Geschwindigkeit von 1,35 mm/s auf dem Messzapfen zunächst hinunter und dann wieder hinauf bewegt. Die gesamte Radialkraft von 25 N besteht aus 9 N für die erste, 11 für die mittlere und 5 für die selbstunterstützende Lippe. Die Belastung der ersten Lippe ist wegen der Reibkräfte im Rückhub etwas geringer.

Die als Pressung bezeichnete Kurve ist gemäß Gleichungen (2.4) und (2.6) die auf den Umfang bezogene Ableitung des Radialkraftverlaufes, wobei vor und nach dem Differenzieren geglättet wird. Sie ändert in der zweiten Diagrammhälfte ebenso wie die Gleitgeschwindigkeit das Vorzeichen. Die gleichzeitig erfasste Axialkraft ist insgesamt gering und zeigt nur dann Schwankungen, wenn gerade eine Dichtlippe über den Messschlitz gleitet.

### 2.3 Querschnittsmessung

Bei den Fertigungsprozessen von Gummidichtungen sind Toleranzen zu berücksichtigen, die zu Abweichungen gegenüber der Sollkontur führen. Gründe dafür sind zum Beispiel das Schrumpfen des Materials bei der Abkühlung, wenn dies bei der Herstellung der

Werkzeugkontur nicht ausreichend berücksichtigt wurde, oder unzureichend abgeschlossene Vulkanisation und Verbiegen beim Ausformen.

Daher ist es nötig, die Kontur eines fertigen Teils genau nachzumessen, um sie mit den Sollvorgaben der Zeichnung vergleichen zu können. Manchmal liegt zu einer Dichtung, die untersucht werden soll, gar keine Zeichnung vor. Dann werden die vom vorliegenden Teil abgegriffenen Abmessungen auch für eine numerische Berechnung benötigt. Ein weiterer Grund für die Konturbestimmung ist die Erfassung des Verschleißes, der in den Kontaktzonen einer Dichtung auftritt. In diesem Fall darf der Dichtring vor der Verschleißbeanspruchung nicht zerstört werden.

Grundsätzlich kommen zwei Verfahren in Frage: das Einbetten der Dichtung in eine Vergussmasse und anschließende Schliffbilderstellung sowie das Abtasten des Profils mit einem Tastschnittgerät.

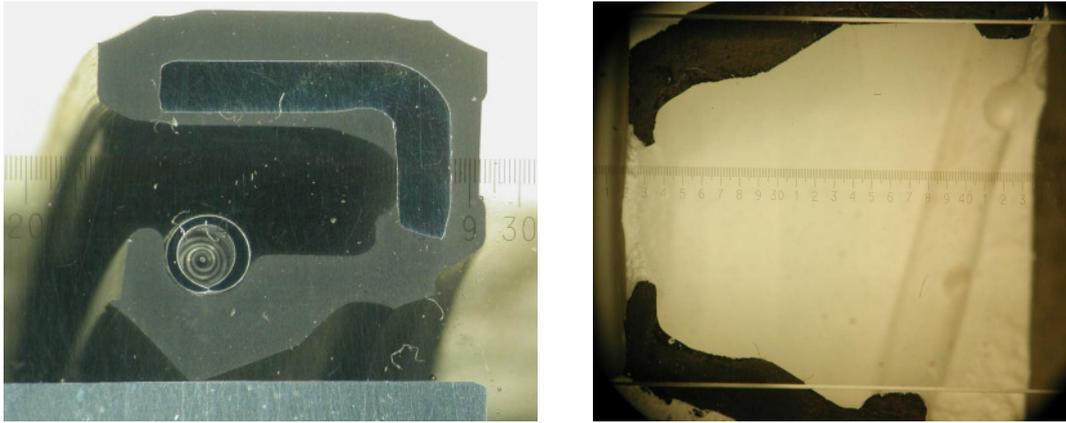
### 2.3.1 Schliffbilderstellung

Ein speziell für Radialwellendichtringe vorgesehenes Verfahren zur Schliffbilderstellung gibt DIN 3761 [49] an. Diese verhältnismäßig aufwändige Methode verlangt die Herstellung von Aluminium-Gießformen, die im Wesentlichen den Umbauteilen des Dichtrings entsprechen. Der Dichtring wird darin mit einem schrumpfungsaarmen Epoxidharz-Einbettmittel vergossen, nach dem Aushärten zerschnitten und in der Schnittfläche feingeschliffen und poliert. Die Schriffe werden dann entweder direkt unter dem Mikroskop ausgemessen, oder das Mikroskopbild wird fotografisch festgehalten und nachträglich ausgewertet.

Für die meisten Dichtungen ist die präzise Halterung nach DIN entbehrlich, jedoch ist beim Einbetten von Gummiteilen allgemein zu beachten, dass sie nicht gequetscht oder zum Beispiel bei großen, dünnwandigen Teilen durch das Eigengewicht vorverformt werden. Außerdem sollten die Oberflächen von Trennmittel gereinigt werden, das aus der Herstellung der Dichtung stammt, damit die Vergussmasse gut an der Oberfläche haftet. Sonst bilden sich beim Schleifen leicht Spalte, in denen sich Schleifstaub sammelt. Diese Staubreste können das Gummimaterial beiseite quetschen und dadurch die gemessene Kontur verfälschen.

Der Schliff sollte den Dichtring möglichst genau mittig schneiden. Dies ist in der Praxis kaum zu erreichen, da man den fertig vergossenen Block von Hand zersägt und auch von Hand auf die Schleif- und Polierscheiben drückt. Es ist nicht genau abschätzbar, welche Schichtdicke man beim Schleifen abtragen muss, um alle Sägeriefen auszuwetzen, daher wird nur nach Augenmaß ein etwas außermittiger Schnitt geführt, um nach dem Schleifen eine fast genau 180° bildende Hälfte zu erhalten. Eine transparente Vergussmasse ist dabei eine große Hilfe.

Zum Schleifen hat es sich bewährt, erst mit SiC-Schleifpapier in den Körnungen 180, 500 und 1200 mit reichlich Wasserkühlung planzuschleifen, wobei in jedem Schleifgang min-



**Abb. 7:** Schliffbild eines Radialwellendichtrings und zerschnittener Gipsabdruck der Außenkontur einer Membrandichtung, jeweils mit Glasmaßstab mit Millimeterteilung

destens die Riefen aus dem vorherigen Arbeitsgang abgetragen werden, und schließlich mit Diamant-Emulsion der Korngrößen 6  $\mu\text{m}$  und 3  $\mu\text{m}$  auf einer Stoffscheibe nachzupolieren.

Die Schnittfläche liegt also zum einen radial nicht genau in der Dichtungsachse, zum anderen kann auch noch eine Verkipfung aus der achsparallelen Richtung heraus vorliegen. Somit erscheint der Querschnitt sowohl axial als auch radial leicht vergrößert.

Eine perspektivische Verkürzung in einer Richtung tritt darüber hinaus auf, wenn das Mikroskop beim Fotografieren nicht genau senkrecht über der Schnittebene liegt. Dieser Fehler lässt sich allerdings schon mit dem Augenmaß genügend genau beseitigen.

Schließlich treten noch Abbildungsfehler (Verzeichnungen) der Optik auf. Man kann sie beispielsweise durch die Aufnahme eines Rechteckgitters ermitteln. Sind sie genügend gering, kann auf eine nachträgliche Korrektur verzichtet werden. Eine weitere Möglichkeit ist die Aufnahme des Schliffbildes mit einem praktisch verzerrungsfrei arbeitenden Scanner. Dieser besitzt zwar eine schlechtere Auflösung als das Mikroskop, ein Scan mit einer Auflösung von 3600 dpi reicht für den Abgriff der meisten Dichtungskonturen jedoch vollkommen aus.

Eine wesentliche Rolle spielt der genaue Abbildungsmaßstab. Zum einen ist es möglich, die Vergrößerungen von Mikroskopobjektiv, Zoomstufe und Okular zu multiplizieren und auf diese Weise einzelne Maße mit der Strichplatte des Okulars zu erfassen. Dabei vergrößert oder verkleinert sich der Maßstab aber schon mit einer leichten Veränderung der Schärfeeinstellung. Daher ist es besser, einen Glasmaßstab direkt auf die Schnittfläche zu legen und zusammen mit ihr zu fotografieren.

In Abb. 7 ist ein auf diese Weise hergestelltes Foto von einem Dichtungsquerschnitt gezeigt. Es handelt sich wiederum um den Radialwellendichtring BAU4X2 aus HNBR, der im verformten Zustand und mit der Wurmfeder zusammen eingepreßt wurde. Die Teilung des Glasmaßstabes ist in mm beschriftet. Als Ausgangspunkt für die spätere Berechnung werden unverformt eingebettete Querschnitte benutzt. Dazu liest man das Foto in ein ge-

eignetes CAD-System ein, zeichnet den Querschnitt als Liniengrafik darüber und skaliert ihn entsprechend dem Maßstab.

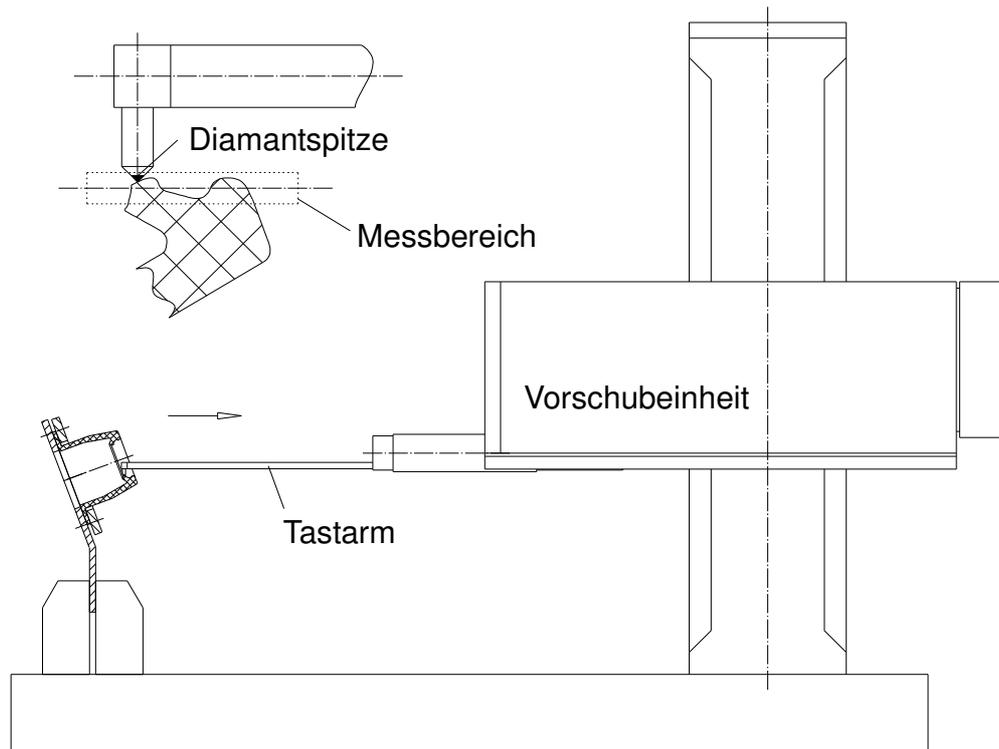
Der Dichtring wird bei der Schliffbilderstellung zerstört. Dies lässt sich nach der DIN vermeiden, indem man als Vergussmasse Silikonkautschuk verwendet, aus dem sich das eingeformte Bauteil wieder lösen lässt. Der Silikonabdruck wird dann wiederum eingebettet und zerschnitten. Für manche Anwendungen lässt sich auch Gips sehr gut verwenden. Das spröde Material wird mit einem Sägeschlitz von außen versehen, ohne die Dichtung dabei anzuschneiden, und dann auseinergebrochen. Eine Einbettung des Gipsabdrucks in Kunstharz ist nur für sehr feine Konturen nötig, normalerweise kann er direkt angeschliffen werden. Die wie in Abb. 7 geschwärzte Schnittfläche ergibt einen guten Kontrast im Foto. Außen- und Innenkontur der Dichtung werden gesondert abgeformt und zerschnitten, und nachträglich setzt man die Konturen zusammen. Im Bild ist nur der Abdruck einer Außenkontur der Dichtmanschette dargestellt, deren gemessene Pressungsverteilung Abb. 6 zeigt.

An dieser Stelle soll erwähnt werden, dass Geräte für eine automatische Schliffbilderstellung auf dem Markt sind, die für die Fertigungskontrolle von Kunststoffspritzgussteilen eingesetzt werden. Die Probe wird mit einem Vakuumeinbettverfahren eingebettet und von einem Fräskopf in dünnen Schichten abgetragen. Nach jedem Fräsvorgang nimmt eine Kamera ein Bild des Querschnitts auf, das mittels Bildverarbeitung in eine Schnittkontur verwandelt wird. Die Serie von Schnittkonturen liefert eine dreidimensionale Punktwolke, durch die mit CAD-Freifformflächen ein Näherungskörper gelegt wird. Durch Drehen und Verschieben wird eine möglichst gute Übereinstimmung mit der im CAD-System vorliegenden Sollform zu erreichen versucht. Wenn dieses „umgekehrte Rapid Prototyping“ fehlerfrei arbeitet, liefert es eine Darstellung der Abweichungen von der Sollgestalt als Farbverteilung auf der Oberfläche des CAD-Modells. Voraussetzung sind ein guter Kontrast zwischen Probenwerkstoff und Einbettmasse sowie ein sauberes Erscheinungsbild der Schnittfläche, das bei Gummitteilen mit einem Fräsverfahren nicht zu erreichen sein dürfte.

### **2.3.2 Abtastung der Dichtungskontur**

Für die Bestimmung des Verschleißfortschrittes ist die Messung auf dem Tastschnittgerät die bevorzugte Methode, bei der ebenfalls eine Zerstörung der Probe vermieden wird.

Dabei wird ein normales Rauheitsmessgerät wie in Abb. 8 verwendet. Der Messtaster wird langsam über die Probe gezogen. Nachteilig ist, dass solche Messgeräte nur einen schmalen Messbereich besitzen, z. B. Tasternulllage  $\pm 500 \mu\text{m}$ . Tiefe Einschnitte im Dichtungsprofil sind daher nicht auszuloten, so dass für eine vollständige Bestimmung der Kontur zwecks Eingabe in ein Berechnungsprogramm keine ausreichenden Daten vorliegen. Andererseits stehen die eigentlichen Dichtlippen, an denen der Verschleiß stattfindet, auch im entspannten Zustand der Dichtung deutlich hervor und können an diesen Stellen exakt abgetastet werden.



**Abb. 8:** Konturermittlung mit dem Tastschnittgerät

Wie die Abbildung verdeutlicht, ist manchmal eine sorgfältige Ausrichtung des Dichtrings erforderlich, um den interessierenden Konturbereich im Messbereich erfassen zu können.

Durch die Gestalt des Messtasters entsteht noch eine weitere Einschränkung. Die Tastnadel hat die Form eines  $90^\circ$ -Kegels, damit der Diamant an ihrer Spitze auf einem breiten Stumpf aufgeklebt werden kann. Dadurch werden aber auch Abschnitte des Profils, die eine Neigung steiler als  $45^\circ$  gegenüber der Vorschubrichtung besitzen, nicht genau abgetastet. Dies ist bei der Auswertung eines Profilschriebes zu berücksichtigen. Die gewohnten Oberflächenmessschriebe täuschen in dieser Hinsicht, weil die Höhenkoordinate darin stark überhöht dargestellt ist.

Um auch steilere Profilflanken abzutasten, gibt es Taster ohne Diamantspitze, die einer schräg angespitzten Zirkelmine ähneln. Diese gleiten allerdings nicht so leicht über höhere Profilinebenheiten hinweg, sondern neigen dazu, sich in der Kontur zu verhaken.

### 3 Grundlagen der Dichtungsauslegung

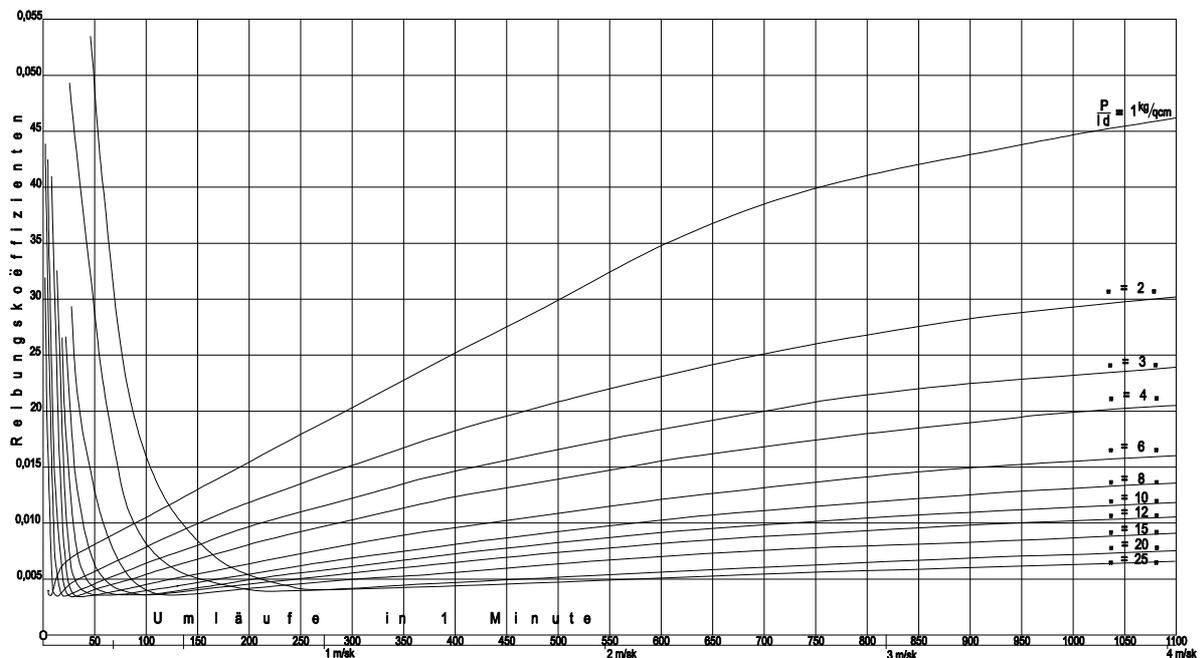
In diesem Kapitel werden theoretische Grundlagen der Dichtungsauslegung vorgestellt. Der Aufbau des Schmierfilms und die Filmdicke werden zuerst behandelt. Das Ergebnis der für Gummidichtungen maßgeblichen inversen hydrodynamischen Schmierungstheorie ist, dass der Gradient der Flächenpressung unter der Lippe die Abstreifwirkung bestimmt. Die Voraussetzungen der Theorie sind für reale Oberflächen nicht exakt erfüllt, da sie immer eine Rauheit in der Größenordnung der theoretisch berechneten Schmierfilmdicke besitzen.

Daneben existieren Theorien, die einen Zusammenhang zwischen der Oberflächenrauheit und der Leckagemenge eines Dichtkontaktes herzustellen versuchen. Es wird auf die Perkolationsstheorie eingegangen und zum Vergleich ein empirisches Verfahren beschrieben, mit dem aus dem Vergleich von Messungen und berechneten Kontaktpressungen ein zur rechnerischen Auslegung brauchbarer Wert für die Pressung bestimmt werden kann, die unter einer Dichtlippe aufrecht erhalten werden muss.

#### 3.1 Schmierstoffströmung im Dichtspalt

##### 3.1.1 Aufbau eines Schmierfilms

Beginnen sich die Oberflächen einer Dichtung und die Gegenfläche relativ zueinander zu



**Abb. 9:** Reibwerte eines Gleitlagers über der Gleitgeschwindigkeit bei verschiedenen Belastungen. Wiedergabe eines 1902 von Stribeck veröffentlichten Diagramms

bewegen, müssen zunächst Adhäsionskräfte und sich miteinander verzahnende und verklammernde Rauheitserhebungen der Oberflächen überwunden werden, die sogenannte Losbrechreibung. Die Reibkraft nimmt ab, sobald die Gleitgeschwindigkeit so groß ist, dass sich neue Adhäsionsbindungen und Verklammerungen nicht ebenso schnell wieder aufbauen können, wie die bestehenden zerbrechen. Dies ist schon bei sehr langsamer Relativbewegung (Bruchteilen von mm in der Sekunde) gegeben.

Ist ein ausreichendes Angebot eines Schmierstoffes vorhanden, so beginnen die Rauheitserhebungen mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit Schmierkeile zu bilden, so dass sich der Anteil an Festkörperkontakten verringert. Sobald die durchschnittliche Schmierfilmdicke größer ist als die Rauheitserhebungen – dieser Zustand ist am leichtesten durch makroskopische Schmierkeile zu erreichen – liegt eine vollständige Trennung der Oberflächen vor. Gleitreibung kommt nun nur noch durch die Scherung des Schmierstoffes zustande. Gleichzeitig wird an diesem „Ausklinkpunkt“ der Reibkraft-Geschwindigkeitskurve ein Minimum der Reibkräfte erreicht, denn mit weiter steigender Gleitgeschwindigkeit erhöht sich das Schergefälle im Schmierpalt, und damit nehmen die Scherkräfte zu. Weil die Bauteile und der Schmierstoff sich durch die zunehmende Reibleistung erwärmen, nimmt die Zähigkeit ab und der Reibwert steigt schwächer als linear mit der Geschwindigkeit.

Die überlagerte Kurve aus abnehmender Reibung im Mischreibungsgebiet und zunehmender Reibung im Gebiet des voll ausgebildeten hydrodynamischen Tragens ab dem Ausklinkpunkt wird als Stribeck-Kurve bezeichnet. Eines der Diagramme aus [35] zeigt eine an einem Gleitlager mit 70 mm Durchmesser erhaltene Kurvenschar bei verschiedenen Belastungen (Abb. 9).

### 3.1.2 Schmierungsverhältnisse unter Gummidichtlippen

Bei zwei miteinander in Kontakt stehenden Bauteilen, die sich gegeneinander bewegen, gibt es verschiedene Fälle [5], die eine unterschiedliche Berechnung verlangen, je nachdem, wie dick der Schmierfilm im Verhältnis zu den Verformungen der Gleitpartner ist:

- 1) Die Gleitpartner sind steif genug, um sie als starr anzunehmen. Dies ist die in der klassischen Theorie der Radialgleitlager angenommene Voraussetzung, die für massive Wellen und Lagerschalen in guter Näherung gilt. Die Form und Höhe des Schmierpaltens ist durch die Verlagerung des Wellenmittelpunktes als Ausgangspunkt der Berechnung vollkommen festgelegt, die Pressungsverteilung im Schmierfilm muss bestimmt werden.
- 2) Die Verformung der Kontaktpartner und die Schmierfilmdicke sind von ähnlicher Größe. Weder die Spalthöhe noch die Pressungsverteilung ist bekannt. Es liegt elastohydrodynamische Schmierung vor.
- 3) Die Verformung zumindest eines der Partner im Kontakt ist wesentlich größer als die Schmierfilmdicke, deren Einfluss auf die Pressungsverteilung damit vernachlässigt werden kann.

siget werden kann. Dies wird als inverses Problem der hydrodynamischen Schmierung bezeichnet. Von einer bekannten Pressungsverteilung ausgehend wird die Schmierfilmhöhe gesucht.

Für die Berechnung von Gummidichtlippen sind die in der inversen hydrodynamischen Theorie vorausgesetzten Bedingungen sehr gut erfüllt. Gummi ist gegenüber Metallen als Gleitpartnern und auch im Vergleich mit gelegentlich verwendeten Kunststoffgegenflächen so viel nachgiebiger, dass die Verformung des Kontaktpartners vernachlässigt werden kann. Schmierfilme, die sich dazwischen aufbauen, erreichen wenige  $\mu\text{m}$  Dicke. Um das Pressungsprofil im Kontakt merklich zu verändern, sind aber Verschiebungen (oder Verschleißabtragsdicken) in der Größenordnung von einigen zehn  $\mu\text{m}$  erforderlich.

### 3.1.3 Inverse hydrodynamische Schmiertheorie

Die Herleitung der Theorie ist z. B. in [25] in allen Einzelheiten dargestellt, an dieser Stelle sollen nur die für Stangendichtungen wesentlichen Beziehungen und Annahmen wiedergegeben und erläutert werden.

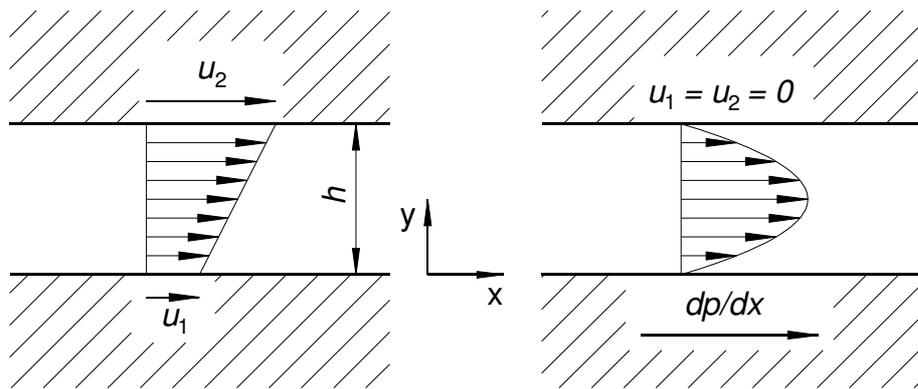
Für die folgenden Betrachtungen wird vorausgesetzt, dass ein in einem Spalt strömendes Fluid inkompressibel ist und die vom Schergefälle unabhängige dynamische Zähigkeit  $\eta$  besitzt. Im gesamten Dichtspalt wird eine gleichmäßige Betriebstemperatur angenommen, so dass die Abnahme der Zähigkeit mit steigender Temperatur nicht berücksichtigt zu werden braucht. Diese Annahme ist bei Stangendichtungen in guter Näherung erfüllt, weil der Schmierfilm rasch genug durch den Kontakt geschleppt wird und sich nicht wesentlich erwärmen kann. Auch die Dichtungsgegenfläche mit ihrer viel höheren Wärmekapazität sorgt für eine gleichmäßige Betriebstemperatur. Bei rotierenden Dichtungen hingegen entstehen hohe Übertemperaturen unter den Dichtlippen.

Grundsätzlich nimmt die Viskosität des Schmierstoffs mit dem Druck zu. Dieser Effekt kann vernachlässigt werden, da er nur für hohe Hertz'sche Pressungen im Kontakt eine Rolle spielt.

Eine Unterscheidung zwischen turbulenter und laminarer Strömung braucht für Dichtungsspalte ebenfalls nicht berücksichtigt zu werden, da die Zähigkeitskräfte wegen der geringen Spalthöhen um Größenordnungen höher sind als die Trägheitskräfte.

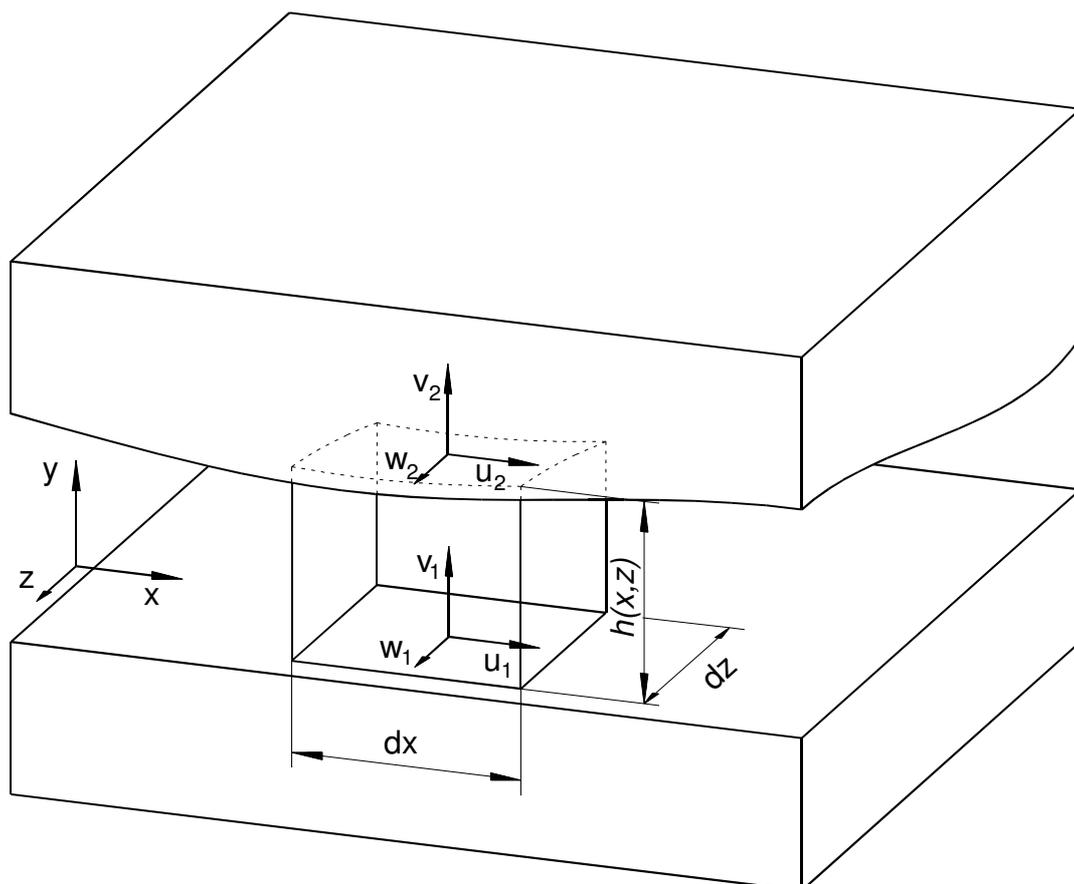
Abb. 10 zeigt zwei unterschiedliche Strömungszustände in einem Spalt konstanter Höhe: zum einen eine reine Scherströmung ohne Druckgefälle. Die Flächen bewegen sich mit den Geschwindigkeiten  $u_1$  und  $u_2$ . An beiden Flächen gilt die Haftbedingung, und dazwischen stellt sich in der Flüssigkeit die eingezeichnete lineare Geschwindigkeitsverteilung ein. Der auf die Spaltbreite  $b$  bezogene Volumenstrom durch einen Spalt der Höhe  $h$  ist

$$\dot{q} = h \frac{u_1 + u_2}{2} . \quad (3.1)$$



**Abb. 10:** Reine Schleppströmung und reine Druckströmung

Der zweite Zustand ist eine reine Druckströmung mit unbewegten Grenzflächen und einem vorgegebenen Pressungsgradienten. Wieder gelten die Haftbedingungen, und es stellt sich eine parabolische Geschwindigkeitsverteilung ein:



**Abb. 11:** Volumenelement im Schmierfilm

$$u(y) = y \cdot (h - y) \cdot \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} = (-y^2 + hy) \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x}. \quad (3.2)$$

Daraus folgt der Volumenstrom als Integral der Geschwindigkeit über den Spaltquerschnitt:

$$\dot{q} = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \int_0^h (-y^2 + hy) dy = \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x}. \quad (3.3)$$

Diese beiden Strömungszustände können sich überlagern. Betrachtet man allgemeiner, wie in Abb. 11 dargestellt, ein Volumenelement im Spalt, dessen ideal glatte Berandungsflächen sich mit den Geschwindigkeiten  $u_1, v_1, w_1$  und  $u_2, v_2, w_2$  bewegen, so kommt noch ein Quetschströmungsanteil hinzu. Da die Flüssigkeit, wie vorausgesetzt, inkompressibel ist, muss die Strömung für ein solches Volumenelement quellfrei sein. Die Kontinuitätsgleichung lässt sich daher schreiben als

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right)}_{\text{Druckströmungsterme}} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left( h \frac{u_1 + u_2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h \frac{w_1 + w_2}{2} \right)}_{\text{Scherströmungsterme}} - \underbrace{u_2 \frac{\partial h}{\partial x} - w_2 \frac{\partial h}{\partial z}}_{\text{veränderliche Spalthöhe}} + \underbrace{v_2 - v_1}_{\text{Quetschanteil}} \quad (3.4)$$

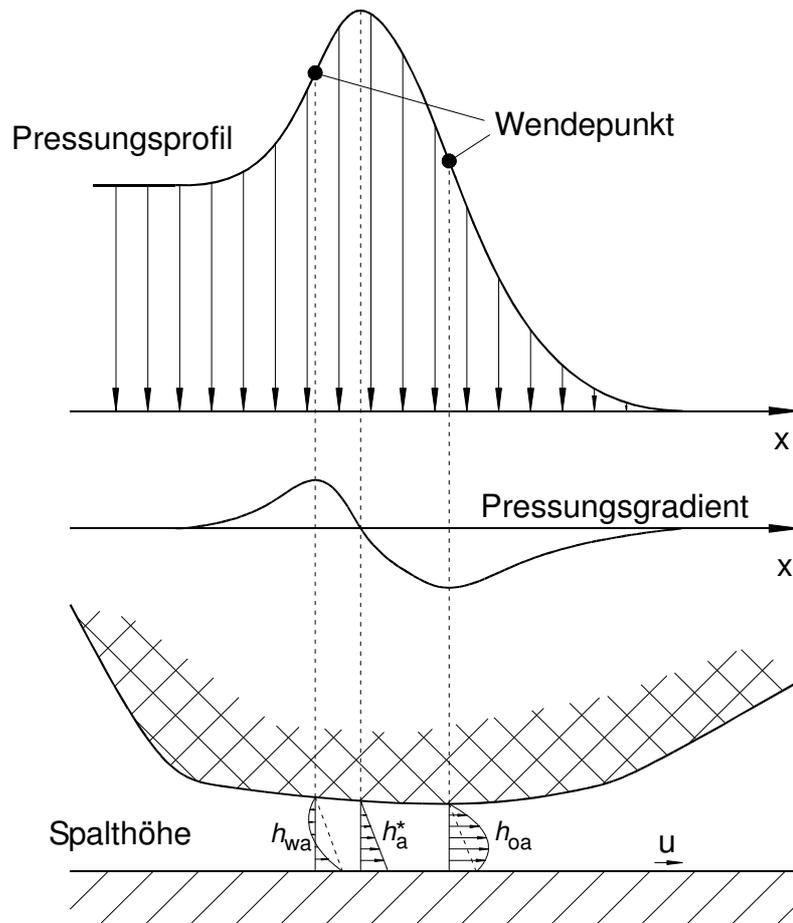
Für eine translatorisch bewegte Stangendichtung können weitere Annahmen gemacht werden, die diese Beziehung wesentlich vereinfachen:

- 1) Die axiale Verschiebung der Stange  $u_1$  gegenüber der stillstehenden Dichtung ist die einzige auftretende Bewegung:  $u_2 = v_2 = w_2 = 0$  und  $v_1 = w_1 = 0$ .
- 2) Der Dichtspalt ist konzentrisch, die Spalthöhe ist in  $z$ -Richtung konstant und  $\partial h / \partial z = 0$ . In der Praxis wird diese Bedingung nie exakt erfüllt sein, aber  $\partial h / \partial z$  nimmt zumindest einen vernachlässigbar kleinen Wert an.
- 3) Auch der Druck ändert sich in Umfangsrichtung nicht:  $\partial p / \partial z = 0$ .

Damit fallen zahlreiche Terme weg, und es ergibt sich

$$\frac{d}{dx} \left( \frac{h^3}{12\eta} \frac{dp}{dx} \right) = \frac{dh}{dx} \frac{u_1}{2} \quad (3.5)$$

und integriert über  $x$  folgt mit einer Integrationskonstanten  $C$ :



**Abb. 12:** Dichtlippenpressung und Spaltströmung. Druckströmung und Spalthöhe sind stark vergrößert dargestellt.

$$\frac{h^3}{\eta} \frac{dp}{dx} = 6u_1 h + C. \quad (3.6)$$

An der Stelle maximaler Pressung unter der Dichtlippe verschwindet der Pressungsgradient, und die linke Seite von Gleichung (3.6) wird null. Die dort auftretende Schmierfilmdicke wird nun mit  $h^*$  bezeichnet. Da an diesem Punkt eine reine Scherströmung vorliegt, besteht zwischen  $h^*$  und dem Volumenstrom  $\dot{V}$  durch den Spalt der Zusammenhang

$$h^* = \frac{2\dot{V}}{u_1 \cdot b} \quad (3.7)$$

mit der Spaltbreite  $b$ , die dem Umfang der Dichtung entspricht.

Im Weiteren wird nur noch  $u$  statt  $u_1$  geschrieben. Durch die Einführung von  $h^*$  lässt sich die Integrationskonstante  $C = -6uh^*$  eliminieren, und es ergibt sich die als inverse Form der Reynolds-Gleichung bezeichnete Beziehung

$$h^3 \frac{dp}{dx} - 6\eta u (h - h^*) = 0, \quad (3.8)$$

die es bereits gestattet, die Schmierfilmhöhe an jeder Stelle des Spaltes zu berechnen, sofern neben der Pressungsverteilung der Volumenstrom bekannt ist.

Formel (3.5) lässt sich umformen in

$$\frac{d}{dx} \left( h(x)^3 \frac{dp}{dx} \right) - 6\eta u \frac{dh}{dx} = 0. \quad (3.9)$$

Nun sind die Spalthöhe und die Pressung Funktionen von  $x$ , womit die Ableitung als

$$h^3 \frac{d^2 p(x)}{dx^2} + \frac{dh(x)}{dx} \cdot \left( 3h^2 \cdot \frac{dp(x)}{dx} - 6\eta u \right) = 0 \quad (3.10)$$

umgeschrieben werden kann. Für die inverse hydrodynamische Theorie wird vorausgesetzt, dass die Pressungsverteilung  $p(x)$  und damit auch ihre Ableitungen vorab bekannt sind. Wird die zweite Ableitung des Pressungsprofils null, so muss auch der zweite Term von Gleichung (3.10) verschwinden. Dies ist an den Wendepunkten, also an je einer Stelle auf den Flanken des Pressungshügels der Fall. An diesen Punkten ist die Strömungsverteilung in Abb. 12 schematisch eingezeichnet. Wie überall im Spalt überlagern sich die dreiecksförmige Geschwindigkeitsverteilung der Schleppströmung und die parabolische der Druckströmung. Da die Grundseite des Dreiecks überall die gleiche Länge hat und der gesamte Volumenstrom überall gleich ist, kann die geringste Spalthöhe (in Abb. 12 mit  $h_{oa}$  bezeichnet) nur dort auftreten, wo die Druckströmung die Scherströmung am stärksten unterstützt, also beim maximalen Pressungsgradienten im Auslaufbereich. Wenn dort die geringste Spalthöhe auftritt, wird gleichzeitig auch  $dh/dx$  zu null, und Gleichung (3.10) ist damit schon erfüllt.

Nützlicher ist der Wendepunkt im Einlaufbereich (bei  $h_{wa}$  laut Abb. 12), denn dort ist  $dh/dx$  von null verschieden. Es muss also der Klammerausdruck in Gleichung (3.10) verschwinden:

$$3h_{\text{wa}}^2 \cdot \frac{dp(x)}{dx} - 6\eta u = 0 \Rightarrow h_{\text{wa}} = \sqrt{\frac{2\eta u}{dp/dx}} \quad (3.11)$$

Für diese Stelle ist die Spalthöhe direkt berechenbar, der Volumenstrom ergibt sich, und damit folgt mit (3.8) sofort die Filmdicke für alle übrigen Punkte des Spaltes. Sie nimmt erwartungsgemäß mit der Zähigkeit des Schmierstoffs und der Gleitgeschwindigkeit zu.

Das unter den Voraussetzungen eines inkompressiblen Fluids, isothermer Strömung und glatter Oberflächen für axial bewegte Dichtungen erhaltene Ergebnis hängt demnach ausschließlich vom größten auftretenden Pressungsgradienten in der Einlaufzone des Dichtkontaktes ab. Dieser ist dafür verantwortlich, wie stark die Flüssigkeit zurückgedrängt werden kann. Die absolute Höhe der Pressung unter der Dichtlippe hat ebenso wie die Breite der Kontaktzone in diesem idealisierten Fall keinen Einfluss auf die Spalthöhe.

Obwohl die berechneten Schmierfilmdicken für realistische Anwendungsfälle sehr klein sind, verbleibt immer eine geringe Leckage. Eine Stangendichtung wird als dynamisch dicht bezeichnet, wenn die beim Ausfahren auf der Oberfläche verbleibende Schmierstoffmenge geringer ist als die, die beim Einfahren wieder in den Druckraum zurückgefördert werden könnte. Dabei ist der maximale Pressungsgradient auf der anderen Flanke des Pressungsverlaufes maßgeblich, der möglichst gering sein sollte. Am schwierigsten ist die Abdichtung daher, wenn der Druck auf der Ölseite der Dichtung beim Ausfahren hoch ist – bei Hydraulik- und Pneumatikzylindern ist dies glücklicherweise nicht der Fall – und wenn eine hohe Ausfahrgeschwindigkeit einer kleinen Geschwindigkeit im Rückhub gegenübersteht.

Anders als bei der Stangenabdichtung liegen die Verhältnisse bei Kolbendichtungen. Da Leckagen im System verbleiben und nur den volumetrischen Wirkungsgrad verschlechtern, ist eine dynamische Leckage in der Größenordnung der Schmierfilmhöhe unter einer Dichtlippe kaum feststellbar. Hier ist wegen der großen Dichtkantenlänge ein geringer Gesamtwert der Pressungs- und damit Reibkräfte von Bedeutung. Außerdem ist meist nur eine Dichtung vorhanden, die Druckdifferenzen in etwa gleicher Höhe abwechselnd in beiden Richtungen abdichten muss und daher symmetrisch gestaltet wird. Zur Kolbenabdichtung in ölfrei betriebener Pneumatik, wo nur mit einer geringen Menge Fett geschmiert wird, die bei der Montage eingebracht wird, ist sogar ein besonders sanfter Pressungsverlauf erwünscht, um keine zu starke Abstreifwirkung hervorzurufen, die irgendwann gar keinen Schmierstoff mehr an der Dichtlippe übrig lässt.

### 3.2 Günstige Gestaltung einer translatorisch bewegten Dichtung

Die inverse hydrodynamische Theorie führt zu den folgenden Schlussfolgerungen für den wünschenswerten Pressungsverlauf unter einer translatorisch bewegten Dichtung:

- 1) Auf der Hochdruckseite muss ein hohes Maximum des Pressungsgradienten erreicht werden.

- 2) Der größte Pressungsgradient auf der Niederdruckseite soll so gering wie möglich sein.
- 3) Die gesamte Pressungskraft soll gering sein, um nicht unnötig viel Reibung hervorzurufen.

Zusätzlich ist zur Gewährleistung der statischen Dichtheit meist noch ein bestimmtes Mindestniveau an Pressung erforderlich, das letztlich dafür sorgt, dass in Stillstandszeiten mikroskopische Leckagekanäle in den Oberflächenrauheitsstrukturen verlässlich verschlossen werden.

Im Pressungsverlauf der Druckseite bedeutet jeder Abschnitt, in dem der Pressungsgradient kleiner als das Maximum ist, eine Verschwendung, da der Anstieg auf das geforderte Pressungsmaximum auf einer zu großen Berührbreite stattfindet und unnötig hohe Gesamtpressung hervorruft. Auch auf der Niederdruckseite sollte aus dem gleichen Grund möglichst überall der gleiche Pressungsgradient vorliegen. Die optimale Pressungsverteilung ähnelt demnach einem Dreieck.

In einem realen Kontakt ist eine solche Pressungsverteilung allerdings nicht zu erreichen. Die Spitze des Dreiecks wird immer abgerundet sein, und auch an den Kanten des Dichtkontaktes wird wie in Abb. 12 ein allmählicher Übergang zur maximalen Steigung auftreten.

### 3.3 Anwendungsumfeld

Die Anwendungspraxis von Dichtungen lässt sich weitgehend mit der von Wälzlagern vergleichen. Soll eine Lagerungsaufgabe gelöst werden, so versucht man zunächst, auf Standardbauformen aus dem Lieferprogramm der Lagerhersteller zurückzugreifen. Die genormten Standardlager sind in hervorragender Fertigungsqualität zu günstigen Preisen erhältlich und auch als Ersatzteile weltweit zu beschaffen. Zudem existieren für Standardanwendungen einfache und zuverlässige Berechnungsgrundlagen. Der innere Aufbau des Lagers, die Wälzkörperanzahl und -größe, Laufbahn- und Käfiggestaltung, bleiben dem Wälzlageranbieter überlassen. Dabei sind Kompromisse zu schließen, z. B. zwischen Drehzahlfestigkeit und Tragfähigkeit. Viele Bauformen sind auch in speziellen Ausführungen mit eingegengten Toleranzen, verschiedenen Käfigvarianten oder Vorspannung erhältlich.

Schwierig wird die Auswahl, wenn man an die Grenzen der Belastbarkeit gelangt oder spezielle Anforderungen zu erfüllen sind, wie besonders geringes Gewicht der gesamten Lagerbaugruppe oder Verwendung nichtmagnetischer Materialien. Hier muss der Anwender in Zusammenarbeit mit dem Lagerhersteller eine Lösung zu finden versuchen. Dabei werden zuvor gemachte Erfahrungen mit ähnlichen Anwendungsfällen so genau wie möglich berücksichtigt. Wieder bemüht man sich, alle Liefervarianten mit speziellen Eigenschaften auszunutzen und weicht nur auf eine speziell angepasste Lagerkonstruktion aus, wenn es sich nicht vermeiden lässt oder wenn große Stückzahlen erwartet werden. Ein

Beispiel, in dem ein über lange Zeit gleichmäßiger, großer Bedarf absehbar war, ist die Entwicklung von Fahrradtretlagerwellen in Patronenbauform während der achtziger Jahre.

Ähnlich ist die Situation in der Dichtungstechnik. Wann immer es geht, werden bewährte Standarddichtungen eingesetzt, die in ausgezeichneter Qualität gefertigt werden und kurzfristig aus dem Lagerbestand der Dichtungshersteller verfügbar sind. Bei der Auslegung werden Einsatzgrenzen zugrunde gelegt, die sich aus den Erwartungen für typische Anwendungen ergeben. Spezialanwendungen werden entweder vom Endanwender selbst abgedeckt oder sind Anlass für eine gemeinsame Entwicklung mit einem Dichtungsanbieter. Ist genügend Bedarf absehbar, wird das Ergebnis der Spezialentwicklung in das Standardlieferprogramm übernommen. In der Dichtungsbranche existieren anders als in der Wälzlagerbranche eine große Anzahl kleinerer Anbieter für spezielle Anwendungsgebiete, z. B. im Anlagenbau.

Ein besonderer Fall sind Großserienteile, bei denen Dichtungen in Verbundbauweise an andere Bauteile angespritzt werden. Eine Standarddichtung kommt nicht in Frage, da sie ein zusätzliches Teil wäre.

Je nachdem, wie viel man über einen Anwendungsfall weiß, lassen sich unterschiedliche Ausgangssituationen vor der Auslegung einer Dichtung unterscheiden:

- 1) Ähnliche Dichtungen sind für ähnliche Betriebsbedingungen angewendet worden und haben sich bewährt. Der Dichtungswerkstoff, der Schmierstoff und die Gegenfläche können wie bekannt weiter verwendet werden, der Temperaturbereich, die Gleitgeschwindigkeiten und die abzudichtende Druckdifferenz bleiben unverändert erhalten. Diese Situation ist typisch für Serienteile, bei denen eine neue Baugröße eines Aggregats entwickelt werden soll. Beispielsweise wird nur der abzudichtende Durchmesser eines Dichtrings verändert. Es ist von vornherein klar, dass die Lösung des Abdichtproblems mit den gegebenen Mitteln möglich ist, jedoch besteht der Wunsch, eine optimierte Lösung (z. B. im Hinblick auf Herstellkosten, Reibkräfte und Toleranzempfindlichkeit) zu erreichen.
- 2) Die Anwendung und die Betriebsbelastungen sind zwar bekannt, jedoch wird einer der für die Funktion entscheidenden Werkstoffparameter geändert. Dazu kann das Bestreben, die Kosten der Herstellung zu senken, einen Anlass bieten, oder bestimmte Stoffe können aus Umwelt- oder Gesundheitsverträglichkeitsgründen nicht mehr eingesetzt werden. In den letzten Jahren wurde beispielsweise bei vielen Anwendungen versucht, Wellenoberflächen nicht mehr zu schleifen, sondern stattdessen zum Hartdrehen überzugehen. Schon in diesem Fall ist nicht von vornherein sichergestellt, dass sich geeignete Ersatzstoffe finden lassen, mit denen die Dichtungsaufgabe zu bewältigen ist.
- 3) Der Einsatzbereich soll erweitert werden. Dies betrifft im Zuge der immer wachsenden Leistungsdichten insbesondere den Temperaturbereich und das abzudichtende Druckniveau, häufig aber auch die Gebrauchsdauer einer Dichtung.

- 4) Im allgemeinsten Fall schließlich ist eine Dichtung für weitgehend unbekannte Betriebsbedingungen ohne Vorerfahrung mit ähnlichen Bauteilen und Baugrößen auszuliegen. In solchen Fällen wird man froh sein, überhaupt eine betriebs sichere Lösung zu finden. Aspekte wie optimierte Reibung oder geringe Fertigungskosten müssen erst einmal in den Hintergrund treten.

Auch der Umfang der Testmöglichkeiten hat einen wesentlichen Einfluss auf den Entwicklungsvorgang. Er wird durch das Kostenumfeld bestimmt. Am einen Ende der Skala stehen Großserienprodukte mit mäßigem Stückpreis, die verlässlich sein müssen. Um dies sicherzustellen, wird ein hoher Testaufwand betrieben, dessen Kosten man angesichts der Folgeschäden bei nicht ausreichend abgesicherter Funktion der Dichtungen gern in Kauf nimmt. Eine geringe Stückzahl bei extrem hohen Produktkosten oder Folgeschäden rechtfertigt ebenfalls umfangreiche Testreihen; ein Beispiel sind Bohrköpfe für die Erdölaufsuchung, bei denen gleich der ganze Bohrstrang aus dem Bohrloch gezogen wird, wenn ein Ausfall auftritt. Stärker noch als die Investitionskosten für den Bohrkopf selbst schlagen dann die Kosten für Stillstandszeiten eines Bohrturmes zu Buche.

Eine Mittelstellung nehmen Anwendungen ein, in denen die Produkte weder große Stückzahlen noch hohe Marktpreise erzielen. In diesen Fällen ist der wirtschaftlich mögliche Testaufwand sehr begrenzt. Umso größere Bedeutung haben die in der Auslegung angewendeten Verfahren.

### 3.4 Dichtheitskriterien

Für die rechnerische Auslegung benötigt man ein Beurteilungskriterium. Die dynamische Dichtheit wird aufgrund der inversen hydrodynamischen Schmiertheorie berechnet, wobei die im Betrieb zu erwartenden Geschwindigkeiten mit einfließen. Darüber hinaus ist die statische Dichtheit zu betrachten.

In der Dichtungszone stehen die Körper nicht flächig im Kontakt miteinander, sondern nur an ihren Rauheitserhebungen. Die Berührzone besteht aus einer großen Anzahl von Mikrokontakten, zwischen denen sich Hohlräume befinden. Mit steigender Flächenpressung werden die Kontaktstellen zahlreicher und größer. Verschiedene Theorien sind aufgestellt worden, um die Dichtheit in Abhängigkeit von der Flächenpressung und der Oberflächenrauheit zu beschreiben.

Ein rechnerisches Modell für Pneumatikdichtungen ist in [31] angegeben. Dabei wird die gemessene Oberflächenstruktur der Stange oder des Kolbens einer als glatt angenommenen Gummifläche gegenübergestellt. Es wird ein Tastschnitt längs der Dichtkante aufgezeichnet und bei einer konstant angenommenen Flächenpressung bestimmt, wie weit sich die Dichtung daran anschmiegt. Die nicht durch das weiche Dichtungsmaterial ausgefüllten Flächen im Kontaktquerschnitt werden als prismatische Leckagekanäle betrachtet, und mit einem rechnerischen Strömungsmodell ergibt sich die zu erwartende Druckluftleckage-

menge in Abhängigkeit von der Druckdifferenz. Der Einfluss des Schmierstoffs bleibt dabei unberücksichtigt.

Ein anderer Ansatz ergibt sich aus der Betrachtung einer Verteilung von Mikrokontakten, bei denen man annimmt, dass sie bei genügend großem Druck zu zusammenhängenden Flächen verschmelzen und dann eine Barriere bilden. Zur Beschreibung dieses Vorgangs greifen [39] und [4] auf die mathematische Perkolationstheorie zurück.

### 3.4.1 Perkolationstheorie

Die Theorie der Perkolation befasst sich mit zusammenhängenden Strukturen, die sich in einem Gitter durch Belegung von Gitterzellen bilden. Es gibt dabei zwei verschiedene Ansätze. In einem quadratischen Gitternetz kann man zum einen die durch Belegung (oder Schwärzung) von Kästchen entstehenden Muster untersuchen. Zusammenhängende geschwärzte Bereiche bezeichnet man als Cluster. Diese erste Betrachtungsweise heißt „Site-Perkolation“.

Zum anderen ist es möglich, die Kästchen zu ignorieren und nur die Gitternetzlinien als Verbindungswege zwischen den Gitterpunkten zu betrachten, die vorhanden sein oder fehlen können. In diesem Fall ist ein Cluster die Menge aller Gitterpunkte, die gegenseitig über eine Kette solcher Gitterlinien erreichbar sind, ohne dass man eine Lücke überspringen muss. Dies wird als „Bond-Perkolation“ bezeichnet.

Betrachtet man die Gitterpunkte als Sites, die belegt sein oder fehlen können, und verlangt man für die Verbindung zweier Punkte in einem Cluster, dass nicht nur ein verbindender Pfad von Gitternetzlinien vorhanden sein muss, sondern dass auch alle unterwegs passierten Gitterpunkte belegt sein müssen, so entsteht eine kombinierte „Site-Bond-Perkolation“.

Die Betrachtungsgrundlage kann beliebig erweitert werden, etwa um eine Belegung der Kästchen mit mehreren Farben oder durch Verbindung der Gitterpunkte nicht nur mit den Gitternetzlinien, sondern auch mit Diagonalen der Kästchen.

Neben dem Karo-Gitter ist die gleiche Art von Untersuchungen unter anderem für das Dreiecksgitter oder das Sechseckgitter (Honigwaben-Muster) durchführbar. Auch die Erweiterung auf dreidimensionale und Gitter noch höherer Dimensionen ist untersucht worden. Im dreidimensionalen Fall sind neben dem einfachsten Würfelgitter das kubisch raumzentrierte und das kubisch flächenzentrierte sowie das Diamantgitter von Bedeutung.

Ein oft untersuchtes Perkolationsproblem besteht in der zufälligen Belegung des Gitters, wobei die Belegungsdichte, also der Anteil der belegten im Verhältnis zur Gesamtzahl der Gitterzellen, vorgegeben wird. Dieser Anteil ist gleichzeitig die Wahrscheinlichkeit dafür, dass eine beliebig herausgegriffene Zelle belegt ist, und wird mit dem Buchstaben  $p$  bezeichnet. Dann ist von Interesse, welche Clustergrößen sich im Mittel einstellen und ab welcher Belegungsdichte sich in einem unendlich ausgedehnten Netz ein unendlich großer Cluster ausbildet. In einem großen, endlichen Netz kann man davon ausgehen, dass sich bei diesem Belegungsanteil im Regelfall eine „Brücke“ von einer Seite des Netzes zur ge-

genüberliegenden ausbilden wird. Dies ist die sogenannte kritische Belegungsdichte oder Perkolationsschwelle  $p_c$ .

Diese Probleme wurden zunächst durch Ausprobieren per Computer behandelt. Durch eine genügend große Anzahl von immer wieder neu erzeugten Zufallsbelegungen allmählich variiertes Dichte lässt sich  $p_c$  mit guter Genauigkeit bestimmen. Erst nachträglich gelang es, für einige Gittertypen die kritischen Belegungsdichtewerte auch theoretisch exakt her-zuleiten.

Für einen Analogieschluss zur Dichtungstechnik ist nun die Frage, wann sich die Mikrokontakte in der Dichtungsberührzone zu einem Cluster zusammenschließen, der dem abzu-dichtenden Fluid den Weg versperrt. [39] setzt als maßgeblichen Vergleich (wobei es aller-dings um das Eindringen von Sauerstoff in elektrische Kontakte geht) zum Oberflächenkontakt die Bond-Perkolation auf dem Dreiecksgitter an. Wird der Flächenkontaktanteil größer als 50 %, so kann das Fluid zwischen den Flächen demnach nicht mehr wandern.

Selbst wenn dies nur eine Analogie darstellt, macht die Perkolationstheorie deutlich, dass es auch bei in Wirklichkeit etwas anders aussehenden Kontaktflächenstrukturen mit Si-cherheit einen Schwellenwert der Flächenpressung geben wird, bei dem die Mikrokontakte zusammenhängende Flächen bilden und eine Leckage unterbinden. Weil die Rauheiten nicht beliebig klein sind gegenüber den Dimensionen der Dichtlippe, ist es auch verständ-lich, dass es bei ungeschmierten Pneumatikdichtstellen keinen scharfen Grenzwert zwi-schen Dichtheit und Leckage gibt, sondern einen Übergangsbereich mit allmählich verän-derlicher Leckrate.

### 3.4.2 Messtechnisch gewonnenes Dichtheitskriterium

Immerhin ist es für ein rechnerisches Kriterium sinnvoll, einen Schwellenwert festzulegen. Man gewinnt ihn am besten messtechnisch. Es kommt dabei sehr darauf an, wie dieser Messwert ermittelt wird. Eine gute Methode ist es, den Druck langsam stufenweise zu stei-gern und auf jeder Stufe die Leckage zu bestimmen.

Nimmt man diese Messung für verschiedene Stangen- oder Kolbendurchmesser vor, so verschiebt sich durch die veränderte Überdeckung auch die Leckageschwelle. Durch eine numerische Vergleichsrechnung lässt sich dann feststellen, welche rechnerische Flächen-pressung im Moment des Undichtwerdens jeweils in der Kontaktzone geherrscht hat, und diese wird als Dichtheitskriterium herangezogen.

## 4 Finite-Elemente-Berechnungen zur Ermittlung der Verformung von Gummidichtungen

Die Finite-Elemente-Analyse ist ein numerisches Verfahren zur Lösung partieller Differentialgleichungen der Kontinuumsmechanik. Die Verteilung bestimmter Feldgrößen in einem Material – z. B. Temperatur, Strömungsgeschwindigkeit, Magnetfeldstärke, elastische Verformung und Spannung oder Stromfluss in einem leitfähigen Medium – ist zunächst unbekannt. Gegeben sind die Form des Körpers, in dem die Differentialgleichung gilt, sowie Randwerte in Form von äußeren Belastungen, bei dynamischen Problemen auch Anfangswerte.

Die Entwicklung der FE-Methode begann in den sechziger Jahren. Sie wird immer noch weiter verfeinert. Im Folgenden wird das Verfahren in groben Zügen am Beispiel der Berechnung von elastischen Verformungen im statischen Fall erläutert. Es existiert eine umfangreiche Spezialliteratur, von der die einführenden Werke von Bathe [3] und Cook [7] genannt seien. Darüber hinaus geben die Theoriehandbücher und Bedienungsanleitungen der benutzten Software-Pakete ([54], [55]) wertvolle Hinweise auf die Anwendung der Theorie in der Berechnungspraxis.

### 4.1 Grundlagen des FE-Prozesses

Der untersuchte Bereich wird in kleine Parzellen unterteilt, die finiten Elemente. Die wirkliche Verteilung der zu berechnenden Feldgröße in jedem Element wird durch eine Kombination so genannter Form- oder Ansatzfunktionen angenähert. Die Überlagerung der Ansatzfunktionen an jedem Punkt dient als Näherungswert für die gesuchte Feldgröße.

Ein Element besitzt eine Reihe von ausgezeichneten Punkten, die als Knoten bezeichnet werden. Nur an diesen Punkten steht das Element mit seiner Umgebung in Verbindung. Es wird angenommen, dass die Feldwerte an den Knoten (Verschiebungen und Drehungen in verschiedene Koordinatenrichtungen bzw. Temperaturen etc.; im weiteren wird nur noch von Verschiebungen gesprochen) die Feldverteilung im ganzen Element eindeutig festlegen. Geeignete Ansatzfunktionen werden so konstruiert, dass sie nur an einem Knoten den Wert eins annehmen und an allen anderen Knotenpunkten verschwinden. Durch Integration über die durch die Ansatzfunktion beschriebene Feldverteilung im Element wird bestimmt, welchen Widerstand das Element einer solchen einzelnen Einheitsknotenverschiebung entgegensetzt. Die Widerstände gegen die Verschiebungen aller Knoten des Elementes lassen sich in Matrizenform zu einer Elementsteifigkeitsmatrix zusammenfassen, die die Federsteifigkeit des Elementes repräsentiert. Die Dimension der Matrix ist durch die Zahl der Freiheitsgrade des Elementes bestimmt, d. h. sie ist gleich der Anzahl der Knoten multipliziert mit den möglichen Verschiebungen an jedem Knoten. Diese Steifigkeitsmatrix ist symmetrisch.

Der Verformungszustand des Elementes wird dann angenähert durch Multiplikation der Steifigkeitsmatrix mit einem Knotenverschiebungsvektor beschrieben. Es ergibt sich die Größe der Kräfte, die an jedem Knoten für jeden Freiheitsgrad erforderlich sind, um die gegebene Verformung hervorzurufen. Ist umgekehrt ein Vektor von auf die Knoten einwirkenden Kräften bekannt, ist ein lineares Gleichungssystem zu lösen, um die Verschiebungen zu bestimmen.

Dass noch Nebenbedingungen erforderlich sind, zeigt sich, wenn man sich ein in bestimmter Weise verformtes Element um einen festen Betrag in irgendeine Richtung versetzt vorstellt. Der Verformungszustand des Materials ändert sich dabei nicht, die Knotenkräfte, die ihn hervorrufen, bleiben gleich, doch die Verschiebungen nehmen andere Werte an. Numerisch äußert sich dieser Umstand darin, dass die Elementsteifigkeitsmatrix mehrfach singular ist. Für jeden Freiheitsgrad des betrachteten physikalischen Problems ist ihr Rang um eins kleiner als die Dimension. Daher ist eine Festlegung erforderlich, um die Starrkörperbewegungen für das Element zu fesseln, also zwei Knotenverschiebungen und eine Rotation zur Beseitigung der drei Singularitäten bei einem ebenen Verformungsproblem<sup>1</sup>, drei Verschiebungen und drei Rotationen für die sechs eines räumlichen und eine Temperatur an irgendeinem Knoten für ein Wärmeleitungsproblem. Diese Fesselungen brauchen nicht am gleichen Knoten vorgenommen zu werden. Oft setzt man die Verschiebungen von Knotenpunkten in eine bestimmte Koordinatenrichtung zu null, jedoch können im Prinzip beliebige Werte vorgegeben und durch geeignet formulierte Bedingungen auch von den Koordinatenrichtungen abweichende Festlegungen definiert werden.

Ebenso gibt man vielfach mehr als die benötigten Festlegungen vor, wenn etwa alle Knoten auf einer Fläche als unverschieblich und unverdrehbar angegeben sind. Diese Festlegungen sind Elemente des Lösungsvektors des Gleichungssystems für die Verschiebungen. Durch jeden festgelegten Knotenpunkt verringert sich damit die Zeilenzahl des Gleichungssystems um eins. Die Reaktionskraft auf den jeweiligen Knoten ergibt sich nach Lösung des übrigen Gleichungssystems aus dem Produkt der zugehörigen Matrixzeile mit dem Gesamtverschiebungsvektor.

Dadurch, dass die Elemente ihre Knotenpunkte mit den Nachbarelementen gemeinsam haben, besitzen sie an diesen Stellen auch identische Verschiebungen. Alle mit einem bestimmten Knoten verbundenen Elemente leisten gemeinsam Widerstand gegen eine dort aufgegebenen Verschiebung. Es wird eine Gesamtsteifigkeitsmatrix gebildet, die wiederum

---

<sup>1</sup> Für ebene axialsymmetrische Probleme, als die sich viele Dichtungen behandeln lassen, genügt die axiale Festlegung eines einzigen Knotens. Dies lässt sich an einem einfachen rohrförmigen Bauteil veranschaulichen: Eine gleichmäßige Verschiebung aller Knoten radial nach außen trifft auf Widerstand durch die entstehende Ringspannung, und eine Verdrillung ist ebenfalls durch die Verformungen begrenzt. Die Starrkörperverschiebung in axialer Richtung verbleibt als einzige Singularität, die in einer Steifigkeitsmatrix auftreten kann. Die Rotation um die Achse ist zwar beim wirklichen Ring noch frei, doch ihr entspricht kein Freiheitsgrad in der axialsymmetrischen Modellbildung.

durch Multiplikation mit dem Vektor der Verschiebungen in allen Knotenfreiheitsgraden den Vektor der zugehörigen Knotenkräfte liefert. Die Elemente einer Matrixzeile führen nacheinander die Beiträge aller Knotenverschiebungen auf die jeweilige Kraft in Richtung dieser Verschiebung auf. Die Koeffizienten der Elementsteifigkeitsmatrizen werden zu diesem Zweck an den zugehörigen Plätzen in der Gesamtmatrix addiert.

Die Dimension der Gesamtmatrix ist gleich der Gesamtzahl der Freiheitsgrade, d. h. Anzahl der Knoten mal Zahl der Freiheitsgrade pro Knoten. Sie ist wie jede der Elementsteifigkeitsmatrizen symmetrisch. Wie ein einzelnes Element kann auch eine größere Ansammlung miteinander verbundener Elemente starr verschoben werden, ohne dass sich ihr Verformungszustand ändert. Die Gesamtmatrix eines räumlichen Verformungsproblems ist ebenfalls sechsfach singulär, und es müssen mindestens sechs der Freiheitsgrade durch Randbedingungen gefesselt werden.

Da zu jeder Knotenkraft nur eine begrenzte Anzahl von Elementen und Knotenverschiebungen einen Beitrag leisten, ist die Gesamtsteifigkeitsmatrix spärlich besetzt, was in der rechentechnischen und numerischen Behandlung ebenso wie die Symmetrie ausgenutzt wird. Die Verschiebungen der Knoten sind durch Lösung des linearen Gleichungssystems mit der Steifigkeitsmatrix auf der linken und dem Vektor der Krafrandbedingungen auf der rechten Seite zu ermitteln.

Die Rechnung liefert als Ergebnis Näherungswerte für die Knotenverschiebungen, in der thermischen Rechnung entsprechend die Temperaturwerte an den Knoten. In der Elastizitätsrechnung ist meistens nach der Spannungsverteilung gefragt (während man sich in der Temperaturrechnung in der Regel mit der Temperaturverteilung zufrieden gibt und auf die Bestimmung der Flussdichte und Richtung des Wärmestroms verzichtet), denn sie ist maßgeblich dafür, ob das Material den Belastungen standhält. Der Spannungszustand an einem bestimmten Punkt ergibt sich aus dem Materialverhalten und dem Verzerrungstensor. Zur Auswertung des Rechenergebnisses wird zunächst durch Superposition der mit den jeweiligen Knotenverschiebungswerten skalierten Ansatzfunktionen das Verschiebungsfeld im Bereich eines Elementes konstruiert. Seine Ableitung nach den drei Koordinatenrichtungen ergibt den Verzerrungstensor. Unter Berücksichtigung des Materialgesetzes wird der Spannungszustand berechnet.

Handelt es sich beim Verformungsergebnis bereits um eine Näherung, so verschlechtert sich die Genauigkeit der berechneten lokalen Verzerrungen durch das Differenzieren beträchtlich. Besonders deutlich lässt sich dies feststellen, wenn man den Spannungszustand an einem Knoten für jedes der an ihn stoßenden Elemente bestimmt und unterschiedliche Ergebnisse erhält. Daher wird in der Praxis nur für einen bzw. für wenige Punkte<sup>2</sup> inner-

---

<sup>2</sup> Hierfür wählt man die so genannten Gauß-Punkte, an denen die Näherung besonders gut stimmt. Während der Bildung einer Elementsteifigkeitsmatrix wird, wie erwähnt, über den Verzerrungszustand des Elementes integriert, also auch über die Ableitungen der Ansatzfunktionen. Diese werden für viele Elementformulierungen als Bernstein-Polynome konstruiert und lassen sich nach Gauß numerisch schnell und exakt durch

halb eines Elements eine Berechnung des Spannungszustandes vorgenommen und dazwischen über die Elementgrenzen hinweg interpoliert.

Um zu erreichen, dass die Näherung nicht zu stark von der tatsächlichen Spannungsverteilung abweicht, muss die Elementgröße angemessen gewählt werden. Sie muss umso kleiner sein, je stärker die Spannungen sich lokal ändern. Eine Finite-Elemente-Implementierung ist nur dann ein geeignetes Berechnungswerkzeug, wenn sie bei immer stärker verringerter Elementgröße (die an Grenzen des numerischen Aufwandes stößt) schließlich die exakte Lösung liefert. Manche FE-Programme enthalten Hilfsmittel zur Abschätzung des durch die endliche Elementgröße entstehenden Diskretisierungsfehlers. In der Regel kann man sich neben dem über die Elementgrenzen hinweg geglätteten Spannungsverlauf auch die für jedes Element einzeln berechneten Werte grafisch darstellen lassen. Diese Darstellungen zeigen deutlich auf, wo die Elementeinteilung zu grob ist.

## 4.2 Praktischer Ablauf der Analyse

Unabhängig von dem zur Berechnung verwendeten Programmsystem ist durch die Finite-Elemente-Methode eine Anzahl von Arbeitsschritten vorgegeben, die zu jeder Analyse erforderlich sind:

- 1) Geometrieingabe. Entweder ein Modell wird mit den Hilfsmitteln des FE-Programms neu definiert, oder man arbeitet mit einem CAD-Programm und überträgt die Modellgeometrie. Wie gut ein solches Verfahren funktioniert, hängt vom Datenaustauschformat ab sowie von der Qualität des Datenexportes im CAD-System und des Importes im FE-Paket. Das CAD-Programm bietet eine komfortable Geometrieerstellung. Dazu wird ein Hybridansatz mit Zusammensetzung der Modelle aus geometrischen Grundkörpern und grafischer Anzeige über Oberflächendarstellung verfolgt. Die geometrischen Grundkörper und ihre meist parametrische Definition gehen beim Datenaustausch verloren, und es bleibt eine Ansammlung von Oberflächen oder Umrisslinien übrig. Die Untersuchung leicht veränderter Formen (Parameterstudien) erfordert eine Änderung im CAD-System und erneute Datenübertragung. Es ist in vielen Fällen leichter, die Modellgeometrie mit den weniger komfortablen Mitteln des FE-Programms zu erstellen.

Ein wichtiger Schritt, der bei der automatischen Geometrieübertragung oft unterbleibt, ist die angemessene Vereinfachung eines im CAD-System mit allen Details dargestellten Modells. Fasen und Rundungen an Außenkanten beispielsweise sollten beim Aufbau des FE-Modells weggelassen werden.

---

Auswertung an wenigen geeignet festgelegten Punkten und Summation der erhaltenen Werte mit bestimmten Gewichtungsfaktoren integrieren. Die Bestimmung des Verzerrungstensors an den Gauß-Punkten kann sich die beim Aufstellen der Elementsteifigkeitsmatrizen bereits berechneten Ableitungen der Ansatzfunktionen an den gleichen Stellen zunutze machen.

- 2) Aufteilung des Modells in ein Finite-Elemente-Netz. Sie kann mit manuellen, halbautomatischen und vollautomatischen Verfahren geschehen, deren Leistungsfähigkeit großen Einfluss auf den Zeitbedarf und die Qualität der Analyse hat. Für dreieckförmige Elemente bzw. Tetraeder im 3D-Fall lassen sich mit den Hilfsmitteln der rechnergestützten Geometrieverarbeitung leicht robuste Vernetzungsverfahren (Triangularisierungsalgorithmen) entwickeln, da diese Elemente sich an komplexe Geometrien gut anpassen können und sich die Vernetzungsdichte ohne Schwierigkeiten verändern lässt. Für die vom Standpunkt der Berechnungsgenauigkeit bevorzugten Viereck- und Hexaederelemente ist dies schwieriger. Ist die Vernetzung bewältigt, dann muss noch der Elementtyp ausgewählt werden.

Eine Variante des Geometrieimports besteht darin, dass die Vernetzung bereits im CAD-Programm durchgeführt wird und das FE-Paket ein fertiges Elementenetz übergeben bekommt. Es existieren sogar anspruchsvolle Reparaturwerkzeuge, die numerische und topologische Unstimmigkeiten solcher „verwaister“ Netze automatisch beheben können.

- 3) Angabe der Randbedingungen und Belastungen. Allgemein können Lasten nur in Form von Knotenkräften und Knotenverschiebungen in ein FE-Netz eingeleitet werden. Beispielsweise gehört die korrekte Umwandlung einer Druckbelastung auf einer Oberfläche in solche Knotenkräfte – hierbei ist ein Integral über das Produkt von Pressungsprofil und Ansatzfunktion der an der Oberfläche liegenden Elemente zu bilden – zu den Grundfunktionen einer Benutzerschnittstelle.
- 4) Definition von Kontaktzonen. Sie hat wesentlichen Einfluss auf die Dichtungsrechnung.
- 5) Festlegung der Materialeigenschaften.
- 6) Umwandlung des FE-Modells in die Berechnungsmatrizen und Lösung des entstehenden Gleichungssystems. Dies ist der rechenintensivste und je nach Größe des Modells und Kompliziertheit der Berechnungsaufgabe der zeitraubendste Teil der Analyse.
- 7) Darstellung und Interpretation des Berechnungsergebnisses. Einen großen Teil dieser Aufgabe erleichtern heute leistungsfähige Visualisierungsmodule. Benötigt man allerdings bestimmte Darstellungen, für die kein geeigneter vorgefertigter Anzeigemodus existiert – ein bei Dichtungen immer wiederkehrendes Beispiel sind Flächenpressungsverteilungen auf Oberflächen – so erfordert dieser Teil der Analyse entweder mühevoll Handarbeit oder ein programmiertechnisches Vorgehen.

### 4.3 Elementauswahl

Für zweidimensionale Berechnungen werden Dreiecks- oder Rechteckelemente eingesetzt. Dreiecke sollten vermieden werden, da sie das Materialverhalten zu steif darstellen, wenn nicht eine sehr feine Vernetzung gewählt wird.

Außer der Entscheidung für Dreiecke oder Rechtecke ist die Knotenanzahl pro Element festzulegen. Rechtecke gibt es mit einfachen linearen Ansatzfunktionen („bilineare Elemente“) und vier Knoten an den Ecken. Kommen Seitenmittenknoten und ein Knoten in der Elementmitte hinzu, können quadratische Ansatzfunktionen verwendet werden, die eine wesentlich genauere Näherung des Materialverhaltens im Element ermöglichen. In der Literatur wird allgemein empfohlen, lieber ein gröberes Netz aus Elementen mit quadratischen Ansatzfunktionen als ein doppelt so feines Gitter mit bilinearen Elementen zu verwenden, das die gleiche Anzahl von Freiheitsgraden besitzt, aber keine so gute Annäherung des Verformungsfeldes ermöglicht. Für die Berechnung von Dichtungen können quadratische Elemente in Verbindung mit Kontaktelementen Schwierigkeiten mit dem Konvergenzverhalten des Gleichungslösers bereiten<sup>3</sup>.

Die Kontaktelemente sind sorgfältig auszuwählen. Es existieren verschiedene Typen, die aus der historischen Entwicklung der Berechnungsprogramme stammen: erst werden einfache Punk-zu-Punkt-Elemente implementiert, dann Punkt-zu-Fläche-Elemente und solche für Kontakte von Fläche zu Fläche. Aus programmiertechnischen Gründen werden zum Teil noch Unterklassen für bestimmte Fähigkeiten (mit oder ohne Reibung) gebildet.

Grundsätzlich muss bei der Kontaktbehandlung geprüft werden, wann eine Fläche mit einer anderen in Berührung kommt. Stand der Technik ist es, die eine Fläche als eine Menge von Knoten zu betrachten („Kontaktfläche“, „Contact Slave“), die andere wird durch Verbindungslinien oder Verbindungsflächen der Oberflächenknoten repräsentiert („Kontaktzielfläche“, „Target“ oder „Contact Master“). Letztere sollte in einem Kontakt zwischen harten und weichen Materialien der härtere Partner sein und kann als starrer Körper definiert werden. Diese Situation ist zwischen Dichtungen und ihren meist metallischen Gegenflächen gegeben. Bei Materialien ähnlicher Nachgiebigkeit kann es erforderlich sein, den Kontakt doppelt zu definieren: einmal „Kontakt“ auf dem ersten Körper und „Target“ auf dem zweiten, dazu noch einmal umgekehrt. Die Benutzerhandbücher der FE-Programme ([54], [55]) geben Hinweise zur Behandlung der am häufigsten auftretenden Fälle.

#### 4.4 Nichtlinearitäten

Bei der Berechnung von Dichtungen sind drei Arten von Nichtlinearitäten von Bedeutung:

- 1) Geometrische Nichtlinearität. Darunter versteht man eine Veränderung von Kraftwirkungen bei großen Verformungen des Modells. Verdreht sich eine Oberfläche beispielsweise merklich gegenüber ihrer Ausgangsposition, so wirken auch darauf angreifende Druckkräfte in eine andere Richtung. Die modernen FE-Pro-

---

<sup>3</sup> Abaqus kann mit dieser Kombination umgehen und erlaubt es, den Vorteil der besseren Auflösung bei gleichem Rechenaufwand auszunutzen. In Ansys hingegen kommt es an diesem Punkt zu Schwierigkeiten. Diese Erfahrung wurde mit einer inzwischen überholten Version ebenfalls mit einem axialsymmetrischen Modell gemacht.

gramme gehen normalerweise davon aus, dass die Verformungen genügend klein sind, um solche Effekte vernachlässigen zu können, treiben aber den erhöhten Aufwand zu ihrer Berücksichtigung, sobald der Benutzer einen bestimmten Parameter für den Gleichungslöser angibt. Da die veränderte Kraftwirkung vom Verformungszustand abhängt, ist hierzu ein iteratives Verfahren erforderlich.

- 2) Nichtlinearität des Materials in Abhängigkeit von der Verformung. Auf die Auswahl eines geeigneten Materialmodells und die Bestimmung der Materialparameter wird noch in Abschnitt 4.5 eingegangen. Da die Elementsteifigkeitsmatrizen aus dem Energiegehalt des Werkstoffs in Abhängigkeit von seinem Verformungszustand berechnet werden, ändern sie sich auch mit der Verformung. Auch für diese Nichtlinearität ist ein iteratives Herantasten an einen Gleichgewichtszustand erforderlich.
- 3) Kontakte bedeuten ebenfalls eine ausgeprägte Nichtlinearität. Zunächst muss für jeden am Kontakt beteiligten Knoten festgestellt werden, ob er mit der Gegenfläche in Berührung kommt. Wenn ja, ergibt sich eine Randbedingung für seine Verschiebung, der wiederum eine bestimmte Kontaktkraft entspricht. Um nun einen Kontaktzustand zu bestimmen, bei dem sich unter Wirkung der für die verschiedenen Knoten bestimmten Kontaktkräfte ein Gleichgewicht im gesamten Netz ergibt, ist wiederum eine Iteration notwendig. Dabei hat es sich als hilfreich für die Konvergenz der Berechnungsverfahren erwiesen, die Kontakte nicht als ideal hart anzusehen: es wird ein Kontaktsteifigkeitsparameter definiert, der ein begrenztes Eindringen eines Knotens in die Kontaktgegenfläche bei schnell steigender Kraft zulässt.

Mit diesen drei Nichtlinearitäten läuft die Berechnung normalerweise so ab, dass die Kraft- und Verschiebungsrandbedingungen für jeden Belastungsfall schrittweise aufgebracht werden, da der numerische Solver bei sofortiger Aufbringung der vollen Verformung keinen Gleichgewichtszustand finden könnte. Es wird daher auch bei einer statischen Berechnung eine Zeitskala eingeführt, die dem allmählichen Aufbringen der Randbedingungen entspricht. Sie hat für jeden Belastungsschritt einen Umfang von null bis eins (bzw. eins bis zwei usw.). Die Schrittweite beim Aufbringen der Kräfte wird entweder vom Bediener vorgegeben oder automatisch vom Gleichungslöser gewählt. Dabei werden nach jedem Iterationsschritt Kenngrößen zur Beurteilung des Konvergenzverhaltens bestimmt. Solange gute Konvergenz vorliegt, erhöht man die Schrittweite, wenn Schwierigkeiten auftreten, wird sie verringert. Von der Qualität dieser Steuerung für die numerische Behandlung hängt es ab, wie schnell die Rechnung abläuft und ob sie konvergiert. Aus der Beobachtung des Konvergenzverhaltens und aus Zwischenergebnissen vor dem Abbruch einer nicht konvergierenden Rechnung kann ein erfahrener Benutzer Schlüsse ziehen, wie das Modell verbessert werden kann, etwa durch eine Verfeinerung der Netzgröße in kritischen Bereichen.

## 4.5 Bestimmung der Materialparameter

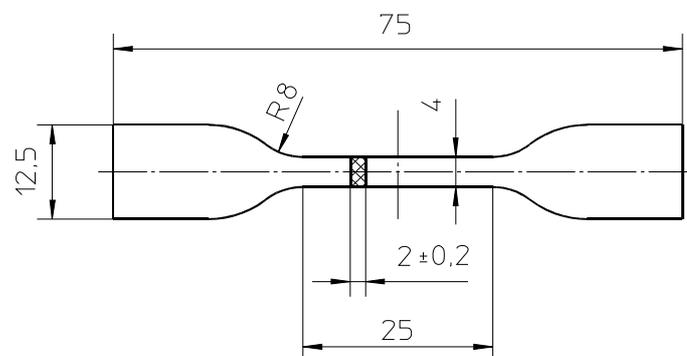
Ein immer wiederkehrendes Problem der numerischen Berechnung ist das Materialmodell. Für die bei Dichtungen auftretenden, relativ bescheidenen Verformungen ist ein linear-elastisches Materialgesetz eigentlich ausreichend, es zeigt sich aber, dass damit in Verbindung mit Kontaktproblemen und geometrischer Nichtlinearität beträchtliche Konvergenzschwierigkeiten bei den vorhandenen Gleichungslösern auftreten. Daher wird hier ein Mooney-Rivlin-Modell mit zwei Parametern verwendet.

Zwei grundsätzlich verschiedene Methoden können zur Bestimmung der Parameter verwendet werden:

- 1) Messung der Spannungs-Dehnungs-Kurve an einem Probekörper
- 2) Anpassen der Rechenergebnisse an Messwerte, die an einem ganzen Bauteil ermittelt wurden.

### 4.5.1 Messung einer Spannungs-Dehnungs-Kurve

Für Zugprüfungen an Gummimaterialien werden in der DIN 53504 genormte Proben verwendet, entweder Rechteckringe oder sogenannte Schulterstäbe, für die Abmessungen in verschiedenen Größen vorgeschrieben sind. Die Probengeometrie der bevorzugten Form S2 ist in Abb. 13 wiedergegeben. Man stanzt sie aus Prüfplatten mit einer Dicke von 2 mm aus, die in der Gummiindustrie üblicherweise zu Qualitätssicherungszwecken begleitend aus jeder Materialcharge angefertigt werden. Die verbreiterten Enden der Probe werden in der Zugprüfmaschine eingeklemmt. Der schmalere Streifen dazwischen hat eine Breite von 4 mm und eine anfängliche Länge von  $l_0 = 25$  mm. In dieser Zone werden reflektierende Messpunkte zur optischen Erfassung der Dehnung aufgeklebt. Die Probe wird gedehnt und die dazu benötigte Kraft kontinuierlich gemessen. Der Test wird in der Regel bis zum Bruch bei mehreren hundert Prozent Dehnung fortgesetzt. Eine geringe Dehngeschwindigkeit ist wesentlich, denn andernfalls hat die viskoelastische Spannung einen merklichen Anteil. Außerdem ist die zeitliche Auflösung der gemessenen Kraft bei kleinen Dehnungen bei den gebräuchlichen Prüfmaschinen für hohe Zuggeschwindigkeiten nicht ausreichend. Eine Dehnrate von 5 mm pro Minute stellt einen sinnvollen Kompromiss zwischen einem



**Abb. 13:** Probengeometrie des Schulterstabes S2 nach DIN 53504

idealen, quasistatischen Dehnvorgang und einer noch erträglichen Prüfzeit dar.

Der Nachteil dieser Prüfung besteht darin, dass sie das Materialverhalten nur unter einachsiger Zugbeanspruchung untersucht. Für genauere Untersuchungen wurden eine Reihe weiterer Prüfmethode entwickelt, die jedoch im Rahmen der vorliegenden Untersuchungen nicht zur Verfügung standen. Eine rotationssymmetrische Probe, die wie der S2-Stab eine verdünnte Mittelpartie besitzt und daher als Hantelprüfkörper bezeichnet wird, gestattet auch Untersuchungen auf Schub (Torsion) sowie auf Druck. Die Mittelpartie ist gedrungener ausgeführt, damit sie nicht ausknickt. Diese Geometrie muss jedoch aufwendig aus nicht immer erhältlichen dicken Materialproben zurechtgeschliffen oder in speziellen Formen vulkanisiert werden. Für die Messung unter zweiachsiger Zugbelastung wurden Einspannrahmen entwickelt, die eine Membran in zwei Richtungen senkrecht zueinander zu dehnen erlauben. Eine interessante Methode besteht darin, eine Membran über ein Rohrende zu montieren und Druck auf das Rohr zu geben, so dass sie sich aufwölbt. Bei gleichmäßig dicker, horizontal liegender Membran ergibt sich ein rotationssymmetrischer Buckel. Zur genauen Beschreibung des Verformungszustandes braucht nur ein Meridionalschnitt gemessen zu werden, was über eine Kamera durch Verfolgen von zuvor angebrachten Reflexionspunkten geschieht. Diese Methoden sind im Gegensatz zur einachsigen Zugprüfung nicht allgemein verfügbar.

#### 4.5.2 Bewertung der Dehnungsmessung

Die Zugprüfmaschine liefert eine Kraft und die zugehörige Auslenkung  $\Delta l$ . Aus diesen Werten ergibt sich die relative Dehnung (Nenndehnung)  $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}$  und die Nennspannung

$\sigma = \frac{F}{A_0}$ . Dazu müssen die tatsächlichen Abmessungen jeder Probe vor der Prüfung gemessen werden. Beim Ausstanzen eines Schulterstabes ergibt sich kein genau rechteckiger, sondern ein leicht trapezförmiger Querschnitt, und auch die Dicke der Prüfplatten weicht immer ein wenig von den in der Prüfnorm vorausgesetzten 2 mm ab, so dass die tatsächliche Querschnittsfläche ohne weiteres um 10 % von dem Sollwert 8 mm<sup>2</sup> abweichen kann.

Die Spannungs-Dehnungs-Kurve eines Elastomers steigt bei der kontinuierlich aufgebrachten Dehnung im Zugversuch zunächst steil an, verläuft dann flacher und wird vor dem Bruch wieder steiler. In den Materialspezifikationen werden üblicherweise nur Mindestwerte für die Spannung bei bestimmten Dehnungen verlangt, z. B. bei 100 und 200 %. Diese Spannungswerte in N/mm<sup>2</sup> werden dann als „100%-Modul“ bzw. „200%-Modul“ bezeichnet. Für numerische Berechnungen sind diese Mindestforderungen unbrauchbar, da die wirklichen Werte oft wesentlich höher liegen und da das Material nicht über längere Zeit bei so großen Dehnungen eingesetzt werden kann.

### 4.5.3 Linear-elastische Näherung

Um einen E-Modul für ein lineares Modell zu bestimmen, wird die höchste auftretende Dehnung abgeschätzt. Bei Dichtungen kann die Überdeckung mit der Stange als erster Anhaltswert für ihre Größenordnung dienen. Dann wird eine Gerade als Annäherung der Spannungs-Dehnungs-Kurve benutzt. Die Steigung der Geraden ergibt den E-Modul. Dazu kann man den Schnittpunkt der Kurve mit der Geraden entweder durch den Punkt der höchsten Dehnung legen – in diesem Fall werden die elastischen Spannungen in Bereichen mit niedrigen Dehnungen zu gering angenommen – oder man schließt einen Kompromiss. Zum Beispiel kann der Schnittpunkt bei 2/3 der höchsten Dehnung angesetzt werden; dann wird das Material in stark verformten Bereichen als zu steif angenommen. Dieses Approximationsproblem tritt auch mit nichtlinearen Materialgesetzen auf [17].

Wie schon erwähnt ist es nicht empfehlenswert, eine lineare Näherung zu verwenden, da aktuelle FE-Programme dann numerische Schwierigkeiten in Verbindung mit Kontaktelementen bereiten.

### 4.5.4 Mooney-Rivlin-Konstanten

Unter den hyperelastischen Materialmodellen wird das Mooney-Rivlin-Modell bevorzugt benutzt. Ein zweiparametrisches Modell dieser Art kann auch als Polynomansatz erster Ordnung für das elastische Potential bezeichnet werden. Die Parameter werden mit  $C_1$  und  $C_2$ , manchmal auch mit  $C_{10}$  und  $C_{01}$  bezeichnet. Die Querkontraktionszahl  $\nu$  muss ebenfalls angegeben werden. Das Mooney-Rivlin-Modell kann zwar die Abnahme in der Steigung der Spannungs-Dehnungs-Kurve abbilden, nicht jedoch ihre Zunahme vor dem Bruch. Für einachsige Spannung wird der Spannungs-Dehnungs-Zusammenhang durch

$$\sigma = 2 \cdot \left( C_1 + \frac{C_2}{\lambda} \right) \cdot \left( \lambda - \frac{1}{\lambda^2} \right) \quad (4.1)$$

beschrieben. Dabei steht  $\lambda$  für die relative Dehnung, also das Verhältnis von gedehnter Länge zur Ausgangslänge:

$$\lambda = \frac{l_0 + \Delta l}{l_0} = 1 + \varepsilon \quad (4.2)$$

Aus dem Ausdruck für  $\sigma$  ist ersichtlich, dass die Koeffizienten die Einheit einer Spannung haben. Der zugehörige E-Modul ist  $E = 6(C_1 + C_2)$ .

### 4.5.5 Anpassung für die Messdaten

Manche FE-Programme, z. B. Abaqus, besitzen eine Routine, die automatisch die Materialkoeffizienten an gemessene Spannungs-Dehnungs-Kurven anpasst. Diese werden als ASCII-Daten eingelesen. Diese Methode ist allerdings mit Vorsicht zu benutzen, da sie lediglich in einer numerischen Ausgleichsrechnung für den einachsigen Zugversuch besteht. Der aus den angenäherten Koeffizienten bestimmte Spannungs-Dehnungs-Verlauf wird dem Benutzer als Hilfe im Vergleich mit den eingegebenen Werten grafisch dargestellt. Zusätzlich wird angegeben, in welchen Grenzen der Verformung das Materialmodell physikalisch sinnvoll bleibt (wenn die Spannung mit zunehmender Dehnung abnimmt, ist das nicht sinnvoll).

Beim Einlesen der Messdaten ist zu beachten, dass sie von einem Rauschen überlagert sein können. Beginnt die Dehnungsskala durch einen Offset mit negativen Werten, so funktioniert die Ausgleichsrechnung nicht. Der Messschrieb muss dahingehend bereinigt werden, dass die Spannungs-Dehnungs-Kurve exakt im Ursprung beginnt.

Die Mooney-Rivlin-Näherung kann die zunehmende Steigung der Kurve bei größeren Dehnungen nicht abbilden, sondern nur die abnehmende Steigung im Bereich bis etwa 150 oder 200 % Dehnung. Bezieht man alle Messwerte bis zum Bruch in die Koeffizientenbestimmung ein, so entsprechen die erhaltenen Werte einer schwach degressiven Spannungs-Dehnungs-Kurve, die zwar das korrekte Ergebnis der Ausgleichsrechnung darstellt, aber keinem der beiden Kurvenabschnitte gerecht wird. Bei Dichtungen treten Dehnungen bis höchstens ca. 30 % auf. Daher ist es besser, den Messschrieb zu verkürzen und z. B. die oberhalb von 100 % Dehnung ermittelten Spannungswerte nicht in die Ausgleichsrechnungen einfließen zu lassen.

In der Literatur ist die Empfehlung zu finden, dass  $C_1$  und  $C_2$  etwa im Verhältnis 6:1 oder auch 10:1 stehen sollen. Dies ist weniger wichtig als die realistische Anpassung der Messung des einachsigen Zugversuches in dem in der Berechnung auftretenden Dehnungsbereich.

Statt die Zugversuchsdaten zu verwenden ist es manchmal besser, einen bereits vorliegenden Satz von Parametern für ein ähnliches Material auf Basis des Unterschieds in der Shore-A-Härte anzupassen. Für die Abhängigkeit von Modul und Härte gibt es die folgende Faustregel:

$$G \approx 0,0918 \cdot e^{0,041 \cdot \text{Shorehärte}} \quad (4.3)$$

Für die Bestimmung der Koeffizienten des Neo-Hooke-Modells wird sie auch in der Form

$$G \approx e^{0,05 \cdot (\text{Shorehärte} - 57)} \quad (4.4)$$

angegeben.

Sind Werte für ein Gummi mit 65 Shore bekannt (Beispiel für einen SBR-Werkstoff:  $C_1 = 0,6179$ ,  $C_2 = 0,1148$ ) und sollen sie für 80 Shore angepasst werden, so erhöht sich der Modul nach der zuerst aufgeführten Regel um den Faktor 1,85, nach der zweiten Form um 2,11. Mit diesem Faktor werden die vorliegenden Koeffizienten multipliziert, und es ergibt sich  $C_1 = 1,1431$ ,  $C_2 = 0,2124$  bzw.  $C_1 = 1,3038$  und  $C_2 = 0,2422$ . Wie grob diese Methode ist, zeigt sich schon daran, dass der nach der Faustregel bestimmte Schubmodul für 65 Shore nicht mit dem übereinstimmt, der sich aus den bekannten Mooney-Rivlin-Koeffizienten ergibt. Wenn man die Shore-Härte zugrunde legt, ist dies aber auch nicht anders zu erwarten, da ihre Bestimmung von Messung zu Messung um einige Einheiten abweichen kann. Selbst wenn man den gleichen Grundkautschuk verwendet, kann eine unterschiedliche Härte sowohl über veränderte Füllstoffanteile als auch mit verschiedenem Vernetzungsgrad erreicht werden, was ebenfalls unterschiedliche Eigenschaften zur Folge hat.

## 5 Verschleißberechnung

Voraussetzung für eine rechnerische Simulation ist, dass ein Funktionszusammenhang zwischen Reibbeanspruchung und Abrieb bekannt ist. Ausgehend von einer Übersicht verschiedener Ausfallursachen, den Abriebmechanismen und dem zeitlichen Ablauf des Verschleißprozesses stellt dieses Kapitel den Verschleißkoeffizienten als sinnvoll verwendbare Kennzahl vor und erläutert, wie er in der numerischen Berechnung verschlissener Konturen Anwendung findet.

### 5.1 Ausfallursachen

Für Ausfälle von Dichtungen gibt es viele Ursachen. Ohne Anspruch auf Vollständigkeit sei eine Auswahl von Gründen angegeben:

- 1) Kratzer, Korrosionsstellen oder andere Schäden auf der Dichtungsgegenfläche.
- 2) Verschlechterung der mechanischen Kennwerte des Dichtungswerkstoffs durch Alterung. Dies umfasst einen umfangreichen Komplex von Schädigungsmechanismen, unter anderem Rissbildung unter Einfluss von Sauerstoff, Ozon und UV-Licht, Nachvernetzung des Elastomers und Wechselwirkungen mit dem Arbeitsmedium oder Schmierstoff.
- 3) Spaltextrusion bei Stopfbuchsen und O-Ringen.
- 4) Überlastung durch zu hohen Druck bis hin zum „Durchblasen“ der Dichtung.
- 5) Mangelschmierung, z. B. aufgrund schlechter Benetzung der Dichtungsoberfläche durch den Schmierstoff.
- 6) „Dieseleffekt“ in Hydraulikanlagen bei plötzlichen Druckstößen: Luftblasen sind mit Dämpfen des Öls gesättigt und entzünden sich durch die hohen Temperaturen, die bei plötzlicher Kompression auftreten.
- 7) Sättigung des Dichtungswerkstoffs mit einem unter Druck stehenden Gas. Bei Dekompression bilden sich Blasen im Material und zerreißen es.
- 8) Verdrillung eines O-Rings, der durch eine axial bewegte Stange auf einem Teil seines Umfangs mitgenommen wird.
- 9) Überhitzung. Sie kann durch zu hohe Umgebungstemperaturen oder durch Reibungswärme bei zu hoher Gleitgeschwindigkeit im Dichtkontakt auftreten und eine Vielzahl von Folgen haben: ungenügende Schmierung durch eine zu stark abfallende Viskosität des Schmierstoffs, Zersetzung des Dichtungswerkstoffs, Angriffsvorgänge durch Schmierstoffadditive, die erst oberhalb einer Mindesttemperatur stattfinden, weil für die ablaufenden Reaktionen eine bestimmte Aktivie-

rungsenergie erforderlich ist. Auch der Schmierstoff kann sich zersetzen und beispielsweise Ölkohleschichten bilden.

- 10) Allmählich fortschreitender Verschleiß der Dichtung oder der Gegenlauffläche. Er ist bei berührenden Dichtungen immer vorhanden und kann durch Auswahl einer für die vorliegenden Betriebsbedingungen geeignete Materialpaarung sowie durch die geometrische Gestalt der Dichtung beeinflusst werden.

Einige der Schadensursachen sind offenkundig, andere schwer zu finden. Es kommt hinzu, dass Dichtungen mit manchen Schäden lange Zeit im Gebrauch bleiben können, bevor eine Leckage auftritt. Eine leicht erkennbare Veränderung braucht nicht zum Ausfall zu führen. Es kann vorkommen, dass Rissbildung in einer Gummidichtung für die Schadensursache gehalten wird und auf Dauer zum Ausfall geführt hätte, während die wirkliche Ursache des Ausfalls eine schadhafte Gegenfläche ist. Die Gegenlaufflächen von Wellendichtungen sollen drallfrei sein, um keine unerwünschte Förderwirkung zu haben. Dazu wird die Fläche nach der Fertigung einer Drallprüfung (Fadenprobe) unterzogen, doch ist diese nicht in jedem Falle aussagekräftig und spricht beispielsweise nicht auf eine unzulässige Veränderung des Fertigungsprozesses an. Um mit Sicherheit zu beurteilen, ob eine Dichtung aus einem bestimmten Werkstoff mit einer Gegenfläche gegebener Bearbeitung in einem vorliegenden Schmierstoff und unter bestimmten Betriebsbedingungen eingesetzt werden kann, ist es erforderlich, mehrere Prüfmuster zu untersuchen, um eine statistisch abgesicherte Aussage machen zu können.

In der Praxis wird die Begründung für einen Ausfall gewöhnlich in mangelhafter Qualität der Dichtung gesucht und dem Hersteller angelastet. Dieser weiß, dass die Ursachen in vielen Fällen in Fehlern bei der Behandlung und Montage der Dichtungen und in Mängeln bei der Bearbeitung der Laufflächen liegen, dass es sich aber im Einzelfall nicht lohnt, den Verdacht zu widerlegen. Wenn Ausfälle häufiger auftreten, empfiehlt der Hersteller zunächst, einen anderen Dichtungswerkstoff einzusetzen. Wenn das nicht hilft, wird eine veränderte Gestaltung der Dichtstelle in Betracht gezogen.

Entsprechend den im Kapitel 3 beschriebenen Wirkmechanismen einer Dichtung kann ein Abrieb von der Oberfläche der Kontaktzonen auf zwei Weisen zur Leckage führen: zum einen dadurch, dass die für statische Dichtigkeit erforderliche Flächenpressung nicht mehr aufrechterhalten wird, zum anderen kann die Veränderung des Pressungsprofils dynamische Undichtheit hervorrufen.

## 5.2 Verschleißmechanismen

Grundsätzlich ist Verschleiß ein Materialabtrag von einer Oberfläche aufgrund einer mechanischen Beanspruchung. Dabei sind sowohl die Schädigungsmechanismen als auch die Erscheinungsformen der verschlissenen Oberflächen äußerst vielfältig. Eine in der DIN 15320 aufgeführte Systematik klassifiziert Verschleißvorgänge unter drei Aspekten:

- 1) Art der Kontaktpartner: Festkörper, Flüssigkeiten und Gase sowie in den Fluiden enthaltene Partikel treten in verschiedener Kombination auf.
- 2) Art der Beanspruchung: Gleiten, Rollen, Wälzen, Prallen und Strömen sowie Sonderformen wie Kavitation und Tröpfchenschlagerosion.
- 3) Wirksame Verschleißmechanismen.

Innerhalb dieses dritten Aspektes sind vier<sup>4</sup> Kategorien von Bedeutung:

- Adhäsion
- Abrasion
- Oberflächenzerrüttung und
- tribochemischer Verschleiß.

Für die hier betrachteten Paarungen eines Elastomers als Dichtungswerkstoff mit einer in der Regel metallischen Gegenfläche und einem Schmiermittel als Zwischenstoff kommen alle vier Verschleißmechanismen in Betracht.

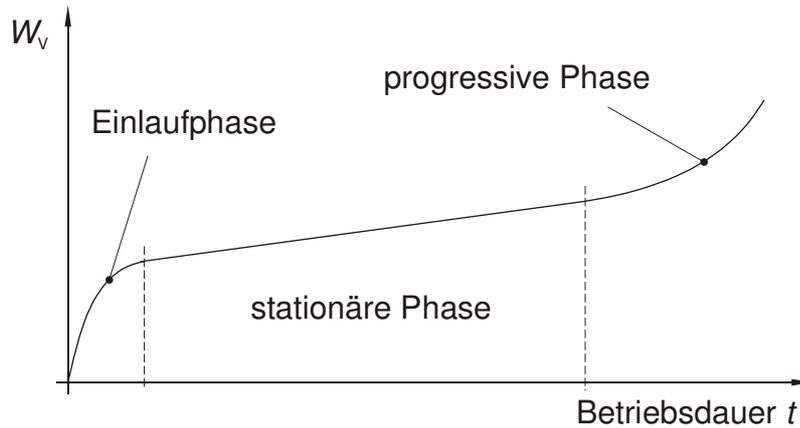
Bei der Adhäsion handelt es sich um physikalische Kräfte, die zwischen den Verschleißpartnern wirken, also physikochemische Bindungen zwischen gleichartigen und unterschiedlichen Stoffgruppen. Dies sind kovalente, metallische und Ionenbindungen, aber auch van-der-Waals-Kräfte und Wasserstoffbrücken. Somit sind daran alle Mechanismen beteiligt, von denen auch Klebstoffe Gebrauch machen. Manchmal führen Adhäsionsvorgänge dazu, dass Material auf eine Oberfläche aufgetragen wird. Gleichartige Kontaktpartner können unter dem Kontaktdruck an Rauheitsspitzen verschweißen, begünstigt durch entstehende Reibungswärme und durch die an den Spitzen auftretenden wesentlich höheren Kontaktdrücke, die dazu führen, dass das Material plastisch fließt. Die Mikro-Schweißpunkte werden durch die Gleitbewegung sofort wieder auseinander gerissen, wobei die Oberfläche rauer wird und sich Teilchen ablösen. Dieser Fressverschleiß geht mit hoher Reibung einher und zerstört die Reibflächen in kurzer Zeit.

Abrasion tritt bevorzugt zwischen einem harten und einem weicheren Kontaktpartner auf, wobei Rauheitserhebungen des härteren Materials in den Gegenkörper eindringen und dort durch mikroskopische Zerspanungs-, Furchungs-, Pflüge- und Brechvorgänge Partikel ablösen. Anstelle einer harten Oberfläche können auch harte Partikel in einem Schmierstoff diesen Abriebvorgang verursachen.

Oberflächenzerrüttung findet besonders bei Beanspruchungsarten wie Überrollung und bei Kontakten mit hohen Hertz'schen Pressungen statt, die starke elastische Verformungen des überrollten Werkstoffes zur Folge haben. Dabei werden Zonen der Oberfläche durch die mechanische Beanspruchung stark verformt und können diese Belastung nicht dauerhaft

---

<sup>4</sup> Tribosublimation wird nur ausnahmsweise als weitere Kategorie in der Literatur erwähnt [15] und tritt nur in Ausnahmefällen bei hohen Temperaturen auf.



**Abb. 14:** Entwicklung des Verschleißfortschritts während der Betriebsdauer

ertragen. Es bilden sich mikroskopisch kleine Anrisse an und unter der Oberfläche, die durch die fortgesetzte Belastung wachsen und nach einiger Zeit zu Ausbrüchen oder Abplatzen führen.

Tribochemischer Verschleiß entsteht durch chemische Reaktionen, die sich an der Oberfläche mindestens eines Gleitpartners abspielen. Nicht der Grundwerkstoff, sondern die Schicht der Reaktionsprodukte wird durch die Reibbeanspruchung abgetragen. Im einfachsten Falle findet Oxidation eines Reibkörpers bei hohen Temperaturen statt. Oft setzt man Schmierstoffen gezielt Additive zu, die Reaktionsschichten bilden. Diese vermeiden direkten Kontakt der Grundwerkstoffe und damit Fressen und sorgen für einen verminderten oder weniger veränderlichen Reibwert. Es kann vorkommen, dass sie sich vorteilhaft auf eine Verzahnung auswirken, eine Dichtung aber in kurzer Zeit zerstören.

### 5.3 Verschleißfortschritt

Im Laufe der Betriebsdauer eines Reibkontaktes sind, vereinfacht und idealisiert betrachtet, die drei in Abb. 14 dargestellten Phasen zu unterscheiden (vgl. [36]).

Die Kontaktflächen befinden sich anfangs im Fertigungszustand und machen zunächst einen Einlaufprozess durch. Dabei werden einige nach der Fertigung verbliebene Rauheitsspitzen eingeebnet, Verunreinigungen werden in die Oberflächen eingebettet, und die Flächen passen sich besser aneinander an. Häufig geht damit eine Verminderung der Reibung einher. In dieser Phase findet ein verhältnismäßig starker Verschleiß statt, der rasch zurückgeht.

In der zweiten, stationären Betriebsphase herrscht über lange Zeit ein gleichmäßiger, geringer Verschleiß. Je nach Art des Reibsystems können wechselnde Betriebsbedingungen zwischenzeitlich zu erhöhtem Abrieb führen oder die Ausbildung konstanter Reibungszustände gänzlich verhindern. Nimmt man das Reibsystem zwischendurch auseinander, bestimmt den Verschleiß, setzt es neu zusammen und lässt es weiterlaufen, so findet ein er-

neuter Einlaufprozess statt. Für die Prüftechnik heißt das, dass immer nur der gesamte Verschleiß bis zu einem Entnahmezeitpunkt ermittelt werden kann.

Am Ende der Lebensdauer kommt es zu stärkerer Abnutzung (progressiver Verschleiß). Beispielsweise ist die Oberflächenzerrüttung in einem Wälzlager so weit fortgeschritten, dass es zu Abplatzern kommt. Die abgelösten Teilchen führen schnell zu weiteren Folgeschäden. Wenn die oberflächenaktiven Additive im Schmierstoff aufgebraucht sind, werden keine frischen Verschleißschutzschichten mehr gebildet. Bei Dichtungselastomeren treten häufig Alterungsvorgänge auf, die die elastischen Eigenschaften des Werkstoffs verändern, zur Versprödung führen und verstärkten Abrieb zur Folge haben können.

Je nach Art des Systems treten die beschriebenen Phasen mehr oder weniger deutlich in Erscheinung. In günstigen Fällen wird die dritte Phase nie erreicht. So können Gleitlager mit voll hydrodynamisch tragendem Schmierfilm und sorgfältig sauber gehaltenem Schmierstoff jahrzehntelang ohne feststellbaren Verschleiß laufen. Vor der eigentlichen Einlaufphase gibt es bei manchen Systemen sogenannte Inkubationszeiten, in denen sich kein Abrieb feststellen lässt.

## 5.4 Verschleißkennzahlen

Der Verschleiß wird häufig lediglich durch die Verschleißtiefe an einer Stelle charakterisiert, manchmal auch durch die Verschiebung eines Bauteils aufgrund des Materialabtrags. Daneben ist die einfache optische Betrachtung des verschlissenen Bauteils sehr gebräuchlich, bei der die Größe der Verschleißfläche gemessen wird. Andere Verfahren ermöglichen es durch Vergleich mit einer zuvor erfolgten Messung des unverschlissenen Bauteils, direkt zu bestimmen, wie die Verschleißtiefe über den angegriffenen Flächenbereich hinweg verteilt ist. Man kann weiterhin durch Wägung den Massenverlust des verschlissenen Bauteils bestimmen. Dafür muss sichergestellt sein, dass das Ergebnis nicht durch Ablagerungen oder Aufnahme von Schmierstoff verfälscht wird. Gummidichtungen kann man nicht so messen, da das Quellungsverhalten des gesamten Bauteils nicht unabhängig vom Verschleißbetrieb zu bestimmen ist.

Zur Bildung und Benennung von Verschleißkenngrößen macht die inzwischen zurückgezogene DIN 50321 einige sehr allgemein gehaltene Angaben. Das angeführte Beispiel der Messung eines verschlissenen Dichtkantenprofils mit einem Tastschnittinstrument liefert durch Vergleich mit der unverschlissenen Kontur an jedem Messpunkt einen linearen Verschleißbetrag  $W_l$ , und die Messpunkte summieren sich entlang der Messstrecke zum planimetrischen Verschleißbetrag  $W_q$ . Multipliziert mit dem Umfang erhält man den volumetrischen Verschleißbetrag  $W_v$ , der sich in Kenntnis der Dichte ebenso gut als massenmäßiger Verschleißbetrag  $W_m$  angeben lässt. Diese vier Angaben werden als direkte Verschleißmessgrößen bezeichnet.

Da der Dichtring vor und nach der Abriebbeanspruchung im entspannten Zustand auf dem Rauheitsmessgerät liegt, muss auch der Umfang der unverformten Dichtlippenoberfläche

für diese Umrechnung angesetzt werden, um das abgetragene Werkstoffvolumen korrekt zu erfassen. Man könnte sich die relativ ungenaue Vermessung des entspannten Innendurchmessers ersparen und einfach festlegen, dass immer der Stangenumfang benutzt wird. Dann wäre es allerdings nicht mehr richtig, Dichtungen verschiedener Überdeckung miteinander zu vergleichen, und sollte das Abriebvolumen doch einmal über den Massenverlust bestimmt werden, so müsste man die erhaltenen Werte ebenfalls noch um den Überdeckungsfaktor korrigieren. Genau genommen muss man zu jedem Flächenelement des planimetrischen Verschleißbetrages auch den dort vorliegenden Radius benutzen. In einem numerischen Simulationsmodell lässt sich das auch leicht machen, aber beim Vergleich mit der Messung ist es ausreichend, einen mittleren Radius der Verschleißzone anzugeben.

Aus den direkten Verschleißmessgrößen, die am Bauteil nach einer bestimmten Beanspruchung ermittelt wurden, werden bezogene Größen gebildet, indem man sie ins Verhältnis zu den Versuchsparametern setzt. So ergibt sich mit der Versuchsdauer die Geschwindigkeit des Verschleißfortschritts, auch als Verschleißintensität bezeichnet (systematisch: bezogene lineare, planimetrische, volumetrische und massenmäßige Verschleißgeschwindigkeit). Für den Dichtungsverschleiß ist hingegen der Gleitweg von Interesse, insbesondere das volumetrische Verschleiß-Weg-Verhältnis  $W_{V/s}$ , Einheit  $\text{m}^3/\text{m}$  oder anschaulicher  $\text{mm}^3/\text{km}$ .

Zur numerischen Berechnung des Verschleißes ist eine Kenngröße erforderlich, die den Bezug zur Belastung des Reibkontaktes herstellt. Dafür können unterschiedliche Beiwerte benutzt werden [20], [36]. Als allgemein gebräuchliche Kennzahl empfiehlt [8] den Verschleißkoeffizienten

$$k = \frac{W_V}{F_N \cdot s}, \quad [k] = \frac{\text{mm}^3}{\text{N} \cdot \text{km}} \quad (5.1)$$

Darin sind:

$W_V$ : Volumetrischer Verschleißbetrag

$F_N$ : Normalkraft im Kontakt

$s$ : Gleitweg

Diese lineare Beschreibung des Zusammenhangs zwischen Pressung, Gleitweg und Verschleiß wird in [42] allgemein für den Abrieb von Polymeren angegeben. Sie ist nur bis zu einer Grenze der Reibbeanspruchung gültig, oberhalb derer eine thermisch bedingte Schädigung des Materials beginnt (Zersetzung oder Schmelzen). Dichtungen müssen deutlich unterhalb dieser Grenze eingesetzt werden, da der Abrieb sonst drastisch zunimmt.

[44] verwendet den Verschleißkoeffizienten ebenfalls in dieser Form zur Verschleißberechnung von PTFE-Manschetten. Dabei wird die Verschleißzunahme oberhalb eines

Grenzwertes der Flächenpressung durch eine Exponentialfunktion beschrieben und die Gleitgeschwindigkeit als weitere Einflussgröße berücksichtigt, die linear in den Verschleißkoeffizienten eingeht.

Naheliegender und physikalisch einleuchtender wäre es, das abgeriebene Volumen ins Verhältnis zur dissipierten Reibarbeit zu setzen („scheinbare Reibungsenergiedichte“), und dies ist für einige Anwendungsfälle auch üblich, z. B. um die Eigenschaften von Bremsbelägen zu kennzeichnen. Unglücklicherweise werden die Reibkräfte und damit die Reibarbeit und auch der Reibwert in vielen Fällen messtechnisch nicht erfasst, und auch zu den hier verwendeten Beispielmessungen stehen sie nicht zur Verfügung. Die Normalkraft jedoch, also die gesamte Belastung der Dichtlippe, lässt sich sowohl mit dem Radialkraftmessgerät bestimmen als auch aus der Rechnung entnehmen – der Vergleich der gemessenen mit der berechneten Radialkraft dient schließlich gerade dazu, die Materialkoeffizienten des Rechenmodells für das vorliegende Bauteil anzupassen. Diese Definition des Verschleißkoeffizienten wird daher beibehalten. Das Produkt  $F_N \cdot s$  mit der Einheit  $\text{N} \cdot \text{km}$  im Nenner der Einheitenbezeichnung wird nicht als Kilojoule geschrieben, sondern bleibt in dieser Form stehen, um nicht missverständlich eine Reibarbeit zu suggerieren.

Die numerische Bestimmung eines Verschleißabtrags muss hingegen von der mit einem FE-Programm bestimmten Flächenpressung ausgehen. An jedem Oberflächenknoten, der sich im Kontaktbereich befindet, wird daraus ein Verschleißbetrag ermittelt. Um den Abrieb darzustellen, verschiebt man den Knoten um diesen Betrag senkrecht zur Oberfläche der unverformten Dichtung ins Materialinnere hinein und erhält damit den Ausgangspunkt für eine neuerliche Berechnung der sich verändernden Verformungen und Pressungen.

Der Verschleißbetrag an einem Knoten wird nach der Beziehung

$$W_1 = k_1 \cdot p_N \cdot s \quad (5.2)$$

bestimmt, mit

- $W_1$ : linearer Verschleißbetrag in mm
- $k_1$ : pressungsbezogener Verschleißkoeffizient
- $p_N$ : Kontaktpressung normal zur Oberfläche

Nach der Bezeichnungsweise der DIN 50321 könnte  $k_1$  auch pressungsbezogenes Verschleiß-Weg-Verhältnis genannt und mit  $W_{1/ps}$  bezeichnet werden.

Demnach ist

$$k_1 = \frac{W_1}{p_N \cdot s}, \quad \text{mit der Einheit} \quad [k_1] = \frac{\text{mm}}{\text{MPa} \cdot \text{km}} = \frac{\text{mm}}{\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \text{km}} = \frac{\text{mm}^3}{\text{N} \cdot \text{km}}. \quad (5.3)$$

Damit besitzt  $k_1$  die gleiche Einheit wie der auf das Volumen bezogene Verschleißkoeffizient  $k^5$ . Weil sich die gesamte Kontaktkraft zwar auf den Dichtungsumfang verteilt, umgekehrt aber auch die von der FE-Rechnung gelieferte Flächenpressung mit dem Umfang zu multiplizieren ist, um auf den zum jeweiligen Knoten gehörigen Kontaktkraftbeitrag zu kommen, kann auch der gleiche Zahlenwert eingesetzt werden. Demnach sind  $k$  und  $k_1$  identisch.

Dadurch, dass der Gleitweg in km angegeben wird, sind die Werte des Verschleißkoeffizienten zwar nicht kohärent zu dem im Finite-Elemente-System benutzten Millimeter-Newton-Sekunde-System. Es ist aber nicht sinnvoll, nur aus diesem Grunde unanschaulich mit Verschleißwerten zu arbeiten, die um den Faktor  $10^{-6}$  kleiner wären. Für gleiche Zahlenwerte von  $k$  und  $k_1$  ist es notwendig,  $k_1$  in  $\text{mm}/\text{MPa} \cdot \text{km}$  und nicht in  $\mu\text{m}/\text{MPa} \cdot \text{km}$  anzugeben.

## 5.5 Verschleißhypothese

Als Grundlage der Verschleißbewertung wird davon ausgegangen, dass die Stärke des Abriebs von der Dichtlippenpressung bestimmt wird. In Wirklichkeit ist eine große Anzahl von Einflussgrößen von Bedeutung: Oberflächenrauheit, Werkstoff und Alterungszustand, Schmierstoff und Additive, Auftreten von Verschmutzungen sowie Temperatur und Gleitgeschwindigkeit. Eine Dichtung erfährt eine Belastung durch die Kombination verschiedener Betriebszustände, die aufeinander folgen und ineinander übergehen.

Um den Verschleiß über einen größeren Betriebszeitraum exakt vorherzusagen, müsste bekannt sein, wie die Verschleißintensität von all den genannten Größen abhängt. Auch der Verlauf der Betriebsbelastung ist als bekannt anzunehmen. Für jeden Betriebszeitpunkt oder in genügend kleinen Zeitschritten muss der tatsächliche Betriebszustand an jedem Punkt des Dichtkontaktes ermittelt werden. Die sich so ergebenden Abriebsbeträge summieren sich dann über die Betriebsdauer hinweg auf.

Für manche Dichtungen vereinfacht sich dieses Vorgehen dadurch, dass sie immer wieder gleichen Lastspielen unterworfen sind. Ein Beispiel ist die Schließzylinderdichtung einer Spritzgussmaschine. Bei den Antriebszylindern eines Baggerarms gibt es zwar auch Lastspiele, jedoch unterscheiden sie sich relativ stark nach Dauer, Hub, Bewegungsgeschwindigkeit und Höhe der auftretenden Kräfte und Drücke. Für solche schwankenden Belas-

---

<sup>5</sup> Die Flächenpressung wird hier in MPa eingesetzt. Beim Umgang mit einem FE-System ist es wichtig, durchgehend ein „kohärentes“, also hinsichtlich der Größenordnungen stimmiges Einheitensystem zu verwenden, da diese Programme keine Zehnerpotenzen zur Umrechnung vorsehen. Legt man die SI-Einheiten Meter, Newton und Sekunde zugrunde, so sind alle Drücke und Pressungen in  $1\text{N}/(1\text{m})^2 = 1\text{Pa}$  anzugeben.

Stattdessen sollen jedoch im Maschinenbau alle Längenangaben in Millimeter vorliegen. Die zum Millimeter-Newton-Sekunde-System ohne Umrechnungsfaktor kohärente Druckeinheit ist  $1\text{N}/(10^{-3}\text{m})^2 = 1\text{MPa}$ .

tungsarten ist eine statistische Beschreibung sinnvoll, die man durch Auswertung einer genügend großen Stichprobe von Lastspielen erhält, welche als typisch für die gesamte Gebrauchsdauer gelten können. In den seltensten Fällen liegen solche Daten bei der Auslegung einer Dichtung vollständig vor. Wenn eine Standarddichtung für verschiedene Anwendungen ausgelegt werden soll (z. B. Stangendichtung für die Mobilhydraulik bis 420 bar und für konventionelle Hydraulikflüssigkeiten), gibt es gar keine genauen Angaben über ein Lastkollektiv. Dennoch ist es sinnvoll, unterschiedliche Dichtungsgeometrien auf ihre Verschleißanfälligkeit hin zu untersuchen. Dann ist die Höhe der Flächenpressung die wichtigste Einflussgröße für eine vergleichende Bewertung.

In dieser Arbeit wird als erste Näherung die direkte Proportionalität zwischen Pressungswert und Verschleiß benutzt, wobei für jeden Punkt verschiedene, für unterschiedliche Lastfälle ermittelte Pressungen überlagert werden. Damit wird Gleichung (5.2) zu

$$W_1 = s \cdot \sum_{\text{Lastfall 1}}^{\text{Lastfall } n} g_i \cdot k_1 \cdot p_{N,i} \quad (5.4)$$

mit Gewichtungsfaktoren  $g_i$ , die für jeden Lastfall angeben, wie maßgeblich er für den Verschleißabtrag ist. Die Summe aller  $g_i$ -Werte muss eins ergeben, der Gleitweg  $s$  ist angemessen zu wählen, so dass an keiner Stelle ein zu großer Verschleiß in einem Berechnungsschritt auftritt.

Die Summation muss für mehrere kleine Schritte vorgenommen werden. Dieses Vorgehen ist im Prinzip einfach, aber bei weitem zu aufwendig, um es von Hand durchzuführen, und verlangt daher nach einer rechnergestützten Abarbeitung.

Zwar wird man die Gewichtungsfaktoren meist nur schätzen können, jedoch ist die wenigstens angenäherte Berücksichtigung verschiedener Lastfälle, deren systematische Behandlung in Abschnitt 6.2.1 dargestellt wird, von größter Bedeutung für eine korrekte Verschleißberechnung. Im Vergleich dazu ist eine gegenüber dem zur Pressung proportionalen Abrieb verfeinerte Verschleißhypothese von nachrangiger Bedeutung. Der Vollständigkeit halber soll jedoch aufgezählt werden, welche Verbesserungen möglich sind:

- 1) Komplizierterer Funktionszusammenhang zwischen Pressung und Verschleiß. Neben glatten Funktionen wie Wurzel- und Potenzfunktionen, logarithmischer oder exponentieller Zunahme des Verschleißes mit der Pressung sind auch Funktionen denkbar, bei denen ein nennenswerter Abtrag erst beim Überschreiten einer gewissen Mindestpressung einsetzt oder ab diesem Punkt sprunghaft zunimmt<sup>6</sup>.

---

<sup>6</sup> Im Hinblick darauf wandelt das im Abschnitt 6 vorgestellte Programm Knotenpressungen bei der Berechnung des Verschleißabtrages grundsätzlich erst in die zugehörigen Verschleißwerte um und addiert sie dann auf, statt zuerst die Pressungen zu addieren. Anstelle einer einfachen Multiplikation mit dem Ver-

2) Berücksichtigung der zeitlichen Abfolge der Belastungen in einem Lastspiel.  
Für manche Gleitpaarungen ist es auch von Bedeutung, wie die Beanspruchungen in einem Lastspiel zeitlich aufeinander folgen. Beispielsweise kann ein gänzlich anderer Verschleißmechanismus auftreten, nachdem ein bestimmter Grenzwert der Flächenpressung auch nur kurzzeitig überschritten wurde. Dann sind nicht nur die Pressungswerte im vorliegenden Berechnungsdurchlauf, sondern auch die Werte aus den vorangegangenen Rechenschritten mit einzubeziehen. Damit kann ein Einlaufverhalten berücksichtigt werden. Zu diesem Zweck muss man beispielsweise bei einer Stangendichtung unterscheiden, wie groß die bis zum aktuellen Schritt bereits simulierte Gesamtbetriebsdauer ist – denn das ist maßgeblich für den Einlauf der Gegenfläche – und wie lange jeder einzelne Knoten bereits am Kontakt teilnimmt, um auch in den Randzonen einer sich allmählich verbreiternden Berührzone einen anfänglich stärkeren Verschleiß der neu hinzugekommenen Bereiche zu berücksichtigen. Diese Erweiterung ist bereits deutlich schwieriger umzusetzen, denn die Datenstruktur enthält zwar die Berechnungsergebnisse aller vorherigen Durchläufe, aber sie müssten für die veränderten Knotenpositionen und Knotenanzahlen der sich inzwischen immer wieder anpassenden Vernetzung interpoliert werden.

3) Berücksichtigung der Pressung nicht nur an einem Punkt, sondern in der gesamten Berührbreite.

Dies ist wünschenswert, weil es einen Unterschied macht, ob ein bestimmter Pressungswert an einer scharfen Kante oder in einer breiten Berührzone auftritt. Im zweiten Falle kann sich ein hydrodynamischer Schmierfilm aufbauen, der den Abrieb vermindert. Um dies zu berücksichtigen, ist das Pressungsprofil nicht nur zu berechnen, sondern auch nach der inversen hydrodynamischen Theorie für die verschiedenen Lastfälle auszuwerten. Dazu sind Angaben über Gleitgeschwindigkeiten und Schmierstoffeigenschaften erforderlich.

Ist eine Abhängigkeit des Verschleißkoeffizienten von der Gleitgeschwindigkeit bekannt und sind verschiedene Geschwindigkeiten im Lastkollektiv zu berücksichtigen, so kann dies durch angepasste Gewichtungsfaktoren der einzelnen Lastfälle zusammen mit einem mittleren Verschleißkoeffizienten geschehen. Dieses Vorgehen ist zweckmäßiger als weitere Lastfälle einzuführen, die in jeder Verschleißiteration als weitere Rechenschritte mitgeschleppt werden müssen.

---

schleißkoeffizienten wird eine beliebig definierbare Funktion aufgerufen. Damit ist diese Verbesserung relativ leicht in das bestehende Programm zu integrieren.

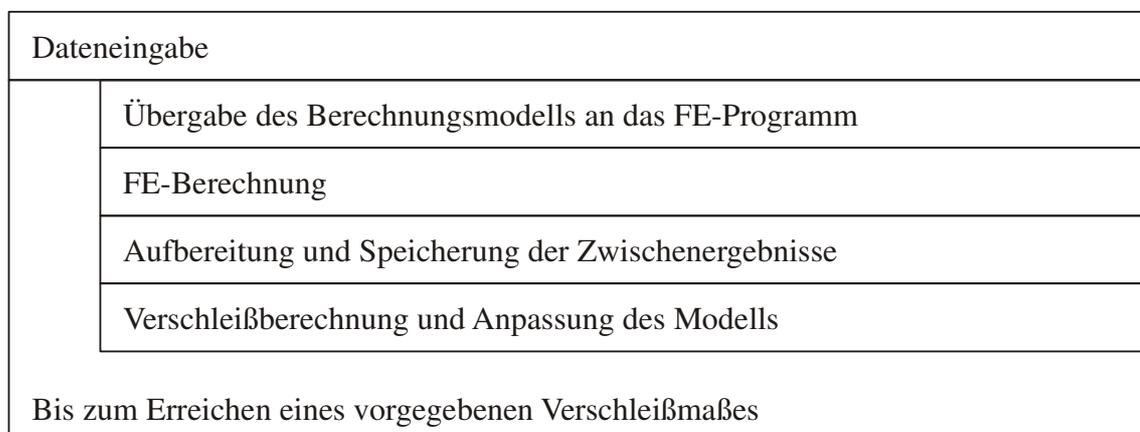
## 6 Verschleißberechnungsprogramm AAM

Um den allmählich fortschreitenden Verschleiß und seine Auswirkungen auf die Flächenpressungsverhältnisse unter Dichtlippen zu berechnen, wird im Folgenden ein Programmsystem entwickelt, das den Namen Abrieb-Analyse-Modul tragen soll (abgekürzt AAM). In diesem Kapitel werden beschrieben:

- 1) Die Voraussetzungen und Einschränkungen, die dem Programm zugrunde liegen. Sie bestimmen darüber, für welche Arten von Dichtungen es geeignet ist.
- 2) Ein System, das unterschiedliche Belastungsfälle nach Druck und Gleitbewegung klassifiziert und in die Berechnung einbezieht.
- 3) Die aufeinander folgenden Rechenschritte, die den Verschleißfortschritt und die für die Auslegung von Dichtungen benötigte Veränderung der Kontur liefern.

Die Softwaregrundlage und der Aufbau des erstellten Systems, die Bestandteile des Steuerprogramms und das Zusammenspiel mit dem FE-Programm dargestellt. Programmiertechnische Einzelheiten wie die interne Datenstruktur, das Eingabeformat und die Ablage der Ergebnisse werden so weit wie nötig dokumentiert.

Die prinzipielle Vorgehensweise bei der Verschleißsimulation geht aus Abb. 15 hervor. Zunächst wird mit einem Finite-Elemente-Modell eine Pressungsverteilung unter einer oder auch mehreren Dichtlippen berechnet (im verformten und gegebenenfalls druckbelasteten Zustand, mit hyperelastischem Materialverhalten, aber ohne Relaxation). Aufgrund der Pressung wird für jede Stelle der Dichtlippe bestimmt, wie stark dort der Abrieb sein wird. Das Programm verschiebt entsprechend dieser Verschleißerwartung die Randkontur des Dichtungsbauteils und führt eine neuerliche Rechnung durch. So wird bis zum Eintritt einer zweckmäßig gewählten Abbruchbedingung fortgefahren – bis der berechnete Verschleiß einem bestimmten Gleitweg entspricht oder bis eine vorgegebene Anzahl von Be-



**Abb. 15:** Vereinfachtes Struktogramm der Verschleißanalyse

rechnungsschritten ausgeführt wurde.

## 6.1 Konzeptionelle Grundlagen des Verschleißanalyseprogramms

Die Berechnung von Dichtungen erfordert eine auf die jeweilige Bauform abgestimmte Modellierung. Für den Aufbau des Modells und den Ablauf der Analyse sind vor allem folgende Gesichtspunkte maßgeblich:

- 1) Gestalt des Dichtungsquerschnitts.
- 2) Anzahl der Umbauteile.
- 3) Bewegungen der Umbauteile und der Dichtung relativ zueinander.
- 4) Druckbelastung auf verschiedenen Oberflächen der Dichtung.

Um ein systematisches Verfahren zur Verschleißberechnung zu entwickeln, das sich auf eine große Vielzahl verschiedener DichtungsbaufORMen anwenden lässt, müssen einige Festlegungen getroffen werden. Um die Datenstrukturen des Analysesystems einfach halten zu können, ist es wünschenswert, möglichst viele und präzise Einschränkungen vorzunehmen. Andererseits muss es flexibel genug bleiben, um nur wenige Möglichkeiten auszuschließen. In komplizierten Fällen kann das Verfahren zumindest Voruntersuchungen durchführen; wenn sich eine konstruktive Variante darin als viel versprechend erweist, wird eine genauer angepasste Modellierung nachgeholt.

Bei der Auswahl der hier getroffenen Festlegungen wurden speziell Radialwellendichtungen, Stangen- und Kolbendichtungen in die Überlegungen einbezogen, also typische Elastomerdichtungen. An Beispielen wird darauf hingewiesen, welche Berechnungsfälle durch die jeweilige Voraussetzung ausgeschlossen bleiben.

## 6.2 Festlegungen für die untersuchten Dichtungen

Eine wichtige Einschränkung besteht darin, dass nur rotationssymmetrische Dichtungen untersucht werden sollen. Dadurch wird eine Behandlung mit einem axialsymmetrischen FE-Modell ermöglicht.

Von der kreisrunden Form abweichende Stangen oder Zylinder bei Bewegungsdichtungen verlässlich dicht zu gestalten ist schwierig. Ein Beispiel für eine solche Anwendung ist in [22] beschrieben, ohne dass auf Details der Berechnung eingegangen wird. Ein Pneumatikkolben erhält hier einen achteckigen, leicht abgerundeten Querschnitt, damit keine zusätzliche Passfeder für die Verdrehsicherung der Kolbenstange benötigt wird. Um eine solche Kolbendichtung zu berechnen, ist in jedem Falle ein 3D-Modell erforderlich. Während bei einer axialsymmetrischen Dichtung überall der gleiche Ringspannungszustand herrscht, ändert sich die Spannungskomponente in Umfangsrichtung bei dieser abweichenden Form stark, und um eine annähernd gleichmäßige Flächenpressungsverteilung unter der Dichtlippe zu erreichen, sind entsprechende Profilkorrekturen in den Eckbereichen nötig. Die Flächen der Spritzgussform können nicht einfach rund geschliffen werden. Nur sehr große

Serien rechtfertigen eine solche Entwicklung, zumal der Vorteil in einer verhältnismäßig geringen Ersparnis an Gewicht und Bauraum liegt. Es ist auch ausgeschlossen, dass man nach längerer Zeit, wenn kein Original-Ersatzteil mehr erhältlich ist, ersatzweise auf eine Standardbauform aus dem Lagersortiment eines Dichtungsherstellers zurückgreift. Derartige Konstruktionen werden immer Sonderfälle bleiben. Die Beschränkung auf axialsymmetrische Querschnitte ist folglich gerechtfertigt.

Beim Aufbau des Modells sind Dichtungsbauteile und Umbauteile zu unterscheiden. Das Dichtsystem funktioniert zwar nur durch das Zusammenwirken aller Bestandteile, jedoch lässt sich normalerweise eindeutig bestimmen, welches die eigentliche Dichtung ist. Sie ist zumeist das nachgiebigste Teil. Für die Berechnung wird vereinfachend vorausgesetzt, dass die Dichtungsbauteile aus nichtlinear-elastischem Material bestehen und sich stark verformen, während alle anderen Bauteile als ideal starr gelten können. Wenn sich ein Hydraulikzylinder unter dem Innendruck aufweitet, so dass die Überdeckung zwischen Zylinderfläche und Kolbendichtung sich verändert, so bleibt dies unberücksichtigt, und es müsste in einer nachgeschalteten, detaillierteren Berechnung überprüft werden, ob die Funktion dadurch beeinträchtigt wird.

Eine weitere Voraussetzung besteht darin, dass die nachgiebigen Dichtungsbauteile verschleifen, die starren Umbauteile dagegen nicht. Für Stangendichtungen und rotierende Dichtungen mit überlagerten Axialbewegungen ist diese Voraussetzung erfüllt, für nur rotierende Dichtungen stellt sie eine Einschränkung dar, da eine Laufspur, die sich auf der Welle bildet, nicht wiedergegeben werden kann.

Die meisten der Dichtungen enthalten nur ein einziges Bauteil mit Dichtfunktion. Daneben stehen Verbundbauteile und Kombinationen mehrerer Dichtungsquerschnitte, zum Teil aus verschiedenen Werkstoffen. Als Beispiel für eine solche Bauform soll eine Kolbendichtung aus Polyurethan dienen (Freudenberg Ausführung SIMKO-300, Abb. 16). Unter dem Dichtring ist ein Rechteckring eingebaut, der selbst weder der Gleitbeanspruchung standhalten noch das erforderliche Pressungsprofil aufrechterhalten könnte, sondern nur die Vorspannung für die Dichtung aufbringt. Auch die Wurmfedern der Radialwellendichtungen und mancher Stangendichtungen erfüllen eine ähnliche Funktion. Fälle mit mehreren elastisch verformbaren Dichtungsquerschnitten werden in diesem allgemeinen Verschleißanalyseprogramm berücksichtigt. Es ist ebenfalls klar, dass es möglich sein muss, jedem Querschnitt einen eigenen Satz von Materialeigenschaften zuzuweisen.

Schließlich werden Trägheits- und Fliehkräfte als vernachlässigbar klein angesehen. Bei der Mehrzahl der druckbeanspruchten Dichtungsbauteile ist diese Annahme in guter Näherung erfüllt, da Druck- und Reibungskräfte wesentlich größer sind.

Als Reibmodell genügt es, Coulomb'sche Reibung ohne einen Unterschied zwischen Haft- und Gleitreibung vorzusehen. Es ist der Reibwert der Gleitreibung anzugeben.

Rotierende Dichtungen gleiten in Umfangsrichtung. Wenn keine axiale Gleitbewegung überlagert ist, übertragen sie keine axialen Kräfte. In einem axialsymmetrischen Berech-

nungsmodell muss demnach für solche Reibstellen der Reibwert null eingesetzt werden. Gleichzeitig ist die Reibung an den übrigen Kontaktflächen von null verschieden. Das Programm muss es folglich ermöglichen, für verschiedene Kontakte unterschiedliche Reibwerte anzusetzen.

### 6.2.1 Einheitliche Beschreibung von Belastungen

Die auf Dichtungen wirkenden Beanspruchungen lassen sich in Gleitbewegungen und Druckbelastung einteilen (spezielle Fälle wie Extrusionsbeanspruchung, Dekompression und Temperaturwechsel bleiben in diesem Analysesystem unberücksichtigt). Wenn es um Kolben- und Stangendichtungen geht, sind axiale Bewegungen in zwei Richtungen vorzusehen. Es bietet sich an, von einer feststehenden Dichtung auszugehen, während einer der sie einschließenden Starrkörper sich bewegt: bei Stangendichtungen die Stange und bei Kolbendichtungen der Zylinder. Die in entgegengesetzte Richtungen wirkenden Reibkräfte rufen unterschiedliche Verformungen der Dichtung hervor, was Auswirkungen auf das Pressungsprofil hat.

Ist die axiale Verschiebung gering, so wird die Dichtlippe nur elastisch verformt, ohne dass Gleiten im Kontakt auftritt. Mit zunehmender Verschiebung beginnen zunächst einige Elemente im Kontakt zu rutschen, bis schließlich alle auf der Gegenfläche gleiten. Numerische Berechnungsergebnisse für diese Übergangsphase – der Kontaktstatus „gleitend“ oder „haftend“ und die Reibkraft parallel zur Oberfläche für jeden Knoten in der Kontaktzone – sind für die Verschleißentwicklung nicht auswertbar. Die gewählte Verschiebung muss daher mindestens so groß sein, dass die Dichtung im gesamten Kontakt mit Sicherheit in den Gleitzustand übergeht. Dafür sollte es normalerweise genügen, den Stangenradius bzw. Zylinderradius als Verschiebeweg vorzugeben. Um aber selbst Fälle zu berücksichtigen, in denen das Dichtungsbauteil einem Faltenbalg ähnelt, bleibt es in dem hier vorgestellten Programm dem Benutzer überlassen, die Größe des Verschiebeweges in positiver und negativer Richtung im Eingabedatensatz festzulegen. Es sei noch erwähnt, dass ein größerer Verschiebeweg keinen zusätzlichen numerischen Aufwand verursacht, sobald überall Gleiten auftritt und sich der Verformungszustand nicht mehr ändert.

Der Bediener muss weiterhin überprüfen, dass die verschobenen Bauteile lang genug sind, so dass die Dichtlippe auch am Ende des Verschiebeweges noch an einer Gegenfläche anliegt und nicht vorher „herunterfällt“. Es zeigt sich an dieser Stelle bereits, dass es zu jedem Berechnungsschritt möglich sein muss, das Ergebnis der FE-Berechnung mit Hilfe des dafür vorgesehenen Postprozessors zu inspizieren.

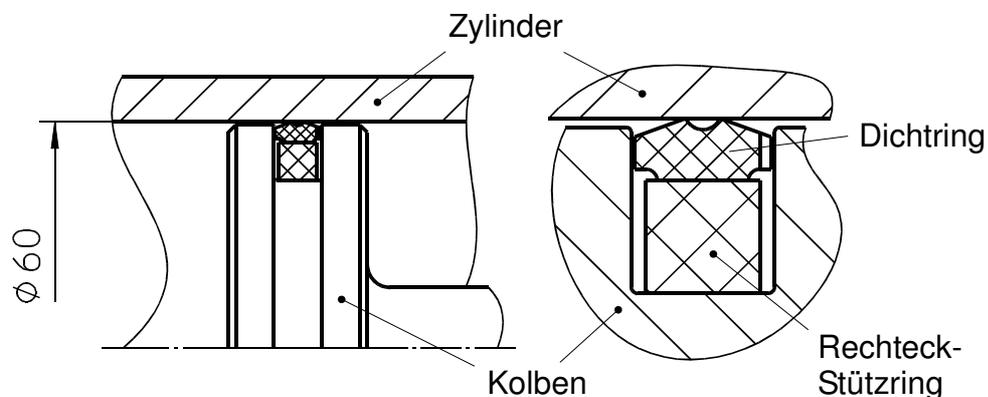
Bei einem Lastfall mit Druckbeaufschlagung können im Prinzip beliebig viele unterschiedliche Drücke auf verschiedene Teilstücke der Berandung eines Dichtungsquerschnitts einwirken. Ein vielfältig anwendbares Berechnungssystem braucht die Druckbelastung jedoch nicht so allgemein darzustellen, sondern kann sich stattdessen auf einen einzigen Druck beschränken, der auf einen oder mehrere Abschnitte wirkt. Weil Dichtungen häufig abwechselnd von zwei Seiten mit Druck belastet werden, müssen dafür min-

Lastfall / Kurzname	Druckdifferenz	Bewegungsrichtung	Reibung	Für Verschleißberechnung an
1 / a	0	0	ohne	rotierenden Dichtungen
2 / m1	0	+	mit	Stangendichtungen
3 / m2	0	-	mit	Stangendichtungen
4 / p1	+	0	ohne	rotierenden Dichtungen
5 / p1m1	+	+	mit	Stangendichtungen
6 / p1m2	+	-	mit	Stangendichtungen
7 / p2	-	0	ohne	rotierenden Dichtungen
8 / p2m1	-	+	mit	Stangendichtungen
9 / p2m2	-	-	mit	Stangendichtungen

**Tab. 1:** Lastfälle mit Druck und Bewegung sowie Kombinationen

destens zwei verschiedene Lastfälle mit verschiedenen abzudichtenden Druckdifferenzen vorgesehen sein.

Aus diesen Überlegungen ergeben sich acht verschiedene, grundlegend unterschiedliche Lastfälle, die das Analysesystem behandeln und für die Verschleißbewertung berücksichtigen können muss: Zwei Fälle nur mit Bewegung in beiden Richtungen, zwei nur mit Druck und ohne Bewegung, und vier weitere ergeben sich aus deren Kombination. In Tab. 1 sind diese Lastfälle systematisch zusammengestellt und um einen weiteren Berechnungsfall ergänzt, der immer mit einbezogen werden muss. Dies ist der unbelastete Zustand, in dem sich die Dichtung durch die in der Montage (Assembly, Kurzname a) aufgetragenen Verschiebungen befindet. Eine Bewegung (Movement, m) in negativer Richtung und ein Druck in positiver Richtung tragen in Kombination den Kurznamen p1m2.



**Abb. 16:** Pneumatik-Kolbendichtung „SIMKO-300“ mit zwei Dichtungsquerschnitten

Das Programm AAM unterstellt, dass die tatsächliche Belastung durch eine Kombination der Standardlastfälle darstellbar ist. Für jeden Lastfall wird die Pressungsverteilung berechnet und der Verschleißfortschritt bestimmt. Eine Kombination von druckloser Bewegung und Bewegung bei einem vorgegebenen Berechnungsdruck muss als Näherung für alle im Betrieb möglichen Druckzustände, ihre Häufigkeit und die dabei zurückgelegten Gleitwege dienen.

Zu diesem Zweck verlangt das Berechnungsprogramm vom Bediener die Eingabe von neun Werten, die angeben, wie maßgeblich die einzelnen Lastfälle für den Verschleißfortschritt sind. Die Summe aller Werte soll dabei eins ergeben. Ist ein Wert null, so braucht der zugehörige Lastfall nicht berechnet zu werden. Der Montagezustand als Ausgangspunkt für alle übrigen Belastungen wird hingegen immer durchgerechnet. Tab. 2 zeigt beispielhafte Werte für die Gewichtungsfaktoren  $g_i$  der Lastfälle gemäß Gleichung (5.4) in einigen Anwendungen.

Diese Darstellung der möglichen Belastungen bedeutet unvermeidlich eine Einschränkung, und es sind leicht Fälle konstruierbar, für die sie erweitert werden müsste. Ein Beispiel ist eine Dichtung mit zwei Lippen, von denen sich eine ab einem bestimmten Druckniveau von der Gegenfläche abhebt. Die Berechnung wird dadurch deutlich komplizierter, denn es wird ein weiterer Berandungsbereich des Dichtungsquerschnitts einer Druckbelastung ausgesetzt.

### 6.2.2 Montagevorgang

Die Dichtungsgeometrie wird im unverformten Zustand eingegeben, und am Beginn der Berechnung muss immer der Zusammenbau mit den Umbauteilen stehen. Im einfachsten Fall genügt dafür ein einzelner Analyseschritt, aber es können auch mehrere erforderlich sein. Wenn die Dichtung ohne Kontakte mit den Umbauteilen nicht ausreichend festgelegt ist, wird sie in einem ersten Berechnungsschritt an einem Punkt starr festgehalten, während die Kontakte durch Verschiebung der Umbauteile entstehen. Im zweiten Schritt wird dann die starre Festlegung gelöst, die sonst das Verformungsergebnis verfälschen würde. Um solche komplizierten Vorgänge darstellen zu können, muss AAM für den Montagevorgang

Anwendungsfall	a	m1	m2	p1	p1m1	p1m2	p2	p2m1	p2m2
Rotierende Dichtung ohne Druck	1	0	0	0	0	0	0	0	0
Rotierende Dichtung mit wechselndem Druck	1/3	0	0	1/3	0	0	1/3	0	0
Stangendichtung ohne und mit Druck	0	0,25	0,25	0	0,25	0,25	0	0	0
Stangendichtung mit einseitiger Druckbeaufschlagung	0	0,4	0	0	0,1	0,5	0	0	0

**Tab. 2:** Typische Kombinationen von Lastfällen mit beispielhaften Gewichtungsfaktoren

eine flexible Formulierung verschiedener Randbedingungssätze in mehreren aufeinander folgenden Schritten ermöglichen.

Der zusammengebaute Zustand dient als Ausgangspunkt für alle weiteren Lastfälle. Diese werden, da sie die Dichtung verglichen mit der Formänderung bei der Montage nur geringfügig verformen, in einem einzigen Berechnungsschritt aufgebracht, unabhängig davon, ob nur eine Verschiebung oder zusätzlich auch eine Druckbelastung auftritt.

### 6.3 Abriebbewertung

Bei einer numerischen Verschleißermittlung ist zu beachten, dass in jedem einzelnen Schritt keine zu großen Materialtiefen abgetragen werden. Eine Berührzone verbreitert sich durch den Abrieb, so dass an ihrem Rand zusätzliche finite Elemente am Kontakt teilnehmen. Diese Ausbreitung kann nicht realistisch dargestellt werden, wenn die Profilkorrektur in jedem einzelnen Schritt zu groß ist. Auch das Pressungsprofil im Dichtkontakt und seine Veränderung müssen von Schritt zu Schritt realistisch verfolgt werden können.

Andererseits sollen nicht unnötig viele Iterationsschritte erforderlich sein, um einen deutlichen Abtrag zu erzielen. AAM geht von einer maximalen Schrittweite aus, die in Form einer höchstens zulässigen Verschleißabtragshöhe pro Iteration in der Eingabedatei vorgegeben wird. Dieser Wert sollte bereits so gewählt sein, dass die Veränderungen genügend genau erfasst werden.

Wie der Pressungswert an einem Knoten in die dort anzubringende Verschleißverschiebung umgewandelt wird, ist im Grundsatz in Abschnitt 5.5 beschrieben. Es wird direkte Proportionalität zwischen dem numerisch bestimmten Pressungswert und der erforderlichen Konturverschiebung mit dem Verschleißkoeffizienten als Proportionalitätsfaktor angenommen. Die aus den Kontaktnormalspannungen in den verschiedenen Lastfällen ermittelten Einzelverschiebungen werden überlagert. Im Eingabedatensatz hat der Benutzer allen vorgesehenen Lastfällen Gewichtungsfaktoren zugewiesen, mit denen die Einzelergebnisse bewertet werden.

Zur Abriebbewertung wird festgestellt, an welchem Knoten einer Kontaktfläche sich die höchste gewichtete Flächenpressungssumme ergibt. An dieser Stelle wird auch der stärkste Verschleiß auftreten. Der Berechnungsalgorithmus bestimmt nun mit dem in der Eingabedatei vorgegebenen Verschleißkoeffizienten, wie groß der Verschleißgleitweg ist, wenn an diesem Punkt der vorgegebene maximale Verschiebungsbetrag erreicht wird. Dieses Vorgehen ähnelt der Iterationsstrategie der FE-Programme für die Berechnung großer Verformungen, bei denen die Schrittweite in Abhängigkeit vom Konvergenzverhalten angepasst wird und sich ebenfalls erst im Laufe der Berechnung herausstellt, wie viele Iterationsschritte erforderlich sind.

Das Berechnungssystem ermöglicht es, dass in einem Modell gleichzeitig mehrere Kontakte einer Verschleißbeanspruchung ausgesetzt sind. Jeder davon kann seinen eigenen Verschleißkoeffizienten haben, wenn sie aus unterschiedlichen Werkstoffen bestehen,

wenn die Gegenflächen nicht gleich sind oder unterschiedliche Schmierverhältnisse vorliegen. Somit kann sich für jede Zone ein anderer maximaler Verschleißgleitweg ergeben. Der kleinste dieser Werte wird nach jedem Rechnungsdurchgang bestimmt und für die Berechnung der Verschiebungen an allen Kontaktknoten herangezogen.

### 6.3.1 Korrektur der Verschiebungswerte

In der iterativen numerischen Berechnung von Pressungsverteilungen tritt ein zunächst überraschendes Problem auf, das als „Knittern“ der Kontaktfläche bezeichnet werden kann: die Kurve der Flächenpressung neigt zu einem zickzackförmigen Verlauf. Tritt an einem Knoten der Oberfläche ein gegenüber den Nachbarknoten erhöhter Pressungswert auf, wird er im folgenden Verschleißmodifikationsschritt tiefer als diese ins Material hinein verschoben. Wenn der Abriebbetrag in einem Schritt zu groß ist, dann entsteht dadurch eine kleine Vertiefung in der Oberfläche.

Im folgenden Berechnungslauf ist die Pressung an diesem Knoten deutlich geringer oder sogar null, dafür treten an den benachbarten Knoten umso höhere Werte auf. Die Nachbarknoten bilden nach der zweiten Verschiebungsoperation Vertiefungen, während der erste Knoten kaum verschoben wird und im Vergleich zu ihnen aus der Oberfläche hervorragt. Auf diese Weise verstärkt sich die Zickzackform des Pressungsverlaufs von Schritt zu Schritt, breitet sich von einer Anfangsstelle auch über die benachbarten Knoten hinweg aus und wird als Zickzack in der Oberflächenkontur sichtbar.

Versucht man diesem Verhalten mit einer verringerten Schrittweite des Verschleißabriebs zu begegnen, so sind nur noch sehr kleine Verschiebungswerte möglich, und in Bereichen, wo dies nicht nötig ist, werden viele Iterationen durchgeführt. Besser ist es, den Abriebbetrag nach jedem Rechnungslauf anzupassen.

Der Winkel zwischen den Konturlinien an einem Knoten lässt den Knoten entweder bei konvexem Verlauf des Querschnittsumrisses aus der Oberfläche hervorstehen (positiver Winkel für eine Umrisslinienfolge im Gegenuhrzeigersinn, „konvexer Knoten“), oder der Konturverlauf ist konkav und der Winkel negativ. Ein angepasster Wert für den Abriebbetrag lässt sich aus der Bedingung gewinnen, dass kein Knoten in einem Schritt von einem konvexen zu einem konkaven Knoten werden soll. Bei einer gegebenen Verschiebung verändern sich die Winkel an den Knoten umso stärker, je kleiner die daneben liegenden Elemente sind. Aus diesem Grunde ist es wichtig, sehr kleine Elemente zu vermeiden.

Ein geeigneter Algorithmus zur Bestimmung des maximal zulässigen Abriebbetrages geht davon aus, dass die Winkeländerung an einem Knoten im Bereich um null herum annähernd proportional zur Verschiebung ist. Zunächst wird ein Gleitweg berechnet, wie im vorigen Abschnitt beschrieben. Mit diesem Wert wird ein modifizierter Umriss berechnet und festgestellt, wie sich der Winkel an jedem Knoten dabei ändert. Für alle Knoten wird überprüft, ob das Vorzeichen des Winkels wechselt. Gegebenenfalls verringert man den Verschleißweg so weit, dass der Winkel zu null wird.

Zusätzlich bringt der Algorithmus eine geringfügige Korrektur an, die verhindert, dass die Iteration bei einem sehr kleinen Winkelwert mit immer kleineren Gleitwegen pro Schritt stagniert. Dies kann aufgrund des in Wirklichkeit nichtlinearen Zusammenhangs zwischen der Winkeländerung und der Verschiebung geschehen.

Mit dieser Maßnahme gelingt es, den „Knittereffekt“ verlässlich zu unterdrücken. Der Preis dafür besteht in einer etwas erhöhten Anzahl von Berechnungsdurchläufen.

Damit es möglich ist, vergleichbare Ergebnisse nach bestimmten Betriebsdauern für unterschiedliche Lastannahmen zu erzeugen, kann in der Eingabedatei eine Reihe von genauen Werten für den Verschleißgleitweg vorgegeben werden. Vor jeder Konturmodifikation wird geprüft, ob mit dem zusätzlich hinzukommenden Verschleißweg einer dieser Werte überschritten wird, und gegebenenfalls eine weitere Reduktion vorgenommen. Sind keine genauen Sollwerte für den Gleitweg angegeben, so hängt es vom Verlauf der Berechnung ab, bei welchen Wegen Verschleißergebnisse ausgerechnet werden.

### **6.3.2 Abbruchkriterien**

Um festzustellen, wann die Rechnung abgebrochen werden soll, kann man entweder den Gesamtverschleißweg vorgeben, der bis dahin bewältigt worden sein muss, oder eine Höchstzahl von Iterationen festsetzen und abwarten, welchem Gleitweg diese entsprechen hätten. Bei endlos fortgesetzter Iteration würde der Dichtring sich irgendwann so weit abreiben, dass keine Überdeckung mit dem Gegenkörper mehr vorliegt. Ob das Programm diesen Zustand noch korrekt modelliert, hängt davon ab, ob die veränderte Geometrie überhaupt noch durch das beschriebene Verfahren einer schrittweisen Verschiebung von Knoten immer senkrecht zur Oberfläche des jeweils vorhergehenden Verschleißzustandes aus der anfänglichen Kontur hervorgehen kann. Wenn ein Radialwellendichtring aufgerieben wird, bis die Schnurfeder direkt auf der Welle scheuert, geht das nicht mehr (normalerweise reicht die Überdeckung dafür nicht aus, und es müsste schon eine größere Welle benutzt werden als vorgesehen). Es ist allerdings zu bezweifeln, dass ein Konstrukteur auf die Idee kommt, Dichtungen für einen Betrieb mit so drastischen Verschleißschäden ausulegen. Das Programm AAM kann nicht selbst überprüfen, bis zu welchem Verschleißfortschritt das Ergebnis noch geometrisch sinnvoll ist, so dass der Bediener dies nach dem Ende der Rechnung noch einmal kontrollieren muss.

## **6.4 Programmtechnische Realisierung**

### **6.4.1 Auswahl der Softwarebasis**

Wegen des immensen Programmierungsaufwandes muss ein vorhandenes Finite-Elemente-Programm für die numerische Berechnung eingesetzt werden.

Von dem FE-Paket muss verlangt werden, dass es vier Fähigkeiten mitbringt:

- 1) Steuerbarkeit durch eine Skriptsprache.

- 2) Sehr hohe Stabilität des Programmlaufes und robuste Numerik.
- 3) Leistungsfähiger Umgang mit den Nichtlinearitäten des Gummimaterials, der Geometrie bei großen Verformungen und der Kontaktmodellierung.
- 4) Verlässliche, vollkommen selbsttätig arbeitende Vernetzungsalgorithmen.

Während der Konzipierung von AAM standen die kommerziell angebotenen FE-Programme Ansys und Abaqus zur Verfügung. Aufgrund des deutlich stabileren und weitgehend unabhängig von der Qualität der Vernetzung ablaufenden numerischen Lösungsprozesses bei Kontaktanalysen wird Abaqus eingesetzt.

Für den Gebrauch an Hochschulen stehen die meisten FE-Pakete zu wesentlich vergünstigten Lizenzbedingungen zur Verfügung. Für eine kommerzielle Verwendung des Verschleißberechnungsprogramms stellt der Rückgriff auf eine bestimmte Software, die als Voraussetzung benötigt wird und jährlich mehrere zehntausend Euro Lizenzgebühr kostet, jedoch ein beträchtliches Hindernis dar, falls ein interessiertes Unternehmen nicht ohnehin über eine Lizenz verfügt. Daher wäre es vorteilhaft, ein Freeware-Programm benutzen zu können. Obwohl verschiedene frei verfügbare FE-Pakete mit bemerkenswertem Leistungsniveau existieren, ist keines bekannt, das alle vier Anforderungen erfüllt.

Eine weitere Festlegung ist mit der Entscheidung für Abaqus vorgezeichnet. Das FE-Hauptprogramm besteht aus einem numerischen Solver, für den verschiedene Prä- und Postprozessoren Eingabedaten erzeugen können. Bis vor einigen Jahren waren dies Produkte von Fremdanbietern, und erst seit relativ kurzer Zeit bietet der Hersteller von Abaqus eine eigene grafische Benutzeroberfläche (Abaqus-CAE, „Computer Aided Engineering environment“) als Prä- und Postprozessor an. Diese ist als eine Erweiterung der frei verfügbaren Skriptsprache Python um eine Reihe von Abaqus-spezifischen Befehlen programmiert (Python ist wesentlich jünger als das Eingabeformat des Abaqus-Solvers und hat keine Gemeinsamkeiten damit). Es bietet sich an, auch das Abriebanalysemodul AAM in Python zu programmieren. Jedoch ist AAM konsequent unabhängig vom eigentlichen Abaqus-Programm und besitzt eine eigenständige Datenstruktur, um das Dichtungssystem zu repräsentieren. Damit bleibt prinzipiell die Möglichkeit bestehen, statt Abaqus auch ein anderes geeignetes FE-Programm für AAM einzusetzen. Da die Umwandlung des AAM-eigenen Modells in Eingabedaten für die FE-Software dann völlig neu implementiert werden müsste, wäre der Aufwand dafür jedoch sehr hoch.

Python ist eine Interpretersprache, was die Programmierarbeit durch schnelles Testen ohne Compilervorgänge erleichtert, und bietet weitgehende Möglichkeiten zum objektorientierten Programmieren an. Dadurch können komplexe Datenobjekte relativ komfortabel erstellt werden. Der prinzipbedingte Geschwindigkeitsnachteil gegenüber einer Compilersprache fällt in diesem Fall nicht ins Gewicht, da die von AAM durchgeführten Operationen wenig rechenintensiv sind und der größte Teil der Laufzeit vom FE-Programm beansprucht wird. Zudem existiert ein umfangreicher Vorrat an Hilfsprogrammen mit sehr weitgehenden, vorgefertigten Funktionen. AAM macht z. B. für die Visualisierung der

Ergebnisse von einem Diagrammerstellungspaket namens Dislin [24] Gebrauch, dessen Python-Version ebenfalls für wissenschaftliche Zwecke ohne Lizenzgebühren zur Verfügung steht. Dislin wurde ursprünglich zur Visualisierung geologischer und meteorologischer Daten entwickelt.

#### **6.4.2 Portabilität und Lebenserwartung des Berechnungssystems**

Weiterhin steht Python für eine große Anzahl von Betriebssystemplattformen zur Verfügung – einer der Gründe dafür, dass es als Grundlage für Abaqus-CAE ausgewählt wurde. Dies lässt erwarten, dass das Modul AAM auch in einigen Jahren noch lauffähig ist. Bisher wurde AAM ausschließlich unter Windows-XP getestet, jedoch wurde Wert darauf gelegt, alle das Betriebssystem betreffenden Funktionsaufrufe, also Befehle zum Erstellen von Arbeitsverzeichnissen und zum Schreiben von Ergebnisdateien, plattformunabhängig zu programmieren.

Eingabe- und Ergebnisaustauschdateien sind konsequent im ASCII-Format gehalten. Ergebnisgrafiken können von Dislin in einer Reihe von Formaten erzeugt werden. Als Standard sind die in Windows-Umgebungen leicht zu verwendenden WMF-Dateien eingestellt.

Python wird, wie Abaqus, stetig weiterentwickelt. Leider ist damit auch die Gefahr verbunden, dass einzelne der verwendeten Befehle in zukünftigen Versionen nicht unterstützt werden<sup>7</sup>.

Die Skripttexte sind umfangreich kommentiert. Das Programmsystem benutzt keine grafischen Bedienelemente und lässt während des Programmlaufes keine Interaktion mit dem Benutzer zu. Alle Parameter und Eingabewerte befinden sich in ASCII-Dateien, die zu Beginn eingelesen werden. Damit die Benutzung des Programms nicht auf einen deutschsprachigen Benutzerkreis eingengt bleibt, sind alle Kommentare konsequent in englischer Sprache abgefasst. Eine gesonderte englischsprachige Dokumentation existiert jedoch nicht.

### **6.5 Zusammenspiel der AAM-Bestandteile**

Eine genaue Übersicht der verschiedenen Module des Programmsystems AAM zeigt Abb. 17. Die interne Datenstruktur, die zu Anfang des Programmlaufes erzeugt wird, ist die Grundlage aller Operationen. Sie wird dem für angemessene Vernetzung und Verschleißabrieb veränderten Geometriemodell nach jedem Berechnungsdurchlauf neu angepasst.<sup>8</sup>

---

<sup>7</sup> Die aktuellen, mit AAM getesteten Versionen sind: Abaqus 6.5-1 mit Python 2.0 als Steuersprache, Python 2.4 als übergeordnete Skriptsprache und Dislin 8.2 für Python 2.4. Entwicklungs- und Testplattform ist Windows XP Professional SP3.

<sup>8</sup> Interessant ist der Vergleich mit dem Ansatz einer in [44] und [45] vorgestellten Verschleißberechnung. Dabei wird MARC statt Abaqus benutzt und das Netz mit einem für die Umformtechnik entwickelten

Bevor die Datenstruktur näher erläutert wird, soll zunächst auf den Ablauf des Programms eingegangen werden, der sich anhand von Abb. 17 und Abb. 18 nachvollziehen lässt. Dabei wird auch das System der Ergebnisdateien beschrieben.

---

Programmmodul nachgeführt, statt nach jeder Konturmodifikation neu zu vernetzen. Es werden wesentlich kompliziertere Stoffgesetze für die Berechnung von PTFE-Dichtungen eingesetzt.

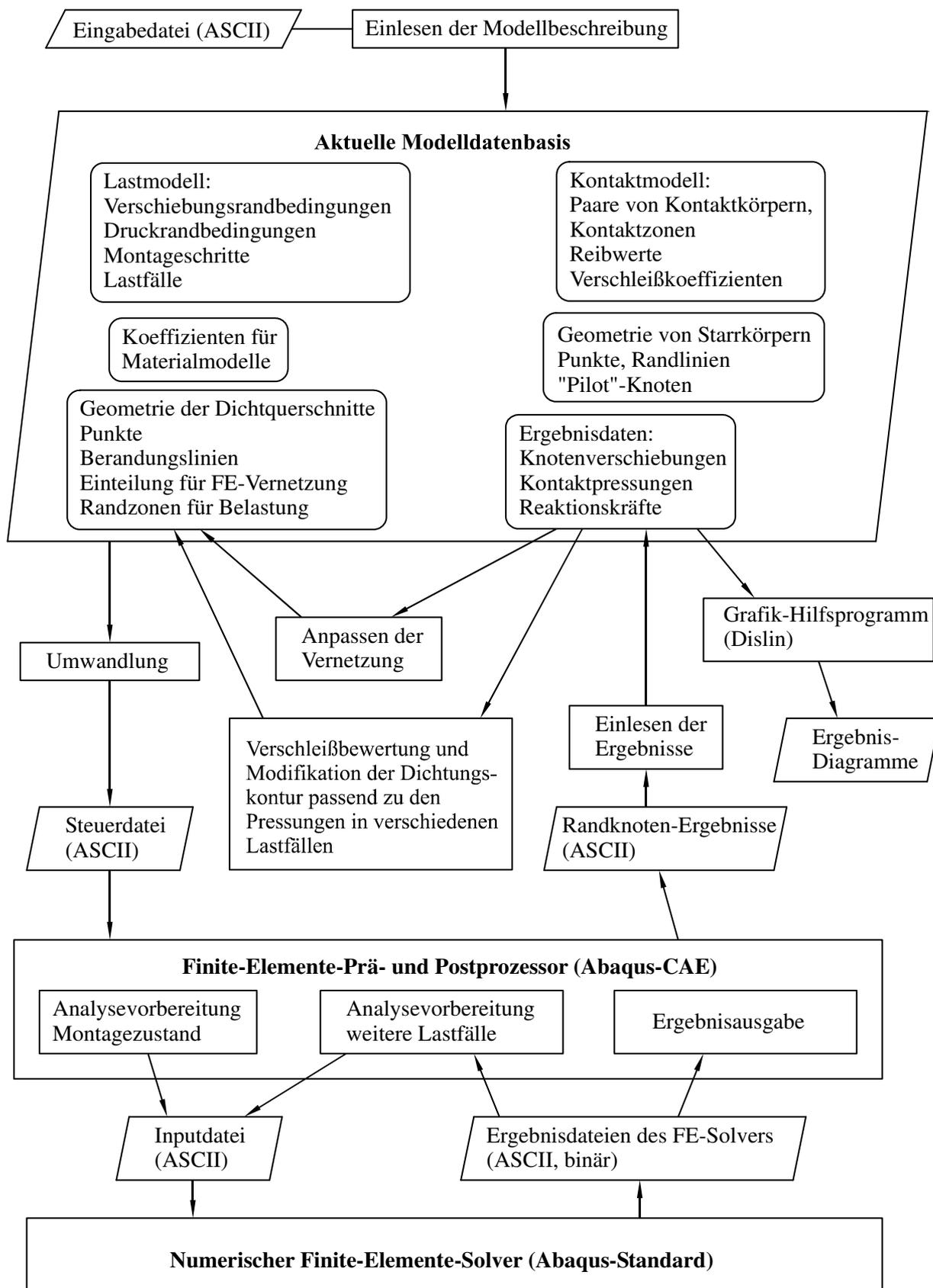


Abb. 17: Übersicht des Zusammenwirkens der Bausteine von AAM

Der Programmaufbau ist stark modularisiert und in zahlreiche Unterprogramme und Funktionen gegliedert, um jedes einzelne Programmskript so übersichtlich wie möglich halten zu können. Python unterscheidet Module, die importiert werden und die Definition von Datenstrukturen (Objektklassen) und Funktionen übernehmen, und direkt ausgeführte Skripte. Beides wird in AAM benutzt, und viele Algorithmen lassen sich in beiden Formen verwirklichen. Direkt ausgeführte Skripte arbeiten mit den gleichen Variablen wie das aufrufende Programm, während Funktionen ihren eigenen Variablenraum besitzen und alle notwendigen Parameter übergeben bekommen müssen.

Funktionen sind in der Schreibweise durch eine Klammer hinter ihrem Namen zu erkennen, die im Programmaufruf zur Übergabe der Parameterliste dient (beispielsweise dient eine im Modul `mdbdef.py` definierte Hilfsfunktion namens `cross2d()` zur Berechnung eines Kreuzprodukts und muss zwei Vektoren als Parameter erhalten).

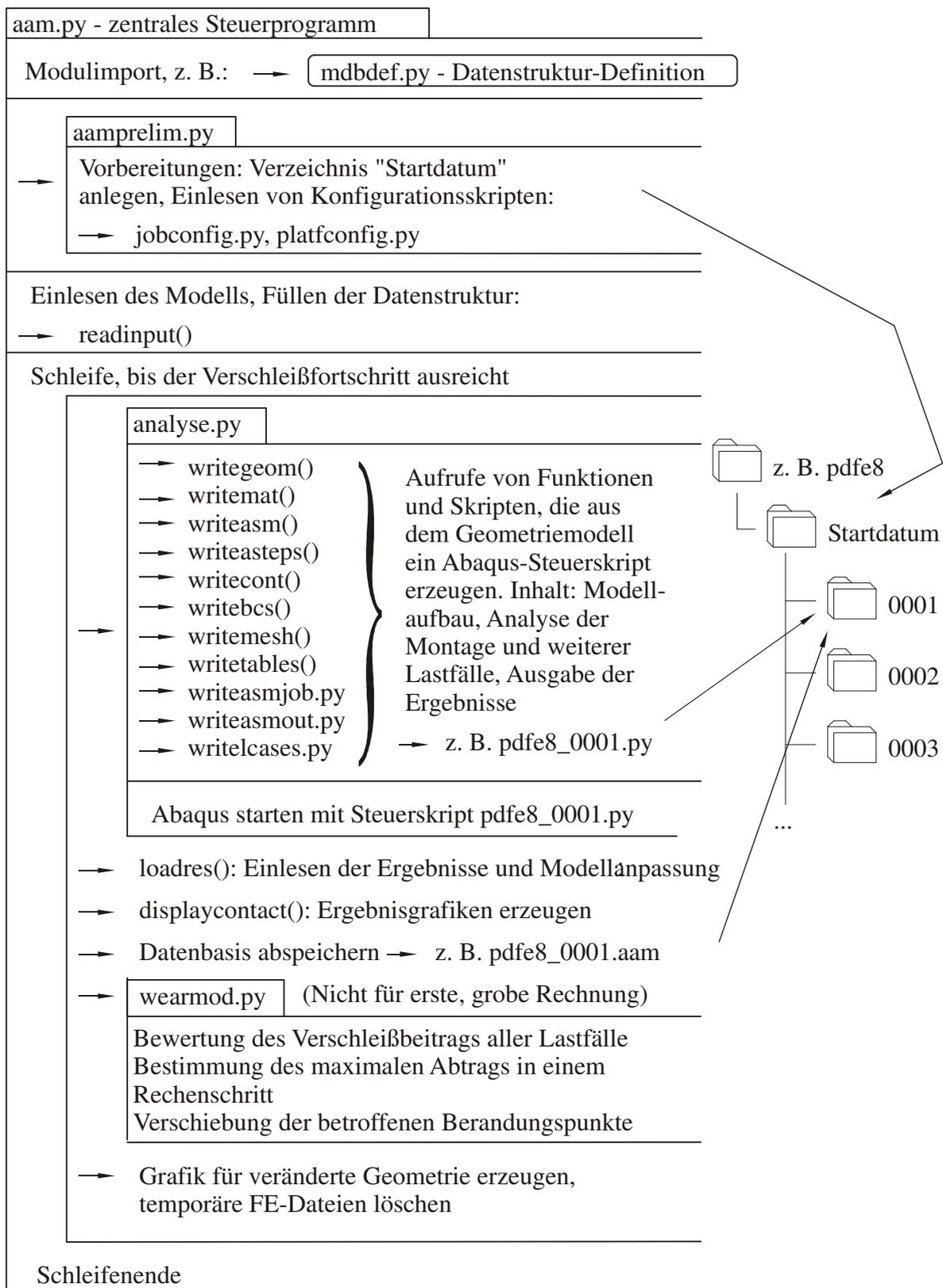
### 6.5.1 Initialisierung

Die zentrale Steuerdatei trägt den Namen `aam.py`. Sie importiert zu Beginn eine Reihe von Standardmodulen und speziell für AAM geschriebenen Modulen. Die übrigen Vorbereitungsarbeiten sind im Skript `aamprelim.py` zusammengefasst, das die Initialisierungsskripte `jobconfig.py` und `platfconfig.py` aufruft.

Das Skript `jobconfig.py` definiert den Namen des Berechnungsmodells (im Folgenden wird das Beispiel einer Pneumatikdichtung mit der Typenbezeichnung Pdf-E8 benutzt. Der Name des Berechnungsmodells kann vom Benutzer frei festgelegt werden, sollte aber knapp und eindeutig sein. In diesem Falle wird daraus die Zeichenkette „pdfe8“). Außerdem enthält dieses Skript einige Parameter, die den Berechnungsprozess steuern: Zielvorgaben für die Elementgröße in Kontakten und die Abbruchbedingung, mit der das Programm feststellt, dass ein ausreichend großer Verschleiß berechnet worden ist.

In `platfconfig.py` werden diejenigen Angaben gemacht, die sich ändern können, wenn das Programm von einem Computer zum anderen übertragen wird. Die ausführbare Abaqus-Programmdatei kann sich je nach Rechner in verschiedenen Verzeichnissen befinden, also wird der Pfad dorthin angegeben. Abaqus kann von mehreren Prozessoren eines Rechners Gebrauch machen, muss ihre Anzahl aber mitgeteilt bekommen. Auch dafür ist ein Eingabeparameter vorgesehen.

Schließlich werden an dieser Stelle die Arbeitsverzeichnisse festgelegt, in denen AAM während seines Programmlaufes die benötigten Dateien findet und seine Ergebnisdateien ablegt. Seine eigenen Programmdateien und Skripte sind alle in einem Stammverzeichnis gesammelt, das den Pfadnamen `aamhome` erhält (Beispiel: `c:\aam\`). Darin wird auch die Eingabedatei unter einem vom Modellnamen abgeleiteten Dateinamen erwartet (Beispiel: `c:\aam\pdfe8input.txt`). Nun wird erst einmal ein Modellverzeichnis definiert (Beispiel: `c:\aam\pdfe8\`).



**Abb. 18:** Aufteilung von AAM in Programmmodule. Daneben ist die erzeugte Verzeichnisstruktur dargestellt.

Funktionen sind in der Schreibweise durch eine Klammer hinter ihrem Namen zu erkennen, die im Programmaufruf zur Übergabe der Parameterliste dient (beispielsweise dient eine im Modul `mdbdef.py` definierte Hilfsfunktion namens `cross2d()` zur Berechnung eines Kreuzprodukts und muss zwei Vektoren als Parameter erhalten).

### 6.5.2 Initialisierung

Die zentrale Steuerdatei trägt den Namen `aam.py`. Sie importiert zu Beginn eine Reihe von Standardmodulen und speziell für AAM geschriebenen Modulen. Die übrigen Vorbereitungsarbeiten sind im Skript `aamprelim.py` zusammengefasst, das die Initialisierungsskripte `jobconfig.py` und `platfconfig.py` aufruft.

Das Skript `jobconfig.py` definiert den Namen des Berechnungsmodells (im Folgenden wird das Beispiel einer Pneumatikdichtung mit der Typenbezeichnung Pdf-E8 benutzt. Der Name des Berechnungsmodells kann vom Benutzer frei festgelegt werden, sollte aber knapp und eindeutig sein. In diesem Falle wird daraus die Zeichenkette „pdf8“). Außerdem enthält dieses Skript einige Parameter, die den Berechnungsprozess steuern: Zielvorgaben für die Elementgröße in Kontakten und die Abbruchbedingung, mit der das Programm feststellt, dass ein ausreichend großer Verschleiß berechnet worden ist.

In `platfconfig.py` werden diejenigen Angaben gemacht, die sich ändern können, wenn das Programm von einem Computer zum anderen übertragen wird. Die ausführbare Abaqus-Programmdatei kann sich je nach Rechner in verschiedenen Verzeichnissen befinden, also wird der Pfad dorthin angegeben. Abaqus kann von mehreren Prozessoren eines Rechners Gebrauch machen, muss ihre Anzahl aber mitgeteilt bekommen. Auch dafür ist ein Eingabeparameter vorgesehen.

Schließlich werden an dieser Stelle die Arbeitsverzeichnisse festgelegt, in denen AAM während seines Programmlaufes die benötigten Dateien findet und seine Ergebnisdateien ablegt. Seine eigenen Programmdateien und Skripte sind alle in einem Stammverzeichnis gesammelt, das den Pfadnamen `aamhome` erhält (Beispiel: `c:\aam\`). Darin wird auch die Eingabedatei unter einem vom Modellnamen abgeleiteten Dateinamen erwartet (Beispiel: `c:\aam\pdf8input.txt`). Nun wird erst einmal ein Modellverzeichnis definiert (Beispiel: `c:\aam\pdf8\`).

Normalerweise sind für ein Dichtungsmodell mehrere Programmläufe erforderlich, bis die Eingabedatei fehlerfrei ist, alle Randbedingungen sinnvoll gewählt sind und die Verschleißanalyse mit den festgelegten Steuerparametern für die Netzgröße zur Zufriedenheit des Benutzers verläuft. Damit man nicht für jeden Durchlauf den Modellnamen ändern muss, legt AAM bei jedem Programmstart unterhalb des Modellverzeichnisses ein neues Verzeichnis an, dessen Name vom Uhrenstand des Rechners zum Startzeitpunkt abgeleitet ist. Jahreszahl, Monat, Tag und nach einem Unterstrich Stunde, Minute und Sekunde werden zum Beispiel zum Laufzeit-Verzeichnisnamen `c:\aam\pdf8\20050204_095534` kombiniert, so dass keine Gefahr besteht, in nachfolgenden Programmläufen vorherige Ergeb-

nisse zu überschreiben. Allerdings sollte der Benutzer die recht beträchtlichen Datenmengen, die als Zwischenergebnisse jedes Mal anfallen, regelmäßig löschen.

Die Verschleißsimulation besteht in mehrfachen Aufrufen des FE-Berechnungsprogramms für eine immer wieder leicht angepasste Modellgeometrie. Für jeden Rechendurchgang wird daher im Laufzeitverzeichnis ein weiteres Unterverzeichnis angelegt, das dem FE-Programm als Arbeitsverzeichnis dient und in dem auch die übergeordnete AAM-Steuerdatei ihre Ergebnisauswertung zu diesem Rechenschritt ablegt. Diese Verzeichnisse werden einfach mit vier Dezimalstellen durchnummeriert, vgl. Abb. 18. Zwar bedeuten vier Stellen prinzipiell eine Einschränkung. Normalerweise reichen jedoch weniger als 50 Schritte aus, um einen Verschleißvorgang ausreichend fein aufzulösen. Im Übrigen dauert die Berechnung für jeden Verschleißschritt typischerweise zwischen 1 und 5 Minuten und produziert leicht 20 MB Ergebnisdaten. Um den Datenumfang zu reduzieren, gibt es eine Eingabeoption, die nach jeder Rechnung die vom FE-Programm erzeugten Daten löscht und nur von AAM selbst angelegte Ergebnisdateien aufbewahrt. Sollte man später doch noch einmal auf die FE-Daten zurückgreifen müssen, dann ist der betreffende Rechenschritt zu wiederholen. Dazu braucht Abaqus lediglich mit einer der erzeugten Dateien als Steuerskript gestartet zu werden.

### 6.5.3 Erste Berechnung

Die eigentliche Verarbeitung beginnt mit dem Einlesen der Modellbeschreibung, die der Benutzer in Form einer ASCII-Datei bereitstellen muss. Das Format dieser Datei wird unter 6.6.6 beschrieben. Im Steuerskript `aam.py` wird ein Modelldatenobjekt erzeugt, in das die Funktion `readinput()` alle Angaben der Eingabedatei überträgt.

Damit liegt ein Modell des zu untersuchenden Dichtungssystems mit allen erforderlichen Randbedingungen und Belastungen in allen nach dem Urteil des Benutzers relevanten Lastfällen in der internen Datenbasis von AAM vor. Dieses muss an das Finite-Elemente-Programm übergeben werden. Wie in Abb. 17 dargestellt, besteht Abaqus aus dem Prä- und Postprozessor namens CAE, der den Modellaufbau und die Aufbereitung der Ergebnisse übernimmt und insbesondere auch die Vernetzung durchführt, und dem Gleichungslöser, der den eigentlichen Berechnungsvorgang abwickelt. Für die Verschleißberechnung muss das CAE-Modul ein Steuerskript übergeben bekommen, mit dem es die zur Finite-Elemente-Analyse erforderlichen Schritte (vgl. 4.2) abarbeiten kann. Im übergeordneten Programm `aam.py` wird das Modul `analyse.py` aufgerufen, das mehrere Funktionen zusammenfasst, die jeweils einen Abschnitt des Steuerskriptes in eine ASCII-Datei eintragen:

- 1) `writegeom()` – schreibt die Befehle, die Abaqus-CAE veranlassen, Geometrieobjekte für die Dichtungsquerschnitte und Umbauteile aufzubauen („parts“). Dabei werden Berandungspunkte angegeben, Linien dazwischen aufgespannt und Flächen aus ihren Randlinien definiert.
- 2) `writemat()` – überträgt Materialeigenschaften für jeden der verformbaren Querschnitte und weist sie zu.

- 3) `writeasm()` – schreibt die Befehle, mit denen Abaqus Geometrieobjekte zu einem Gesamtmodell zusammensetzt.
- 4) `writeasteps()` – definiert Berechnungsschritte für den Montage-Lastfall.
- 5) `writecont()` – schreibt Befehle, die gegenseitige Kontakte zwischen den Dichtungsbauteilen erzeugen. Diese sind im Montagefall und in den übrigen Lastfällen gleich.
- 6) `writebcs()` – lässt Abaqus-CAE die Verschiebungsrandbedingungen aufbauen.
- 7) `writemesh()` – fügt die zur Vernetzung erforderlichen Befehle ein.
- 8) `writetables()` – erzeugt einen Programmabschnitt, der die Zuordnung der Berechnungsergebnisse zur ursprünglichen Geometrie ermöglicht. Abaqus-CAE soll nach der Berechnung unter anderem die Verformungen und Flächenpressungen auf den Oberflächen der verformbaren Querschnitte an das AAM-Steuerskript zurückgeben, und zwar nicht ungeordnet, sondern in einer Reihenfolge, die der der Knoten auf den Umfangslinien jeder Querschnittsfläche entspricht. Abaqus liefert die Ergebnisdaten jedoch nach Knotennummern sortiert. Diese legt der Vernetzungsvorgang nach seinen eigenen Anforderungen fest, wobei er keine Rücksicht auf eine zuvor festgelegte Reihenfolge nimmt. Weil es in der Abaqus-Datenstruktur nur so lange möglich ist, die Reihenfolge der Knotennummern zu ermitteln, wie noch keine Analyse durchgeführt wurde, legt `writetables()` an diesem Punkt der Verarbeitung Zuordnungstabellen an.
- 9) `writeasmjob.py` – nicht als Funktion aufgebaut, sondern als direkt aufrufbares Skript. Schreibt die Befehle, die Abaqus-CAE veranlassen, den Solver für die Berechnung des Montagelastfalls aufzurufen.
- 10) `writeasmout.py` – lässt Abaqus-CAE die Rechenergebnisse aus dem Montagefall in eine ASCII-Datei schreiben.
- 11) `writelcases.py` – fügt für jeden weiteren Lastfall Befehle zum Aufruf der Analyse und zur Ergebnisausgabe in die ASCII-Datei an. Zuvor werden die passenden Randbedingungen aktiviert. Die Vernetzung und auch die Kontakte ändern sich nach der Montageanalyse nicht mehr, so dass die von `writetables()` angelegten Tabellen weiter verwendet werden können.

Das so erzeugte Steuerskript trägt beispielsweise den Namen `pdf8_0001.py` für den ersten, unverschlissenen Analysedurchgang. Es wird im zu Beginn von `analyse.py` angelegten Verzeichnis `c:\aam\pdf8\20050204_095534\0001\` abgelegt.

Das Skript `analyse.py` schließt damit, dass es Abaqus aufruft und ihm als Startparameter das Steuerskript übergibt. Der Programmablauf von AAM wird so lange unterbrochen, bis Abaqus seine Berechnung beendet und die Ergebnisdatei (für den ersten Durchgang trägt sie den Namen `run0001.asc`) geschrieben hat.

Die Ergebnisse werden sodann eingelesen (Funktion `loadres()`), und zu jedem berechneten Lastfall wird mit Hilfe des Diagrammerstellungsprogramms `Dislin` eine Ergebnisgrafik erzeugt, die die Flächenpressungsverteilung in den Kontaktzonen darstellt (Funktion `displaycontact()`). Die Grafiken werden automatisch so skaliert, dass sie das gesamte Dichtungssystem umfassen. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, in der Eingabedatei einen Koordinatenbereich zur Darstellung vorzugeben. Die Diagramme erleichtern es, sich einen schnellen Überblick über den Verlauf der Verschleißberechnung zu verschaffen und aufgrund der dargestellten Verformung zu überprüfen, ob das Ergebnis plausibel ist.

Die Querschnittsberandung, die die Eingabedatei vorgibt, ist nur mit sehr groben Angaben über Vernetzungsdichten versehen. `Abaqus` erzeugt ein FE-Netz und gibt die Ergebnisse an den entstehenden Knotenpositionen auf den Querschnittsrändern zurück. Während sie die Berechnungsergebnisse einliest, passt die Funktion `loadres()` auch die Geometrie des AAM-internen Modells an die erhaltenen Knotenpunkte an. Zu jedem in der Ergebnisdatei vorgefundenen Knoten wird geprüft, ob er bereits als Linienendpunkt im ursprünglichen Geometriemodell vorhanden ist. Falls nicht, so wird die Linie, auf der er liegt, an dem neuen Punkt geteilt.

#### 6.5.4 Weitere Iteration

Nach Abschluss der ersten Berechnung ist die Einteilung der Oberfläche im Bereich der Kontaktzonen zu grob. Sie wird durch das Skript `redivide.py` verfeinert. Weil an jedem geometrisch definierten Linienendpunkt ein Knoten des FE-Netzes erzeugt wird, geht mit einer feineren Aufteilung der Randlinien auch eine feinere Vernetzung einher. Die Strategie der Netzanpassung hat großen Einfluss auf den Verlauf der Berechnung. Sie wird im Abschnitt 6.7 ausführlich dargestellt.

Wegen der groben Vernetzung sollen die Kontaktpressungsergebnisse aus der ersten Berechnung noch nicht dazu benutzt werden, den Verschleißabtrag zu bestimmen. Vorher folgt eine zweite Berechnung mit dem angepassten Netz. Wieder ruft AAM die in `analyse.py` zusammengefassten Skripte auf und legt ein neues Arbeitsverzeichnis an. `Abaqus` wird gestartet, der Rechenvorgang wird abgewartet, die Ergebnisse mit `loadres.py` eingelesen und mit `displaycontact.py` grafisch aufbereitet. Jetzt erst wird das Skript `wearmod.py` zur Manipulation des Umrisses aufgerufen, das – wie in Abschnitt 6.3 beschrieben – die Flächenpressungsverteilungen aus allen berechneten Lastfällen bewertet, den maximalen Verschleißfortschritt festlegt und die Oberflächenpunkte entsprechend senkrecht zur Konturlinie verschiebt.

Das Ergebnis ist eine modifizierte Geometrie, aus der ein neues Analyseskript für `Abaqus` erzeugt werden kann. Die Oberflächenaufteilung entspricht der im vorherigen Geometriezustand entstandenen Vernetzung. Vor den nachfolgenden Verschleißberechnungs-Iterationen passt AAM daher noch einmal durch einen Aufruf von `redivide.py` die Einteilung des Umrisses an.

Die nachfolgenden Iterationsschritte laufen nach dem gleichen Schema ab: Berechnung – Verschleißmodifikation – Netzbereinigung.

## 6.6 Aufbau der Datenstruktur

Die Datenstruktur bestimmt, welche Operationen man mit ihr durchführen kann. Bei ihrem Entwurf ist daher zu berücksichtigen, was sie ermöglichen soll.

Ein Überblick der Bestandteile der AAM-Datenbasis ist in Abb. 17 enthalten. Die Datenstruktur muss die Geometrie eines Dichtungssystems mit Kontaktwechselwirkungen, Verschiebungs und Druckrandbedingungen repräsentieren und Berechnungsergebnisse aufnehmen. Die Modellbeschreibung wird zu Beginn der Berechnung eingelesen und muss automatisch in ein Steuerskript für die Abaqus-Berechnung umgewandelt werden können. Nach jedem Berechnungsablauf wird die Geometrie der für einen Verschleiß in Frage kommenden Bauteile angepasst, entweder durch eine verbesserte Vernetzung oder durch den Verschleißabrieb-Algorithmus. Wenn die so aktualisierte Modellbeschreibung wieder in ein Berechnungsskript umgewandelt wird, dürfen sich keine Unstimmigkeiten ergeben.

Das oberste Datenobjekt, in dem alle anderen Bestandteile der Datenstruktur enthalten sind, heißt in AAM „Gmd“ (Geometrie-Modell-Datenbasis). Es ist nur ein einziges Mal vorhanden. Abb. 19 zeigt die Klassendefinition dieses Objektes. Wie in der objektorientierten Programmierung üblich, besteht dieses Objekt aus einer Sammlung von Attributen, den eigentlichen Daten, sowie einer Anzahl von Methoden, mit denen man die Attribute manipulieren kann.

Das Gmd-Objekt ist strikt formal aufgebaut und enthält außer seinem eigenen Namen keine konkreten Angaben, sondern verweist nur weiter auf Unterobjekte, die in Form von Listen aufgezählt werden. Zu jeder Liste gibt es eine Variable, die ihre Länge beschreibt, sowie einen „Zähler“, der für die Verwaltung interner Kennziffern erforderlich ist, die jedem Datenobjekt in den Listen zugeordnet werden. Die Methoden des Gmd-Objekts sind ebenfalls wenig spektakulär. Sie dienen einfach dazu, neu erzeugte Datenobjekte sauber an die jeweiligen Listen anzuhängen.

Die Datenstruktur ist zu umfangreich, um sie in allen Einzelheiten darzustellen. Es muss aber auf die wesentlichen Merkmale eingegangen werden. Exemplarisch werden das Sect-Objekt (verformbarer Dichtungsquerschnitt) sowie die Beschreibung und Verwaltung der Belastung in verschiedenen Lastfällen erläutert.

### 6.6.1 Verformbare Querschnitte und Starrkörper

Wie im Abschnitt 6.2 festgelegt, behandelt das Berechnungsprogramm AAM Dichtungssysteme als Baugruppen aus zweidimensional-axialsymmetrisch modellierten, starren und

Gmd	(Geometry model database)
<b>Attribute:</b>	
name:	Modellname
los:	Liste der Querschnitte
lor:	Liste der Starrkörper
lodbc:	Liste der Verschiebungsrandbedingungen
loia:	Liste der Kontakte
lols:	Liste der Lastschritte
lmodel:	Belastungsmodell, enthält die Lastfälle und Lastschritte
lres:	Liste der Berechnungsergebnis-Objekte
nos:	Anzahl der Dichtungsquerschnitte (sect-Objekte)
scounter:	Zähler für die Querschnitte
nor:	Anzahl der Starrkörper (rigid-Objekte)
rcounter:	Zähler für die Starrkörper
nodbc:	Anzahl der Verschiebungsrandbedingungen
dbcounter:	Zähler für Verschiebungsrandbedingungen
nopbc:	Anzahl der Druckrandbedingungen
pbcounter:	Zähler für die Druckrandbedingungen
noia:	Anzahl der Kontakte (interactions, iact-Objekte))
iacounter:	Zähler für Interaction-Objekte
noresrep:	Anzahl der Ergebnisobjekte (result repositories)
<b>Methoden:</b>	
appendsect:	Fügt einen Querschnitt an die Liste der sect-Objekte an
appendrigid:	Fügt einen Starrkörper hinzu
appenddbc:	Fügt eine Verschiebungsrandbedingung hinzu
appendpbc:	Fügt eine Druckrandbedingung hinzu
appendia:	Fügt einen Kontakt hinzu
appendresrep:	Fügt ein Berechnungsergebnis-Objekt hinzu

**Abb. 19:** Klassenbeschreibung für das oberste Objekt der AAM-Datenstruktur

nachgiebigen Querschnitten. In der Datenstruktur werden sie als Rigid- und Sect-Objekte<sup>9</sup> dargestellt. Diese Unterscheidung ist auch in den FE-Programmen üblich.

Die Klassendefinition der Sects zeigt Abb. 20. Da es mehr als eine Sect geben kann, enthält sie zunächst neben dem Namen eine vom Benutzer zugewiesene und eine interne Nummer. Eine doppelte Zählung wird bei allen numerierten Objekten durchgängig ver-

<sup>9</sup> Die Variablenbezeichnungen sollen kurz und leicht erinnerlich sein. Sie werden sowohl aus englischen als auch aus deutschen Wortelementen gebildet. An einigen Stellen muss auf bestehende Bezeichnungen Rücksicht genommen werden. „Section“-Objekte beispielsweise gibt es in Abaqus-CAE bereits, und obwohl keine direkte Verwechslung während des Programmablaufes möglich wäre, erhält die Querschnittsobjektklasse die verkürzte Namenskennung „Sect“.

wendet, damit der Benutzer ein ihm entgegenkommendes Zählschema verwenden kann: 0, 1, 2, 3 oder 110, 120, 130.

Zur Beschreibung der Umrisslinie eines Querschnitts sind zwei Listen vorgesehen. Die erste enthält Punkte, die zweite Linien, die für ihre Start- und Endpunkte auf die Punktliste verweisen. Die Listen müssen strikt nach der Reihenfolge der Punkte und Linien entlang des Umrisses geordnet sein. Dabei ist zwingend festgeschrieben, dass sie im Gegenuhrzei-

Sect	Deformierbarer Dichtungsquerschnitt
<b>Attribute</b>	
name:	Bezeichnung, wird in der Eingabedatei festgelegt
inputid:	vom Benutzer angegebene Nummer
intid:	Nummer nach interner Zählung
lpoints:	Liste der vorhandenen Punkte
llines:	Liste der vorhandenen Linien
lzones:	Liste der für Druckrandbedingungen und Kontakte definierten Zonen
nop:	Anzahl der enthaltenen Punkte
pcounter:	Letzte neu eingeführte interne Punkt-ID, für Änderungen
nol:	Anzahl der Linien
lcounter:	Letzte neu eingeführte interne Linien-ID
noz:	Anzahl der Zonen (für Randbedingungen und Kontakte)
zcounter:	Letzte neu eingeführte Zonen-ID
nofcont:	Anzahl der Kontakte, an denen dieser Querschnitt beteiligt ist
nofslaves:	Anzahl der Kontakte, in denen dieser Querschnitt die "Slave"-Rolle spielt (d. h. der zweite, nachgiebigere Kontaktpartner ist)
matname:	Werkstoffbezeichnung
mattype:	Gibt die Art des Werkstoffmodells an
ym:	E-Modul ("Young's modulus")
pr:	Querkontraktionszahl ("Poisson's ratio")
c10, c01, d:	Mooney-Rivlin-Koeffizienten
xmin, xmax, ymin, ymax:	Eckwerte für die Skalierung von Grafiken
area:	Querschnittsfläche
<b>Methoden</b>	
appendpoint:	Hängt einen Punkt an den Querschnitt an
insertpoint:	Fügt einen neuen Punkt ein
deletpoint:	Entfernt einen Punkt
appendline:	Hängt eine Linie (Gerade oder Kreisbogen) an
insertline:	Fügt eine Linie ein
deleteline:	Entfernt eine Linie
appendzone:	Hängt eine neue Zone an
deflinear:	Setzt die Parameter für linear-elastisches Material ein
defmooney:	Gibt die Mooney-Rivlin-Koeffizienten ein
comparea:	Berechnet die Querschnittsfläche

**Abb. 20:** Klassendefinition für deformierbare Querschnitte

Lmodel	Belastungsmodell
Mögliche Lastfälle:	asm und p1, m1, m2, p1m1, p1m2, p2, p2m1, p2m2
vallist:	Gewichtungsfaktoren für die verschiedenen Lastfälle, die angeben, wie stark jeder Lastfall zum Verschleiß beiträgt. Summe ist 1.
asmproc:	Objekt zur Beschreibung des Montagevorgangs, enthält verschiedene Lastschritte mit Verschiebungs-randbedingungen
caselist:	Liste der Lastfälle (Lcase-Objekte)
insertvallist:	Legt die Liste vallist an
appendcase:	Fügt einen Lastfall hinzu
checkvals:	Prüft, ob die Gewichtungsfaktoren der vallist sich zu 1 summieren.

Lcase	Load case
type:	kann die Werte m1, m2, p1, p1m1, p1m2, p2, p2m1 und p2m2 annehmen
intid:	Interne ID
nopbc:	Anzahl der Druckrandbedingungen
lopbc:	Liste der Druckrandbedingungen
movrigid:	Name eines Starrkörpers, der axial verschoben wird
movdist:	Wert der Verschiebung in y-Richtung. > 0 für m1, p1m1, p2m2, <0 für m2, p1m2, p2m2
checkcons:	Führt eine Konsistenzprüfung aus: passen die angegebenen Werte für nopbc, movrigid und movdist zum Typ des Lastfalls? Fehlt etwas?

**Abb. 21:** Definitionen des gesamten Lastmodells und der einzelnen Lastfälle

gersinn um den Querschnitt laufen. Die Materialseite liegt links der Linienfolge. Dies gilt auch für die Starrkörper. Weil vorausgesetzt wird, dass ein Querschnittsprofil keine inneren Hohlräume besitzt, genügt eine einzige Linienliste für die äußere Kontur.

Linien können entweder Geraden oder Kreisbögen sein. Die Bögen sind durch Anfangs- und Endpunkte und durch ihren Radius definiert. Dazu wird noch angegeben, ob sie im Uhrzeigersinn vom Anfang zum Ende laufen oder im Gegenuhrzeigersinn. Bögen dürfen keinen größeren Winkel als  $180^\circ$  überspannen, weil Abaqus dies nicht zulässt.

Neben der Geometriedefinition enthalten Querschnitte Angaben über den Werkstoff sowie Zonen-Objekte, auf die sich die Definition der Verschiebungs- und Druckrandbedingungen sowie der Kontakte stützt. Schließlich werden während des Einlesens der Geometrie die Maximal- und Minimalkoordinaten gespeichert, um später den in Ergebnisgrafiken dargestellten Koordinatenausschnitt wählen zu können, und die Querschnittsfläche wird bestimmt.

Rigid-Körper können eine deutlich einfachere Beschreibung haben. Da vorausgesetzt wird, dass sie nicht verschleifen, braucht ihre Kontur während des Programmlaufes nicht modifiziert zu werden. Weil sie sich nicht verformen, werden sie nicht vernetzt. Infolgedessen

ist es nicht erforderlich, dass ihre Randkontur einen geschlossenen Umriss bildet. Auf die Oberfläche von Starrkörpern wirkende Drücke brauchen in AAM nicht dargestellt zu werden. Als Randbedingungen müssen lediglich die Starrkörper-Freiheitsgrade fixiert werden. Dies geschieht an einem einzigen Punkt, dem so genannten Pilotknoten. Im Gegensatz zu Sects sind daher für Rigid-Körper keine Zonen definiert.

### **6.6.2 Belastungsmodell**

Das Lastkollektiv besteht nach der in dieser Arbeit eingeführten Systematik aus einem Montagevorgang und bis zu acht weiteren Lastfällen. Um den montierten Zustand zu erreichen, können mehrere Rechenschritte erforderlich sein. In einigen Fällen muss man den Dichtungsquerschnitt in einem ersten Schritt starr fixieren, um genügend viele Kontakte aufzubauen, damit ihm kein Starrkörperfreiheitsgrad verbleibt. In einem zweiten Schritt entfällt die starre Festlegung. Die weiteren Lastfälle erfordern, ausgehend vom zusammengebauten Zustand, je einen weiteren Berechnungsschritt mit veränderten Randbedingungen.

Die Datenstruktur enthält ein Objekt namens Lmodel (Abb. 21), in dem verzeichnet ist, welche Lastfälle auftreten. Das ist in Form einer Liste festgelegt, die die jedem Lastfall zugeordneten Gewichtungsfaktoren zur Verschleißbewertung aufzählt.

Eine Liste von Lcase-Objekten enthält die Beschreibung der übrigen Lastfälle. Sie übernehmen die Verschiebungsrandbedingungen aus der Montage (die in einem Objekt namens Asmproc in ähnlicher Weise beschrieben ist) und fügen zur Belastung weitere Randbedingungen hinzu.

### **6.6.3 Randbedingungen**

In dem hier aufgebauten System zur Abriebanalyse sind nur zwei Arten von Randbedingungen definiert: Verschiebungsrandbedingungen und Druckrandbedingungen.

#### **6.6.3.1 Verschiebungsrandbedingungen**

Während der Lastfälle, in denen sich einer der Starrkörper axial bewegt, führt nur dieser eine zusätzliche Bewegung in positiver oder negativer Richtung aus. Es genügt, den sich bewegenden Starrkörper und die Größe seiner Verschiebung mit richtigem Vorzeichen anzugeben. Die zusätzliche Verschiebungsrandbedingung wird automatisch vom Programmsystem erzeugt.

Wird eine Druckbelastung auf die Dichtung gegeben, so ist dies nicht mit einer weiteren Verschiebung verbunden. Somit könnten alle Verschiebungsrandbedingungen als Teil des Datenobjektes definiert sein, das die Montage beschreibt. Da sie jedoch in der Regel darüber hinaus wirksam bleiben, werden sie in einer Liste untergebracht, die im Gmd-Objekt steht, und die Lastschritte des Montagevorganges verweisen dann auf diese Liste.

### 6.6.3.2 Druckrandbedingungen

Sie treten nur in den Lastfällen auf, in denen die Dichtung mit Druck belastet wird. Auch für diese Bedingungen enthält die Geometriebeschreibung eine Liste, auf deren Elemente die Lastfälle zurückgreifen.

Bei der Bewertung der Randbedingungen ist zu berücksichtigen, dass nicht an allen Kontaktpaarungen tatsächlich Verschleiß auftritt. In denjenigen Lastfällen, für die eine axiale Gleitbewegung eines der die Dichtung umgebenden Starrkörper vorgegeben ist, kann geschlossen werden, dass auch in allen Kontaktpaarungen, an denen dieser Körper beteiligt ist, Abrieb entsteht. Im Falle der rotierenden Dichtungen jedoch ist aus den gegebenen Randbedingungen nicht ersichtlich, an welchen Stellen Relativbewegung auftritt. Der Benutzer des Analysesystems kann beschließen, die geringen Verformungen, die durch axiale Reibkräfte entstehen, zu ignorieren und sich auf die nur mit Druck belasteten Lastfälle zu beschränken. Um in diesen Fällen keine Unklarheit entstehen zu lassen, ist es besser, zu jedem Kontakt in den Eingabedaten anzugeben, ob er zur Verschleißanalyse herangezogen werden soll. Das FE-Netz muss im Bereich der verschleißenden Kontaktzonen verfeinert werden, um das berechnete Pressungsprofil möglichst genau aufzulösen. In statischen Kontakten hingegen wäre eine solche Verfeinerung im Rahmen eines Verschleißberechnungssystems nutzlos.

### 6.6.4 Kontakte

Kontakte zählen nicht zu den Randbedingungen. Sie sind global definiert (Iact-Attribute im Gmd-Objekt) und sind in jedem Berechnungsschritt aktiv, selbst wenn einmal gar kein Kontakt auftritt und man sie weglassen könnte. Der Nachteil, dass im FE-Programm zum Teil überflüssige Kontaktprüfungen ausgeführt werden, wird durch den Vorteil aufgewogen, dass der Bediener nicht vorab für jeden Lastschritt zu definieren braucht, welche Kontakte berechnet werden sollen. Erhöhter Rechneraufwand führt hier wie in vielen Fällen zu komfortablerer Bedienung.

### 6.6.5 Zonen

Die Berandung eines verformbaren Körpers wird durch eine geordnete Liste von Oberflächenlinien beschrieben. Eine Kontaktzone umfasst eine Untermenge daraus, und Verschiebungs- und Druckrandbedingungen sind ebenfalls auf kleineren Abschnitten des Umrisses definiert. Die Randlinienliste wird mit nach jedem Berechnungsschritt modifiziert, wenn Linien für die in der Vernetzung entstandenen neuen Knoten aufgeteilt werden. Bei jeder Veränderung bei allen Druckrandbedingungen und allen Verschiebungsrandbedingungen und allen Kontaktdefinitionen zu überprüfen, ob sie betroffen sind, und sie entsprechend anzupassen, wäre fehlerträchtig und umständlich. Stattdessen erhält jeder Körper eine Anzahl von so genannten Zonen, die Listen von Randlinien enthalten, und Kontakte und Randbedingungen verweisen auf die Zonen. Bei einer Linienaufteilung

braucht nur die Sammlung von Zonen geprüft und angepasst zu werden, ohne Rücksicht darauf, welche Zone von welcher Art von Randbedingung benutzt wird.

In AAM müssen Zonen zusammenhängen. Wenn eine Dichtung zwei Dichtlippen besitzt, die die gleiche Gegenfläche berühren und deren Kontaktbereiche durch einen Abschnitt getrennt sind, in dem mit Sicherheit kein Kontakt auftritt und in denen keine Kontaktberechnung stattfinden soll, dann müssen zwei getrennte Kontakte definiert werden.

In der Eingabedatei werden z. B. zu einer Druckrandbedingung die erste und die letzte Linie des Randabschnittes angegeben, auf den sie wirkt, und die zugehörige Zone wird automatisch erzeugt. Es ist nicht möglich, dass der Benutzer selbst Zonen definiert.

### 6.6.6 Bereitstellung der Eingabedatei

Die Geometrie der Dichtung und die verschiedenen Lastfälle müssen dem Berechnungssystem zu Beginn der Verschleißanalyse in geeigneter Form übergeben werden. Das geschieht in Form einer ASCII-Textdatei. Sie enthält in einer Zeile für Zeile einzulesenden Form in genau definierter Reihenfolge die Modellgeometrie und das Belastungsmodell. Damit sie sich schnell erstellen lässt, wurde das Eingabeformat so definiert, dass es mit möglichst wenigen Angaben auskommt.

Der Benutzer muss die Datei mit einem Texteditor erstellen. Dies geschieht am besten durch Abwandlung einer vorhandenen Datei aus einem vorhergehenden Berechnungsfall. Um die Eingabe zu erleichtern, sollten eine Reihe von Kommentarzeilen, die das Dateiformat erläutern, in jeder Eingabedatei mit aufgeführt sein. Für die bereits vorgestellte Dichtungsbauform SIMKO-300 sieht der Beginn der Datei so aus:

```
# file d:\debler\simko300\simko300input.txt
# Caution: Use only mm, N and MPA as units.
# Model description must be given in the following sequence:
# 1) Name of the model.
# 2) Sections with points, lines and arcs.
#   Points must be given in correct sequence and in one block,
#   lines as well. Material is on the left-hand side of the
#   line sequence.
#   Finally, the section's material is defined.
#   Section contours must be closed.
# 3) Rigid body contours with points, lines and arcs.
#   These need not be closed. Material is on the left-hand side of
#   the line sequence.
#   No rigid may have the same name as one of the sections.
# 4) boundary conditions: fixed coordinates and rotation at points and
#   lines, pressure loads
# 5) Interactions: contact between section lines and rigid body lines,
#   coefficient of friction
# 6) Assembly steps
# 7) Load cases
```

```

# All entities must have an input ID for reference. Internal IDs are also
# created but can only be used by the program.
# Input is converted into all lowercase characters before evaluation.

name, 'simko300 hydraulikkolbendichtung groesse 60'

# ----- start defining sections -----
section, number=0, name='dichtring'
point, id=1000, x=28, y=0.15
point, id=1001, x=29.4310669729, y=0.15
. . .
#points for section 'dichtring' are finished
sline, id=1, p1=1000, p2=1001, div=4
sline, id=2, p1=1001, p2=1002, div=4, bias=0.25
arcrc, id=3, p1=1002, p2=1003, r=0.81, cw, div=7
. . .

```

Beim Einlesen der Datei werden alle mit „#“ beginnenden Zeilen als Kommentare ignoriert. Es können beliebig viele weitere Kommentarzeilen hinzugefügt werden. Leerzeilen werden ebenfalls überlesen.

Die Koordinatenpunkte der Querschnitte bereitzustellen, kann mühselig sein. Es kann davon ausgegangen werden, dass die Geometrie der zu untersuchenden Dichtung in einem CAD-System vorliegt. Um ihre Übertragung in die Textdatei zu erleichtern, sollte man zunächst im CAD-Programm für jeden Querschnitt eine passend aufbereitete Skizze anfertigen, in der alle Konturpunkte in ihrer Reihenfolge im Gegenuhrzeigersinn um den Querschnitt herum numeriert und auch die Liniennummern eingetragen sind. AAM setzt kein bestimmtes Numerierungsschema voraus, es muss nur eine aufsteigende Folge positiver ganzer Zahlen sein. Abb. 22 zeigt im CAD-System ME10 angefertigte Skizzen für die SIMKO-300-Dichtung. Zum Auslesen der Koordinaten der Linienendpunkte dient in diesem Fall ein CAD-Makroprogramm, bei dem der Benutzer die Punktnummern eingibt und anschließend durch grafische Auswahl den betreffenden Punkt bezeichnet. Das Makro erzeugt direkt die Zeile für die AAM-Eingabedatei. Eine weitergehende Automatisierung gegenüber diesem halbmanuellen Verfahren ist selbstverständlich möglich.

Wenn man von einem Schliffbild ausgeht, stellt sich die Frage, ob die Umwandlung des Fotos in eine Kontur automatisiert werden kann, wie in Abschnitt 2.3.1 erwähnt. Der Aufwand wäre nicht gering. Unter anderem ist mit folgendem Problem zu rechnen: die Bilderkennung liefert eine Kontur als Splinekurve, weil diese sich flexibel einer vorgefundenen Form anpassen kann. AAM gestattet in der Eingabegeometrie nur Geraden und Kreisbögen. Interpolationsalgorithmen, die einen Spline in eine Folge von Kreisbögen verwandeln, stellen viele CAD-Systeme zur Verfügung. Diese Algorithmen sind auf eine möglichst gute Annäherung hin optimiert und liefern eine große Zahl von kleinen, tangential aneinander anschließenden Bogensegmenten. Würde man diese automatisch in AAM übertragen lassen, wären dadurch viele Oberflächenpunkte festgelegt. Dadurch ergibt sich ein von

vornherein zu feinmaschiges FE-Netz. Daher ist die zeitraubende manuelle Umwandlung der Kontur in eine zufriedenstellende Folge von Geraden und Bögen die beste Methode.

Eine hilfreiche Strategie zur Beschleunigung dieser Umwandlung besteht darin, dass man die Kontur ebenfalls erst mit einem Spline annähert. An zahlreichen Stellen erzeugt man senkrechte Hilfslinien zur Splinekurve. Deren Schnittpunkte zeichnen angenähert die Kurve der Krümmungsmittelpunkte nach und helfen dadurch bei der Suche nach geeigneten Bogenmittelpunkten, die große Abschnitte mit wenigen Bögen in guter Näherung wiedergeben. Es ist nicht erforderlich, dass die Segmente exakt tangential aneinander anschließen.

Bei der Dateneingabe sind einige Voraussetzungen zu berücksichtigen. Die Verarbeitung setzt voraus, dass die Symmetrieachse des axialsymmetrischen Modells mit der Y-Achse zusammenfällt (Standardeinstellung in Abaqus und in Ansys). Weiterhin darf der Anfangs- und Endpunkt der Linienliste, die den Umriss eines Dichtungsquerschnitts beschreibt, nicht innerhalb einer Zone liegen, in der Kontakt zu erwarten ist. Sonst entsteht bei der vorliegenden Implementierung zumindest eine falsche Darstellung der Kontaktpressung.

### 6.6.7 Berechnungsergebnisse

Wie bereits in Abschnitt 6.5.3 beschrieben, steht jede Datei mit Berechnungsergebnissen im gleichen Unterverzeichnis wie die Ergebnisdateien des FE-Programms und trägt für den ersten Rechnungsdurchlauf beispielsweise den Namen run0001.asc.

Es werden zunächst die Ergebnisse für den Montagezustand ausgegeben. Der Reihe nach folgen aufeinander:

Für den ersten verformbaren Körper:

Eine Zeile, an deren Anfang die Anzahl der Umfangsknoten steht.

Für alle Knoten auf dem Umfang jeweils zeilenweise:

Knotenlabel, unverformte Position nach x und y, Verschiebung u und v im montierten Zustand.

Für die erste Kontaktzone auf diesem Körper:

Eine Zeile, an deren Anfang die Anzahl der Kontaktknoten steht

jeweils zeilenweise: Knotenlabel, Spaltgröße und Kontaktpressung

Gleiches für alle weiteren Kontaktzonen auf diesem Körper.

Gleiches für alle weiteren verformbaren Körper.

Für alle Starrkörper:

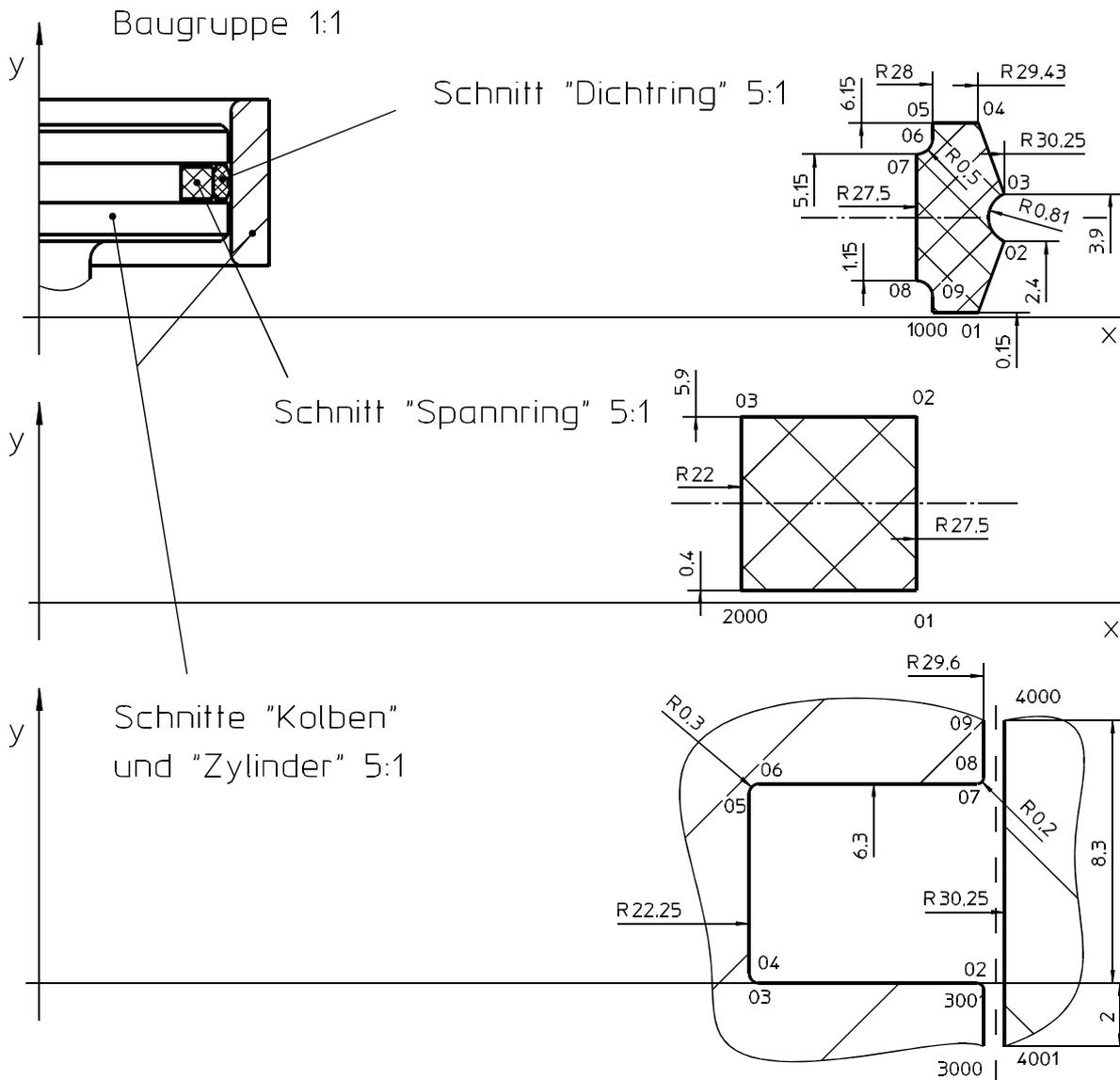
Zeile mit Reaktionskraft in x und y sowie Reaktionsmoment bezogen auf den Pilotknoten

Sodann folgt die gleiche Abfolge noch einmal für jeden der weiteren Lastfälle. Da diese aber mit gleicher Vernetzung durchgerechnet werden, ist es unnötig, die Knotenanzahlen und Knotenlabel noch einmal zu wiederholen. Sie werden ebenso wie die unverformten Knotenkoordinaten weggelassen.

Zusätzlich sind vor jedem Block Kommentarzeilen vorgesehen, die beim Lesen der Datei eine leichtere Orientierung ermöglichen.

Beispiel für nur einen verformbaren Körper „dichtring“ (Sect-Objekt) und drei Starrkörpern namens „stange“, „zylinder“ und „abstreifer“:

```
#--- All boundary nodes: node label, x, y, and u, v after assembly.
119 nodes on the boundary of section dichtring.
17,10.2517299652,0.0,-0.08531550318,0.0162887293845
76,10.4580497742,0.0,-0.144511967897,0.00127826281823
77,10.6896600723,0.0,-0.150901004672,-0.00960762239993
. . .
#--- Node label, contact gap, and pressure for contact 1
44 nodes in this contact.
19,0.174193590879,0.0
```



**Abb. 22:** Für die Querschnittsbeschreibung aufbereitetes CAD-Modell

```

120,0.393409252167,0.0
121,0.406248182058,0.0
. . .
# Reaction forces for the rigids
stange: rfx=3.56829047203, rfy=-0.851905345917, rmz=-4.31466293335
zylinder: rfx=-2.83968448639, rfy=0.851905345917, rmz=-20.3650054932
abstreifer: rfx=0.0, rfy=0.0, rmz=0.0
#--- All boundary nodes: u and v in load case p1m1
-0.0720686390996,0.0228652320802
-0.137977987528,-0.86973208189
-0.142701864243,-0.878455042839
. . .

```

Die Ergebnisdatei wird mit dem gleichen Algorithmus zeilenweise eingelesen wie die ursprüngliche Eingabedatei. Sie unterliegt den gleichen Regeln für Leerzeilen und Kommentare.

## 6.7 Vernetzungsstrategie im Programmsystem AAM

Das in AAM erzeugte FE-Netz kommt auf folgende Weise zustande: Im Eingabedatensatz gibt der Benutzer Linienteilungen für die Elementgröße auf den Berandungslinien aller zu untersuchenden Dichtungsquerschnitte vor. Daran wird nichts geändert, sondern die Teilungen werden als sogenannte „Elementgrößensaat“ an Abaqus übergeben. Die erste Vernetzung der Querschnittsfläche erfolgt auf dieser Grundlage.

Alternativ ist es auch möglich, eine globale Elementsollgröße vorzugeben. Die Unterteilung einzelner Linien wird in diesem Falle ignoriert. AAM stellt eine Eingabeoption für diese Methode bereit, jedoch ermöglicht sie keine gute Kontrolle des Vernetzungsverhaltens und sollte nur ausprobiert werden, wenn die Vorgabe von Linienteilungen zu Schwierigkeiten führt.

Während Abaqus es gestattet, entweder die Elementanzahl oder eine Elementsollgröße auf einer Berandungslinie vorzugeben, beschränkt sich das Eingabeformat von AAM auf die Elementzahl. Es ist möglich, eine ungleiche Verteilung der Elementgrößen entlang einer Linie vorzugeben, und zwar in Form eines Faktors, der das Verhältnis der Längen des letzten und des ersten Elementes angibt („Bias“-Wert). Abaqus erlaubt nur Werte größer als eins und legt die Linienrichtung anhand der Stelle fest, auf die der Benutzer bei der Auswahl der Linie in der grafischen Bedienoberfläche zeigt und die sich näher am Anfangspunkt befinden soll. Diese rein grafisch-interaktiv bestimmte Methode ist zur Eingabe in Form einer Textdatei nicht geeignet. Stattdessen akzeptiert AAM auch einen Wert kleiner als eins, berechnet in diesem Falle den Kehrwert und übergibt die Linie an Abaqus mit umgekehrtem Durchlaufsinne.

Bevor die Berechnung durchgeführt wird, ist nicht genau bekannt, wo die Kontaktzonen der Dichtung mit ihrem Gegenkörper liegen und welche Ausdehnung sie haben. Damit die

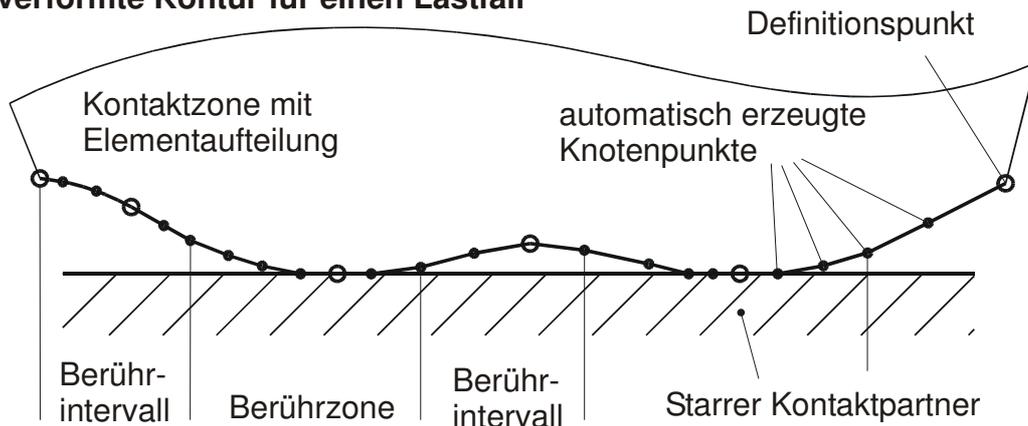
Pressungsverteilungen in den Berührungszonen genügend genau berechnet werden können, ist eine ausreichend feine Vernetzung erforderlich. Leider kann man nicht einfach den gesamten Querschnitt mit gleich feiner Vernetzung versehen – bei einem versehentlich so durchgeführten Vernetzungsvorgang ergab sich ein Netz mit 30075 Elementen. Modelle dieser Größe lassen sich für eine einzelne Analyse im zweidimensionalen Fall mit modernen Rechnern bewältigen, jedoch sind für die Verschleißanalyse zahlreiche Schritte und innerhalb jedes Schritts mehrere Lastfälle durchzurechnen, so dass ein sorgsamer Umgang mit den Rechnerressourcen geboten ist. Ein axialsymmetrisches Modell für die Pressungsberechnung kommt mit 500 bis 2000 Elementen aus. Aus diesem Grunde ist im Eingabeformat für jeden Kontakt anzugeben, ob er überhaupt auf Verschleiß untersucht werden soll; an den übrigen Kontaktstellen wird das Netz nicht verfeinert.

Das Ergebnis der ersten Analyse mit der durch die Eingabedaten vorgezeichneten Vernetzung wird weder für eine verschleißbedingte Konturveränderung noch zur Bestimmung eines Pressungsgradienten herangezogen, sondern ausschließlich für eine angepasste Vernetzung. Das Berechnungsergebnis enthält die Koordinaten der Knotenpunkte auf der Umrisslinie und die dort herrschenden Spannungen. In einem ersten Schritt wird festgestellt, welche der Knoten während der Vernetzung durch das FE-Modell hinzugekommen sind und welche bereits vorher als Anfangs- und Endpunkte vorgegebener Berandungslinien in der Datenstruktur vorhanden waren. Das übergeordnete Geometriemodell wird dem FE-Netz angeglichen, indem man alle Randlinien an den neu erzeugten Knoten unterteilt. Dabei wird darauf geachtet, dass Geraden Geraden und Kreisbögen Kreisbögen bleiben. Welche Punkte ursprünglich vorhanden waren, lässt sich danach immer noch unterscheiden, denn die Eingabedatei enthält zu jedem Punkt eine kennzeichnende Zahl („Input-ID“), die der Benutzer willkürlich, aber eindeutig festlegt. Nachträglich entstandene Knoten dagegen besitzen keine solche Kennziffer.

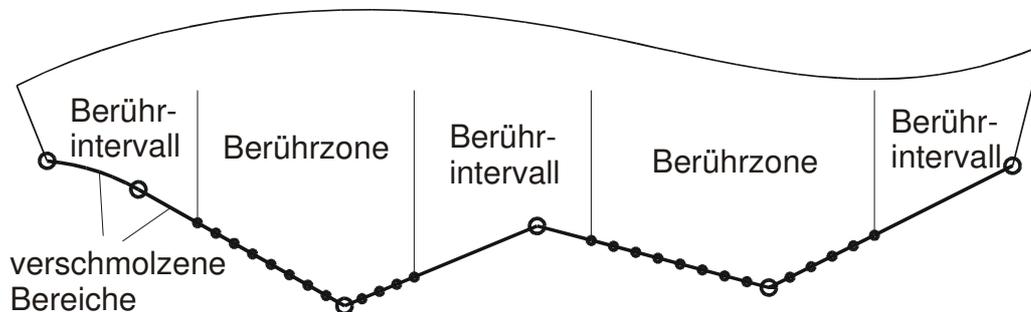
### 6.7.1 Netzanpassung

Zu jedem Knotenpunkt einer Kontaktzone wird ermittelt, ob dort in irgendeinem Lastfall einmal eine von null verschiedene Kontaktspannung auftritt. Im Regelfall ist der Knoten Teil einer größeren Gruppe aufeinander folgender Knoten, die gemeinsam als Berührungzone aufgefasst werden, aber auch isolierte Kontaktknoten können auftreten. Es muss vorausgesetzt werden, dass die aus der Eingabedatei in die Datenstruktur übernommenen Kontaktzonen die realen Verhältnisse wiedergeben und kein Kontakt über das Ende einer Kontaktzone hinausgeht oder gar Berührungen an völlig anderen, nicht als Kontaktbereiche gekennzeichneten Berandungsteilen auftreten. Zwischen den Berührungszonen befinden sich Abschnitte mit Kontaktknoten, die ihre Gegenfläche in keinem der Lastfälle berühren, so dass sich eine vordefinierte Kontaktzone nach der Berechnung in Berührungszonen und Bereiche dazwischen aufteilen lässt (Abb. 23). Diese als „Berührungszwischenbereiche“ zu bezeichnen ist zu umständlich; sie sollen kurz Berührintervalle genannt werden. Wenn die Kontaktzone angemessen definiert ist, sollte sie an ihrem Anfang und Ende jeweils ein Berührintervall haben.

### Deformierbarer Dichtungsquerschnitt, verformte Kontur für einen Lastfall



### Deformierbarer Querschnitt mit angepasster Vernetzung, unverformt



**Abb. 23:** Verfeinerte Vernetzungsvorgabe in den berührenden Abschnitten einer Kontaktzone

Der Netzanpassungs-Algorithmus des Programmsystems AAM überprüft nacheinander jedes Oberflächenelement im Bereich der angegebenen Kontaktzonen und schreibt die Elemente in eine Liste, bis er das Ende des ersten Berührintervalls erreicht hat. Das ist dadurch festzustellen, dass am zweiten Knoten des Elementes in irgendeinem Lastfall ein von null verschiedener Pressungswert auftritt. Dann wird die Liste beendet und eine neue begonnen, die alle Elemente der sich anschließenden Berührzone enthält. Zuvor wird die Liste des Berührintervalls noch einmal untersucht. In diesem Bereich genügt eine relativ grobe Vernetzung, daher werden alle Linien miteinander verschmolzen, wenn sie vom gleichen Typ sind (Gerade oder Bogen). Ist ein Knotenpunkt bereits in der Eingabedatei vorhanden, bleibt er erhalten, und auf die Verschmelzung wird verzichtet.

Das Programm füllt die Liste für die sich anschließende Berührzone weiter, bis es erneut auf einen Knoten stößt, der nie Kontakt hat und ein neues Berührintervall ansteht. Berührzonen und Berührintervalle wechseln einander ab, bis das Ende der Kontaktzone erreicht ist.

In den Berührzonen werden die Linien ebenfalls zunächst miteinander verschmolzen und dann wieder mit der angestrebten feinen Vernetzungsdichte unterteilt. Sobald ein Ober-

flächenknoten durch den Verschleißabtrags-Algorithmus ins Material hinein verschoben wurde, bleibt er jedoch erhalten. Da die Verschleißmodifikation nach jedem Berechnungsschritt erfolgt, bevor das Programm die Vernetzung anpasst, dürfen Knoten, die unmittelbar zuvor erst entstanden sind, trotz einer Verschiebung gelöscht werden. Nur dadurch ist eine unkontrollierte Netzverfeinerung zu vermeiden.

Dies ist insbesondere von Bedeutung, wenn Elemente mit quadratischen Ansatzfunktionen zum Einsatz kommen. Dann entsteht bei einer Vernetzung auf jeder Elementkante ein Seitenmittenknoten. Weil diese Elemente den Verformungszustand mit weniger Aufwand genauer abbilden können als es mit einer feineren Vernetzung mit den einfacheren bilinearen Elementen möglich ist, sollten sie normalerweise verwendet werden. Wegen der Probleme, die ein Gleichungslöser bei Kombination von quadratischen Ansatzfunktionen und Kontaktelementen bereiten kann (vgl. 4.3), ist AAM vorsichtshalber mit einer Option ausgestattet, mit der man bilineare Elemente auswählen kann. Die Auswahl ist für jeden der elastisch verformbaren Querschnitte einzeln möglich.

Die Entfernung der Seitenmittenknoten nach jedem Rechenschritt hat einen unerfreulichen Nebeneffekt: eine ursprünglich gekrümmte Konturlinie wird im Bereich eines Elements durch eine Sekante ersetzt. Im nachfolgenden Vernetzungsschritt entsteht ein neuer Seitenmittenknoten auf der Sekante, während er eigentlich auf der gekrümmten Oberflächenlinie liegen müsste. Bei einer konvexen Oberfläche fehlt also Material, bei einer konkaven ist zuviel vorhanden. Dies äußert sich in einer leichten Zickzackform des berechneten Pressungsverlaufes, die umso stärker hervortritt, je kleiner der Krümmungsradius der Kontaktlinie ist.

### 6.7.2 Netzgestalt im Berührungsbereich

An der Oberfläche einer Berührzone muss das Netz außerordentlich gleichmäßig beschaffen sein. Insbesondere ist sicherzustellen, dass an einen Oberflächenknoten genau zwei Elemente stoßen. Das wird in AAM dadurch erreicht, dass jede Berührzone mit einer Reihe von Elementen „hinterfütert“ wird, bevor der automatische Vernetzungsalgorithmus den verbleibenden Querschnitt aufteilt. An Abaqus werden die Konturlinien der Elemente, die innerhalb des Dichtungsquerschnitts liegen, zu diesem Zweck als sogenannte Partitionierungslinien übergeben. Der Aufteilungsprozess läuft insgesamt folgendermaßen ab:

- 1) Verschmelzen und Neueinteilung der Berührungszonen und Berührintervalle wie im vorangehenden Abschnitt beschrieben.
- 2) Erweiterung der feinen Aufteilung im Bereich der Berührungszonen in die Berührintervalle hinein, um auch am Rande einer sich verbreiternden Verschleißzone die zur Bestimmung einer Pressungsverteilung erforderliche gleichmäßige Elementbelegung zu erreichen. Für diesen Schritt wird angenommen, dass jede Berührzone um ein Drittel ihrer Breite in die angrenzenden Intervalle ausgedehnt werden soll. Falls ein Berührintervall dabei von beiden Seiten her fast völlig „aufgezehrt“ wird (Bedingung: es verbleibt weniger als ein Fünftel seiner ursprünglichen Länge), ist es

besser, es ganz aufzulösen. Für die Intervalle vor der ersten und nach der letzten Berührzone innerhalb einer Kontaktzone kann dieser Fall ebenfalls auftreten. Zusätzlich muss die Sollelementgröße für eine sinnvolle Unterteilung von Berandungslinien vorgegebener Länge jedes Mal angepasst werden. Für diese Erweiterung ist daher eine Vielzahl von Fällen zu unterscheiden, die allgemeingültig programmiert sein müssen, um möglichst für jede vorstellbare Querschnittsgeometrie eine sinnvolle Teilung der Berandungslinie zu erzielen.

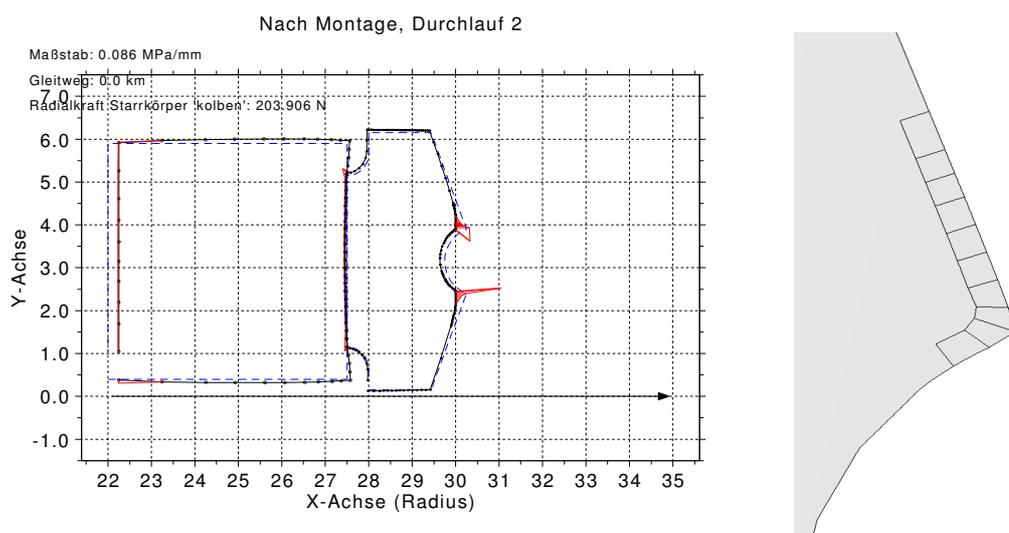
- 3) Erzeugung der Partitionierungslinien für die Elementschicht hinter den Berührzonen. Für diesen Schritt sind eine Reihe von Annahmen erforderlich. Die Elemente haben zwar unterschiedliche Breite, jedoch ist es vorteilhaft, wenn sie sich mit etwa gleicher Tiefe ins Material hinein erstrecken, sonst bilden sie an ihrer Rückseite eine stark zerklüftete Elementfront, die eine ungünstige Voraussetzung für die anschließende Arbeit des automatischen Vernetzers bildet. Als erster Anhaltswert für die Elementtiefe wird die mittlere Elementbreite in der Berührzone berechnet. An hervorspringenden Kanten, die sich besonders in den ersten Berechnungsschritten noch nicht verschliffen haben, muss diese Tiefe gelegentlich noch erhöht werden, um einen günstigeren Verlauf der im Material entstehenden Elementfront zu erreichen. Für die an einem Knoten auf der Kontaktfläche beginnende Linie zu einem im Material liegenden Knoten könnte die Winkelhalbierende der beiden an diesen Punkt stoßenden Oberflächensegmente gewählt werden. Ein besseres Ergebnis, das auch die Vernetzung hinter verhältnismäßig scharfen Kanten ermöglicht, erfordert jedoch ein etwas komplizierteres Verfahren: es wird die Winkelhalbierende der Winkelhalbierenden an den beiden benachbarten Oberflächenknoten gewählt (Implementierung: erst bestimmt man für alle Oberflächenknoten die Winkelhalbierenden, dann daraus die allgemeiner verwendbaren „Winkelhalbierenden 2. Stufe“, unter Berücksichtigung der erforderlichen Fallunterscheidungen für Anfang und Ende einer Berührzone).
- 4) Speichern der Partitionierungslinien in der Datenstruktur. Sie werden in besonderen, dem jeweiligen Querschnitt zugeordneten Listen als zusätzliche Punkte und Linien abgelegt.
- 5) Umwandlung der Listen in Befehlszeilen für Abaqus-CAE. Sie erhalten dabei jeweils die Sollelementzahl eins.

Das geschilderte Vorgehen ist zwar aufwendig, hat sich jedoch als wirkungsvoll erwiesen und ermöglicht ein stabiles Rechenverhalten über viele Schritte hinweg, ohne dass sich das Netz in unerwünschter Weise verzerrt oder verfeinert. In Abb. 24 ist das Ergebnis der Partitionierung an der scharfen Kante einer SIMKO-300-Dichtung neben der im ersten Rechenschritt ermittelten Pressungsverteilung im Montagezustand dargestellt.

### 6.7.3 Angemessene Vernetzungsdichte im Bereich einer Berührzone

Welche Elementgröße soll ein FE-Modell im Bereich der Kontaktfläche haben? In der Literatur finden sich dafür kaum Anhaltspunkte. In [13] wird zur Berechnung von Radialwellendichtringen angegeben, eine Elementlänge von 12-15  $\mu\text{m}$  sei gut geeignet, um ein Pressungsprofil ausreichend genau aufzulösen. Die Gesamtgröße der Dichtung ist zu berücksichtigen. Scharfe Dichtkanten erfordern eine feinere Auflösung als breite Auflagezonen, und ein einziger fest vorgegebener Standardwert kann nicht allen Fällen gerecht werden.

Eine mögliche, anspruchsvolle Strategie besteht darin, von der Querschnittsfläche des verformten Dichtungsbauteils auszugehen (diese wird in AAM sofort beim Einlesen der Eingabedatei berechnet). Die Elementanzahl auf der Oberfläche wächst mit dem Umfang, also grundsätzlich mit der Quadratwurzel der Querschnittsfläche. Die in Kapitel 7 als Beispiel für eine Verschleißmessung beschriebene Pneumatikdichtung der Fa. Parker Prädifa hat beispielsweise 21  $\text{mm}^2$  Querschnitt, und um auf die zuvor genannte Elementgröße zu kommen, müsste man etwa zwei Promille der Wurzel der Querschnittsfläche ansetzen. Diese Methode könnte noch dadurch verfeinert werden, dass man eine Korrektur für die tatsächliche Umfangslänge der Dichtungskontur einführt. Ist diese ungewöhnlich groß, so liegen besonders filigrane Dichtlippenstrukturen vor, und eine engere Netzdicke ist erforderlich. Am Beispiel einer Membrandichtung (vgl. Abschnitt 6.8) wird jedoch deutlich, dass manchmal große Querschnittsflächen mit in die Modellierung einbezogen werden, die



**Abb. 24:** Pressungsergebnis und partitionierte Aufteilung einer anfänglich scharfen Dichtkante

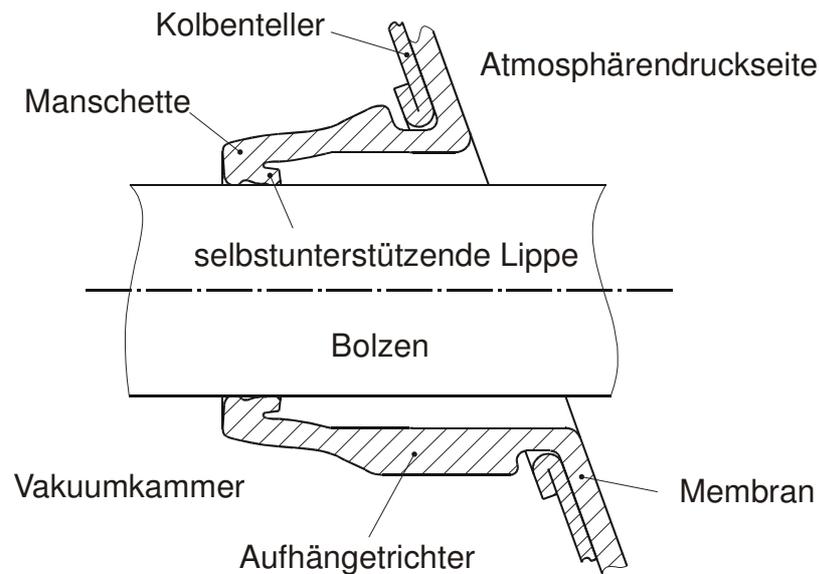
nichts mit der Strukturgröße der eigentlichen Dichtmanschette zu tun haben. Der Aufwand, der nötig wäre, um solche Einflüsse automatisch zu erkennen und zu berücksichtigen, ist für eine prototypische Implementierung viel zu groß. Diese Methode ist daher besser geeignet, um eine generelle Sollgröße von Elementen im gesamten Querschnitt außerhalb der verfeinerten Zonen anzugeben, die der Vernetzungsmechanismus an keiner Stelle genau einzuhalten braucht. In AAM wird die Elementgröße für die Kontaktelementteilung nicht automatisch bestimmt, sondern auf einige in der Eingabedatei angegebene Werte zurückgegriffen. Damit ist es auch möglich, eine kleine Änderung vorzunehmen, wenn sich mit einem bestimmten Wertesatz zufällig eine für die Konvergenz des numerischen Prozesses ungünstige Konfiguration ergibt.

Ein für die Berechnungen mit AAM wichtiges Ziel bei der Vernetzung ist es, die Pressungsverteilung im Kontaktbereich so fein aufzulösen, dass auch ein Pressungsgradient berechnet werden kann. Dem Benutzer werden drei aufgrund ihrer Anschaulichkeit ausgewählte Einflussgrößen an die Hand gegeben:

- 1) Eine Elementsollgröße im Kontakt. Trotz der beschriebenen Nachteile ist dies eine verhältnismäßig einfache Vorgabe, die ausreichen kann, wenn ein sinnvoller Wert beispielsweise aus der vorangehenden Analyse ähnlicher Dichtungen bekannt ist.
- 2) Eine Minimalanzahl von Elementen im Kontakt. Diese wird auf die nach der ersten Durchrechnung festgestellten Berührzonen angewendet. Entsteht dabei eine große Berührzone aus der Überlappung mehrerer eigentlich schmalere in verschiedenen Lastfällen, so kann es leicht passieren, dass der Vorgabewert dennoch zu grob ist. Bei nebeneinander auftretenden, unterschiedlichen Berührzonenbreiten ist es möglich, eine relativ grobe und eine feinere Aufteilung auf einer besonders schmalen Dichtkante zu erzielen.
- 3) Analog dazu eine Höchstzahl von Elementen in der Berührzone.

Diese drei Werte werden der Reihe nach überprüft. Zuerst berechnet das Programm zu der vorliegenden Liste der Berührzonenlinien ihre Länge und teilt diese durch die Elementsollgröße. Ist das Ergebnis zu klein, so wird auf die Minimalanzahl erhöht. Ist es zu groß, wird die Maximalanzahl eingesetzt. Diese Reihenfolge wird genau beachtet; daher kann man für die Maximalzahl zunächst einen kleineren Wert als die Minimalzahl angeben, um die ersten Rechnungen mit mäßiger Vernetzungsdichte durchzuführen und eine länger dauernde, genauere Rechnung später nachzuholen, wenn alle übrigen Parameter stimmen.

Im Allgemeinen kann eine Berührzone, nachdem ihre Linien so weit wie möglich miteinander verschmolzen wurden, aus mehreren Abschnitten bestehen, die durch schon in der Ausgangskonfiguration angegebene Geometriepunkte getrennt sind. Die ermittelte Sollanzahl der Elemente wird nun je nach ihrer Länge auf die Abschnitte aufgeteilt und jede Linie in eine entsprechende Anzahl kürzerer Geraden oder Bögen zerteilt.



**Abb. 25:** Membrandichtung für einen Blechkolben

Grundsätzlich wäre es denkbar, am Anfang und Ende der Berührzone, wo normalerweise die stärksten Pressungsgradienten auftreten, nochmals verfeinerte Bereiche vorzusehen. Da die Berührverhältnisse sich aber in den verschiedenen Lastfällen immer leicht verschieben, stellt eine gleich bleibende Elementbreite in der Kontaktzone den besseren Ansatz dar.

## 6.8 Berechnungsbeispiel: Bremskraftverstärker-Dichtung

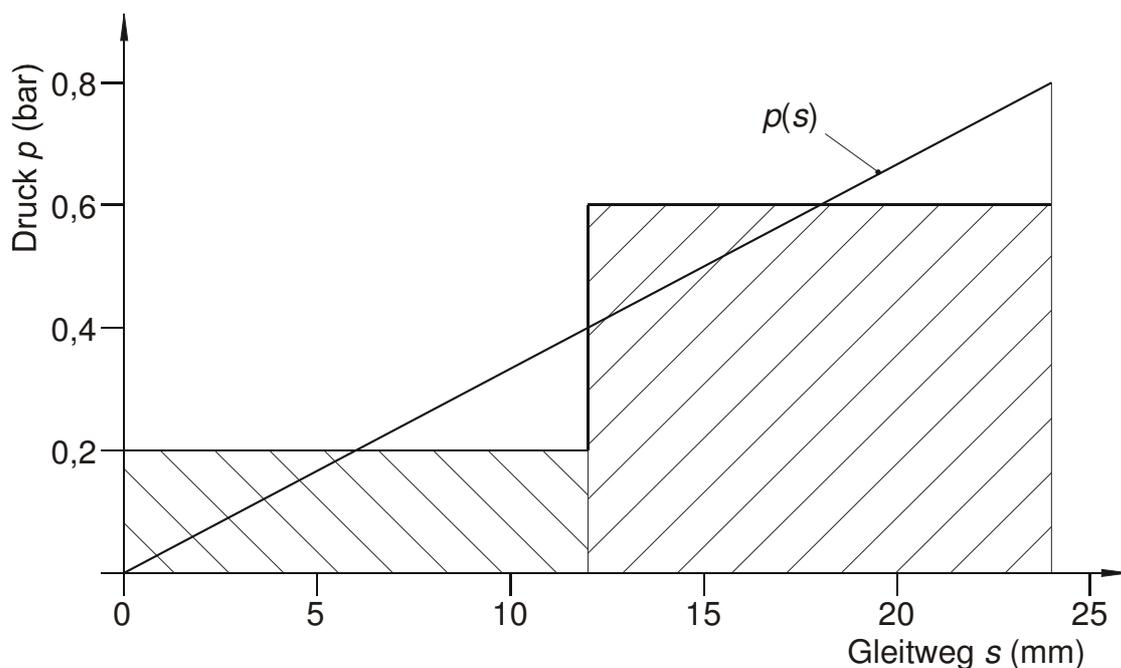
Eine Beispieldichtung, an der der Verschleiß experimentell bestimmt wurde, ist in Abb. 25 dargestellt. Sie dient dazu, einen durch den Kolbenteller eines Saugluft-Bremskraftverstärkers geführten Verstärkungsbolzen gegenüber dem Kolben abzudichten. Die Dichtung ist als Teil einer Membran aus EPDM-Gummi (Mooney-Rivlin-Koeffizienten:  $C_1 = 0,6$ ,  $C_2 = 0,14$ ) ausgebildet, die durch den Kolben in die Unterdruckkammer des Bremskraftverstärkers ragt. Die eigentliche Dichtmanschette befindet sich am Ende einer trichterförmigen Ausgleichszone, die eine Anpassung an Fluchtungsfehler zwischen Stange und Kolben ermöglicht. Sie wird von der rechten Seite je nach Druck auf das Bremspedal mehr oder weniger stark mit Umgebungsluftdruck beaufschlagt, während auf der linken Seite ein Unterdruck von maximal etwa 0,8 bar herrscht. In der Berechnung kann die Unterdruckseite drucklos und die Atmosphärendruckseite mit einem Überdruck modelliert werden, da nur die Druckdifferenz entscheidend ist. Die Manschette hat zwei Auflagezonen, von denen die innere kragenförmig in den Überdruckraum hineinragt. Sie wird durch steigende Druckdifferenz stärker auf die Bolzenoberfläche gepresst und besitzt somit eine selbstunterstützende Dichtwirkung.

Der Auslegungsprozess dieser Dichtung lief in den folgenden Schritten ab:

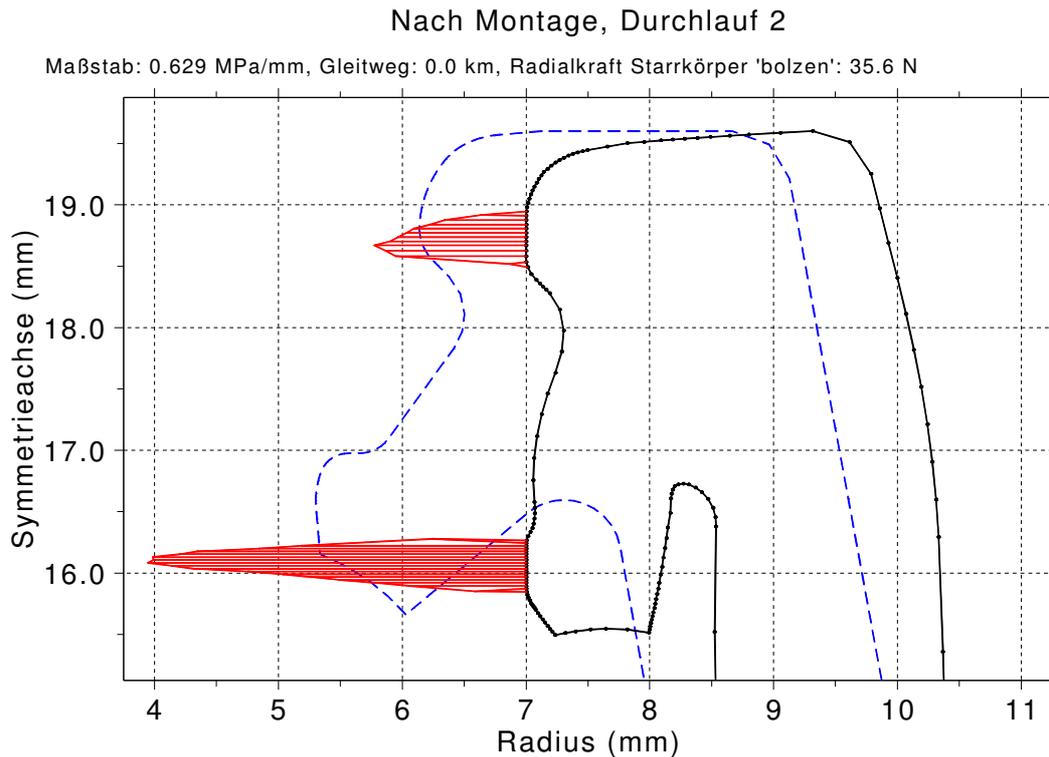


- 1) Bestimmung des Auslegungskriteriums an einer bestehenden Dichtung nach der in 3.4.2 beschriebenen Methode. Ergebnis: unter der Dichtlippe muss im Neuzustand eine Flächenpressung von mindestens 1,8 MPa erreicht werden.
- 2) Wiederholte Modifikation einer Kontur und FE-Berechnung, bis eine zufriedenstellende Geometrie gefunden ist.
- 3) Die zunächst als bloße Kontur vorliegende Gestalt wird in eine Fertigungszeichnung mit allen Toleranzangaben umgewandelt.
- 4) Untersuchung auf Toleranzempfindlichkeit: Innerhalb der festgelegten Toleranzen werden zwei extreme Konturvarianten noch einmal für den gesamten Druckbereich nachgerechnet.
- 5) Fertigung einer Reihe von Prototypen und Messung ihrer Radialkräfte. Bei einigen für einen Dauerlauf vorgesehenen Exemplaren wird außerdem ihre Kontur bestimmt.

Zur Dokumentation der in die AAM-Eingabedatei übertragenen Dichtungsgeometrie dient die Grafik in Abb. 26. Punkte und Linien des Querschnitts sind im Gegenuhrzeigersinn numeriert. Jede Starrkörperverschiebung wird durch eine feste Einspannung am Ende der Trichterzone unterbunden. Im Gegensatz zu der zuvor beschriebenen Kolbenstangendichtung ist nur ein Kontakt zwischen der Manschettenszone und der als Starrkörper aufgefassten Stange definiert. Eine Druckbelastung wird auf den Linien 17 bis 22 aufgebracht.



**Abb. 27:** Ersetzen der Druckrampe für eine MSP-Dichtung durch zwei flächengleiche Rechtecke

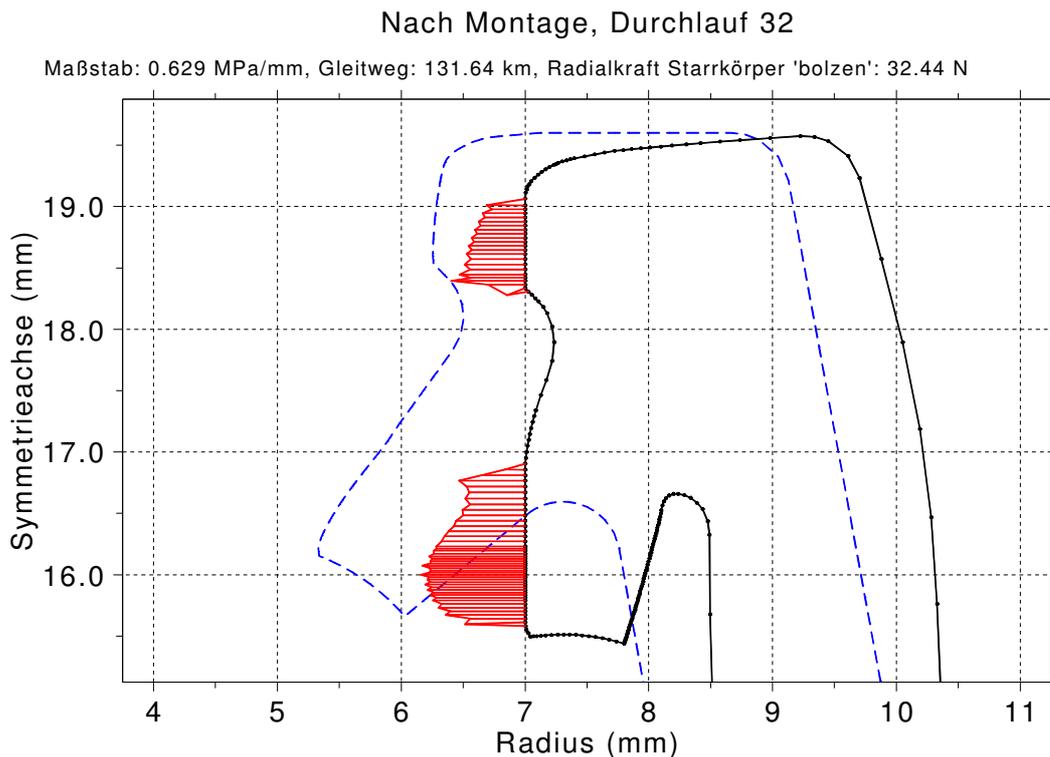


**Abb. 28:** AAM-Ausgabegrafik für das unverschlossene Dichtungsprofil nach der ersten Verfeinerung des Netzes

Die Dichtung legt bei einem Hub bis zu 24 mm zurück. Bedingt durch die Arbeitsweise des Bremskraftverstärkers nimmt der Differenzdruck an der Dichtmanschette dabei proportional zum Weg auf 0,8 bar zu und auf dem Rückweg wieder ab. Dieses Belastungsprofil soll in möglichst guter Näherung durch die in AAM vorgesehenen Lastfälle wiedergegeben werden.

Dabei wird ausgenutzt, dass die beiden vorgesehenen Druckbelastungen nicht unbedingt Drücke von verschiedenen Seiten der Dichtung zu sein brauchen, sondern auch unterschiedliche Druckniveaus von einer Seite darstellen können. Dies ermöglicht eine Belastung mit vier Fällen: 0,2 und 0,6 bar, jeweils kombiniert mit zwei Bewegungsrichtungen. Wie aus der Abb. 27 hervorgeht, muss jeder der Lastfälle mit einem Anteil von  $\frac{1}{4}$  gewichtet werden, um die Beanspruchung durch die Druckrampe abzubilden. Andere gleichwertige Ersetzungen durch flächengleiche Belastungsrechtecke sind möglich.

Vom FE-Programm erhält AAM nur eine ASCII-Datei mit den ursprünglichen und verformten Koordinaten der Knotenpunkte auf dem Rand des Dichtrings sowie Pressungswerten zurück. Daraus werden Grafiken wie Abb. 28 erzeugt, die gestrichelt die unverformte Kontur, dazu die verformte und darüber die Pressungsverteilung darstellt. Das Ergebnis des zweiten Berechnungsdurchlaufes zeigt die Verteilung im Neuzustand am besten, weil das Netz zwar bereits auf Basis der ersten Berechnung verfeinert, aber noch keine Oberflächenknoten verschleißbedingt verschoben wurden. Der Maßstab für die Pressungen ist so



**Abb. 29:** Veränderte Pressungsverteilung nach dem 32. Rechenschritt. Gleicher Pressungsmaßstab wie im vorherigen Bild.

gewählt, dass die Verteilung im unverschlissenen Zustand noch ins Bild passt. Er wird für die weiteren Rechenschritte beibehalten, so dass man die Höhe der Pressungen direkt vergleichen kann.

Die Grafiken zeigen die Dichtmanschette in der Standardorientierung für axialsymmetrische FE-Rechnungen: Abszisse = Radius, Ordinate = Symmetrieachse.

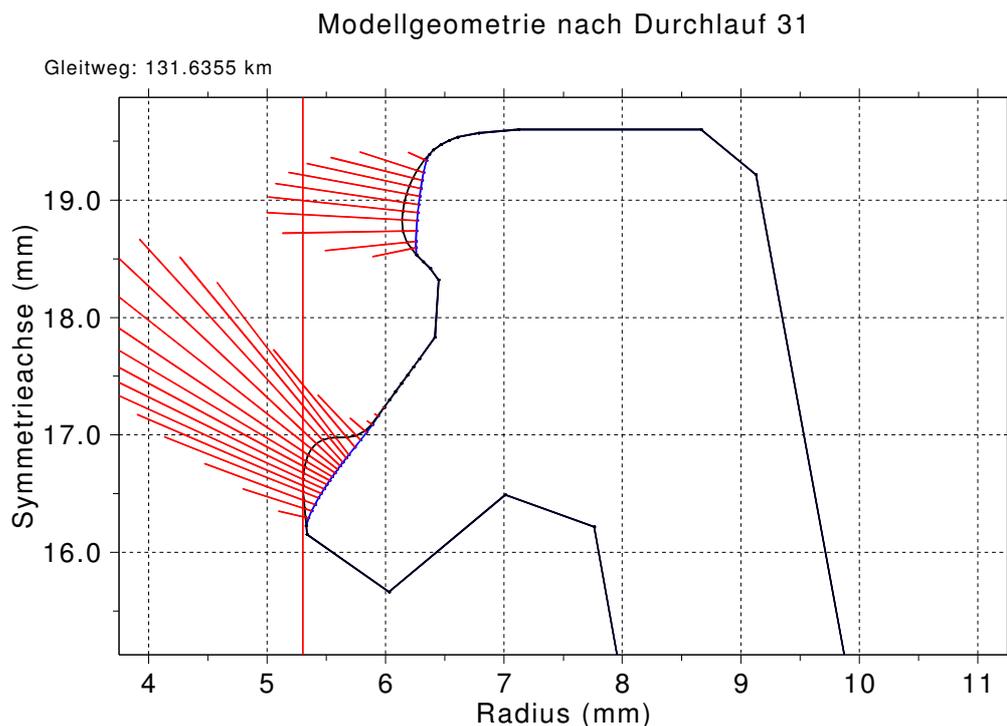
In Abb. 27 ist die berechnete Pressung der verschlissenen Dichtlippe dargestellt. Als Verschleißkoeffizient werden  $0,002 \text{ mm/MPa} \cdot \text{km}$  eingesetzt. Das ausgewählte Berechnungsergebnis entspricht dem Verschleiß nach einem Gleitweg von 131,6 km. Mit den gewählten Programmeinstellungen wird es nach 32 Rechnungsdurchläufen erreicht. Die selbstunterstützende Dichtlippe zeigt einen wesentlich flacheren Pressungsverlauf als zuvor. Im Laufe des Verschleißfortschrittes bildet sich an ihrer oberen Grenze eine zusätzliche Kontaktzone aus, die in diesem Bild bereits wieder mit dem Hauptpressungshügel verschmolzen und nur noch als eine leichte Überhöhung zu erkennen ist.

An der zweiten Dichtlippe bildet sich eine nahezu plateauförmige Druckkurve aus, die offenbar auf die ziemlich steilen Winkel der angrenzenden Konturlinien zurückzuführen ist. In einigen Fällen treten am Rande der Berührungszonen erhöhte Spitzen im Pressungsverlauf auf. Es stellt sich die Frage, ob diese aufgrund der Diskretisierung im Modell entstehen oder auch in der Realität an den Grenzen der schon verschlissenen Zone auftreten.

In den Tastschnittprofilen der gelaufenen Dichtungsflächen ist die Grenze zwischen unverschlissener und abgeriebener Kontur an einer geringfügigen, aber deutlichen Erhöhung der Rauheit zu erkennen. Dabei verläuft der Übergang ohne eine Stufe oder einen Wendepunkt in der Profilkurve. Da abgesehen von dieser Beobachtung keine Messdaten zur Entscheidung der Frage nach Spannungsüberhöhungen am Verschleißflächenrand vorliegen, können nur Plausibilitätsbetrachtungen angestellt werden. Folgende Argumente sind von Bedeutung:

- Ein Vergleich mit den Ergebnissen der Hertz'schen Kontakttheorie verdeutlicht, dass es im unverschlissenen Zustand am Rande der Kontaktfläche zwar einen steilen Pressungsanstieg, jedoch keine Spitze gibt. Die Theorie geht von einer konstanten Oberflächenkrümmung aus, während bei der Berechnung des Verschleißprofils nach der realen Kontur gefragt ist. Eine von gleichmäßiger Krümmung abweichende, „abgeschnittene“ oder „geknickte“ Profillinie hat jeweils Pressungsspitzen zur Folge.
- Eine überhöhte Kontaktpressung hat bei dem hier vorausgesetzten pressungsproportionalen Verschleiß einen verstärkten Abrieb zur Folge, der dazu führt, dass sich die Pressungsspitze wieder einebnet.
- Wenn die Berührzone sich verbreitert bzw. eine Dichtkante sich gleichmäßig abreibt, entsteht das Profil an ihrer Grenze unter Umständen immer wieder selbstähnlich neu. Auch eine vorhandene Pressungsspitze pflanzt sich dann unverändert fort.
- Ändert sich die Druckbelastung, dann wandert die Grenze der Berührzone. Selbst wenn an der Berührflächengrenze Sondereffekte auftreten – denkbar ist beispielsweise, dass die Oberfläche des Elastomers durch Formtrennmittel aus der Herstellung beeinflusst ist und ein anderes Verschleißverhalten zeigt als das darunter liegende Material –, können sie sich in diesem Fall nicht konzentriert an einer Stelle ausbilden.

Die Diskretisierung des FE-Modells führt bei zu großer Schrittweite im Verhältnis zur Elementgröße zu einer in Wirklichkeit nicht vorhandenen Pressungsspitze. Der letzte Knoten einer Berührzone wird noch verschoben, der darauffolgende aber nicht. Der im Tastschnitt festgestellte glatte Konturverlauf wird im Berechnungsmodell zwischen dem verschobenen und dem unverschobenen Knoten linear dargestellt. Im nächsten Rechengang scheint der gerade noch nicht verschobene Knoten aus der Konturkurve hervorzustehen, und die Pressung nimmt dort einen überhöhten Wert an. An diesen Stellen ist es äußerst wichtig, die Schrittweite des Verschleißfortschritts zu begrenzen und die Verwandlung eines konvexen in einen konkaven Knoten in einem Schritt zu verhindern. Eine Verfeinerung der Netzdichte führt nicht zu einem aussagekräftigen Ergebnis. Einerseits steigt die Rechenzeit für jede einzelne Analyse, andererseits wird der mögliche



**Abb. 30:** Vergleichende Darstellung der neuen und der verschlissenen Kontur im unverformten Zustand.

Verschleißabtrag in einem Schritt gleichzeitig kleiner. Damit sind schnell die Grenzen der Rechenleistung erreicht.

Zur Veranschaulichung des Verschleißfortschritts erzeugt AAM nach jeder Abriebmodifikation der Dichtungskontur eine Grafik, die die unverformte Neukontur mit dem verschlissenen Umriss vergleicht (Abb. 30). Dabei wird die gesamte Verschiebung jedes Konturpunktes durch strahlenartige Vektoren zusätzlich überhöht dargestellt, so dass die geringen Abträge an den Rändern der Verschleißzonen deutlicher hervortreten. Diese Darstellung ist auch für die ersten Berechnungsschritte mit insgesamt niedrigen Verschleißhöhen vorteilhaft.

An der Bremskraftverstärker-Dichtung zeigt sich die feine Auflösung, die die AAM-gesteuerten FE-Berechnungen erzielen. Unkontrollierte Netzverfeinerungen werden auch über zahlreiche wiederholte Vernetzungen hinweg erfolgreich vermieden. Überdies demonstriert dieses Beispiel die Fähigkeit von AAM, selbst drastische Veränderungen der ursprünglichen Geometrie unter Berücksichtigung verschiedener Lastfälle zu berechnen.

## 7 Vergleich zwischen Rechnung und Messung

Um einen Vergleich mit berechneten Verschleißkonturen durchführen zu können, werden im Folgenden Verschleißmessungen an einer weiteren Dichtungsbauf orm vorgestellt. Die erhaltenen Messwerte dienen dazu, den Verschleißkoeffizienten zu bestimmen, der für die Rechnung benutzt werden muss.

Den Querschnitt des beispielhaft untersuchten Baumusters zeigt Abb. 31. Es handelt sich um eine Dichtung aus dem Lieferprogramm des Herstellers Parker Prädifa, Profil „E8“ für 14 mm Stangendurchmesser, in der ein Abstreifer auf der drucklosen Seite und ein Nutring auf der Überdruckseite kombiniert sind. Der Abstreifer, dessen Verschleiß nicht untersucht werden soll, besteht aus einem Thermoplast und besitzt einen Wulst auf der Außenseite, mit dem die Dichtung in einer Nut im Gehäuse festgelegt ist. Er ersetzt damit einen zusätzlichen Sprengring. Die dargestellten Umriss e entsprechen den aus Schliffbildern abgegriffenen Konturen.

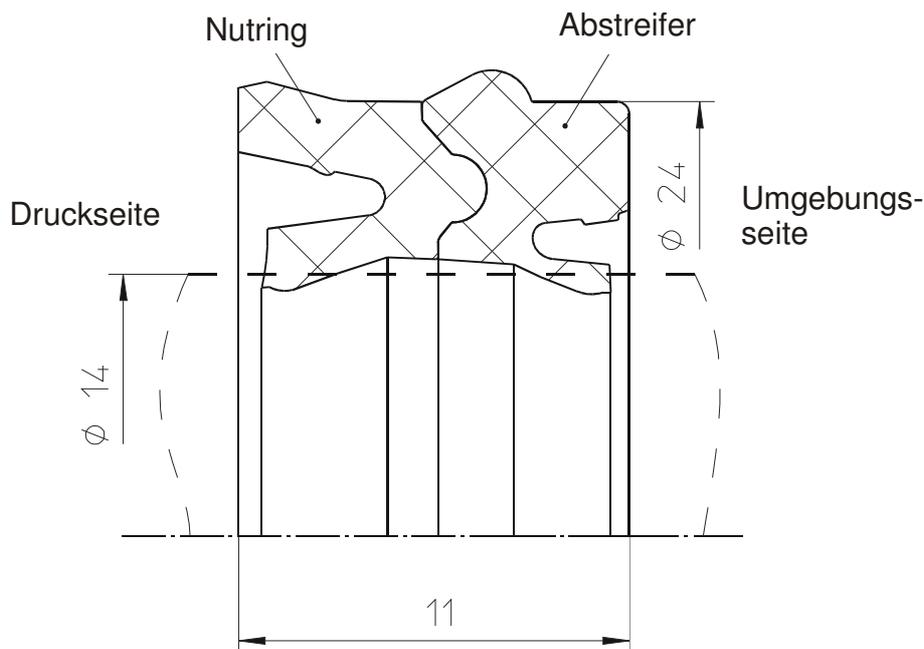
Parker Prädifa gibt folgende Anwendungsgrenzen an:

Betriebsdruck: max. 1,6 MPa (16 bar)

Betriebstemperatur: -20 bis +80 °C

Gleitgeschwindigkeit: bis 1 m/s

Es ist sowohl eine Schmierung mit Öl in der Druckluft als auch der Betrieb mit ölfreier Druckluft nach einer Befettung bei der Montage zulässig. Bei den durchgeführten Versu-



**Abb. 31:** Pneumatik-Stangendichtung Parker Prädifa Typ „E8“

chen wird ein silikonbasisches Fett mit Lithiumkomplexverdicker und Zusatz von fein verteiltem PTFE verwendet, das bei der Montage mit einem Pinsel auf die Dichtlippe und die Stangenoberfläche aufgetragen wird.

Der Werkstoff trägt die Markenbezeichnung „SFR“ und ist laut Herstellerangabe ein für gutes Verschleißverhalten speziell im Mischreibungsgebiet ausgelegter Nitrilgummi (NBR) mit einer Härte von 80 Shore A. Die angegebene Temperaturgrenze deutet darauf hin, dass dieses Elastomer, wie bei Nitrilkautschuken üblich, mit Schwefel vernetzt ist. Eine braune Farbe zeigt, dass nur helle (mineralische) Füllstoffe eingesetzt werden und kein Ruß enthalten ist. Es wird angegeben, dass sich durch einen besonderen Mischungsaufbau Mikroporen im Material bilden, die selbst nach längerem Betrieb noch als Schmierstoffreservoir wirken. Es sei nicht erforderlich, das Fett bei der Montage extra in die Oberfläche einzuwalken, um den Querschnitt mit dem Schmierstoff zu tränken; der normale Betrieb reiche dazu aus, da der Gummi ohnehin im Schmierstoff quellen würde. Soweit die Angabe des Herstellers. Häufig wird bei der Bearbeitung von Dichtungsgegenflächen eine Plateaustruktur angestrebt, d. h. ein Profil ohne Spitzen mit geringer Kernrautiefe und zahlreichen tieferen Riefen, damit diese nach langer Betriebszeit noch einen kleinen Vorrat von Schmierstoff enthalten. Eine solche Reservoirfunktion wird bei diesem Typ dem Dichtungswerkstoff selbst zugeschrieben.

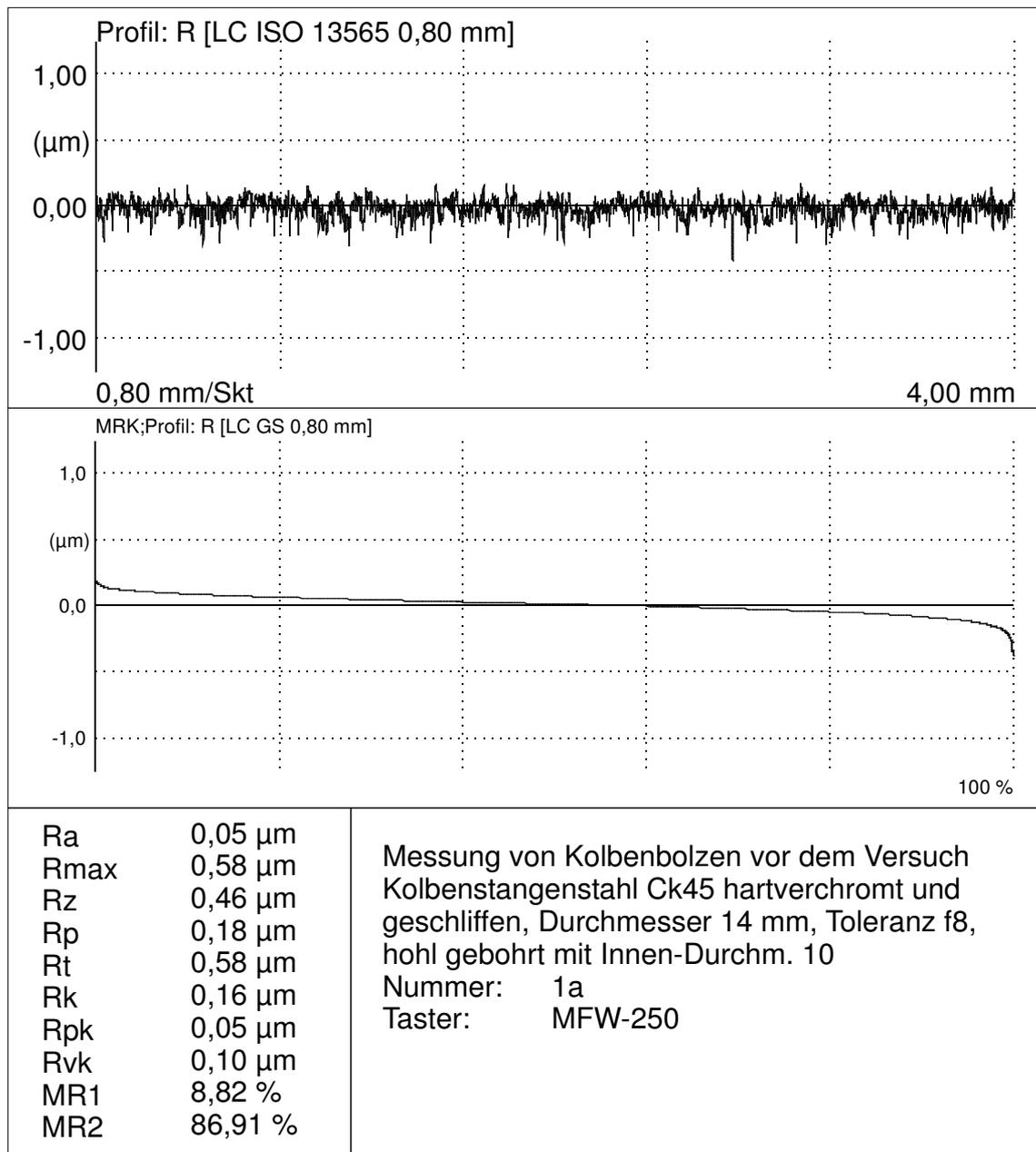
Als Stange dient ein handelsüblicher Kolbenstangen-Rundstahl mit hartverchromter und feingeschliffener („gefinishter“) Oberfläche. Trotz Bemühungen, weniger aufwendige Fertigungsverfahren einzusetzen, ist dies zurzeit noch die am weitesten verbreitete Oberflächenbehandlung für Stangendichtungen. Grund dafür ist die Härte und die ausgezeichnete Korrosionsschutzwirkung der Chromschicht.

Eine Nachmessung ergab eine Oberflächenrauheit im Bereich  $R_a = 0,05\text{--}0,06\ \mu\text{m}$ . Abb. 32 zeigt das Rauheitsprofil, die Materialtraganteilkurve und ausgewählte Oberflächenkennwerte für einen solchen Bolzen.

Die für die Untersuchungen ausgewählte Paarung lässt einen geringen Verschleiß erwarten. Um einen Abrieb messen zu können, sind beträchtliche Gleitwege erforderlich.

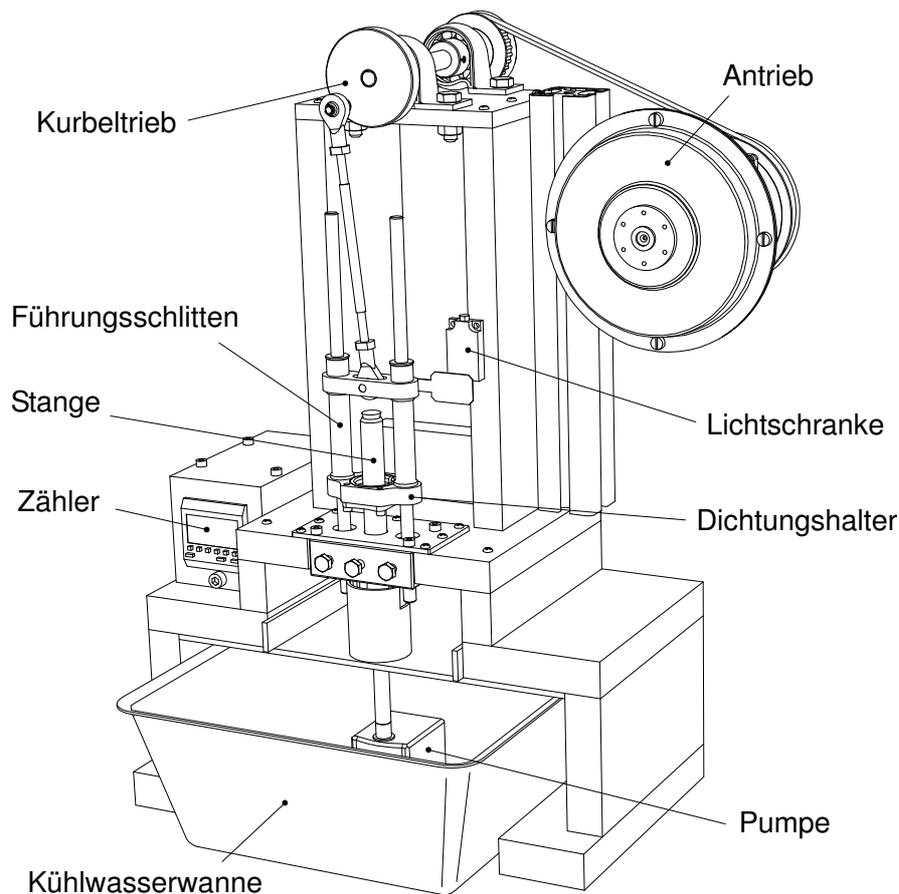
Zur Dauerbeanspruchung dient eine speziell aufgebaute Vorrichtung (Abb. 33), in der die Dichtung in einem Schlitten eingespannt ist, den ein Kurbeltrieb oszillierend auf einer Stange bewegt. Der Kurbeltrieb hat einen Hub von 50 mm. Mit einer Drehzahl von 500 1/min beträgt die mittlere Gleitgeschwindigkeit 50 m/min oder 0,83 m/s, und mit einer sinusförmig angenommenen Schlittengeschwindigkeit errechnet sich die maximale Geschwindigkeit zu 1,31 m/s. Sie liegt an der oberen Grenze der vom Hersteller angegebenen zulässigen Geschwindigkeit. Andererseits entfällt die Beanspruchung durch Druck, da eine Druckdifferenz an der Dichtlippe in dieser Apparatur nicht aufgebracht werden kann.

Pneumatikdichtungen sind durch die expandierende Druckluft gekühlt. Damit sich die Kolbenstange in der Versuchseinrichtung nicht unzulässig erwärmt, ist sie hohl gebohrt und wird von innen mit Kühlwasser gespült.



**Abb. 32:** Rauheitsmessung des für die Verschleißmessung eingesetzten Kolbenstangenstahls

Eine pyrometrische Messung der Stangentemperatur während des Betriebes scheitert an dem sehr niedrigen Emissionskoeffizienten der verchromten Oberfläche (ca.  $\varepsilon = 0,28-0,32$ ). Gleichzeitig reflektiert die Stange sehr gut die Wärmestrahlung aus der Umgebung, die ihre eigene Temperaturstrahlung völlig überdeckt. Die Strahlungsmessung liefert infolgedessen in diesem Temperaturbereich keine verwertbaren Ergebnisse. Dass die Kühlung ausreicht und im Betrieb keine unzulässig hohen Temperaturen auftreten, lässt sich mit



**Abb. 33:** Kurbeltrieb-Apparatur zur Beanspruchung von Pneumatik-Stangendichtungen auf Verschleiß

Hubzahl	$5 \cdot 10^5$	$10^6$	$2 \cdot 10^6$	$3 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$
Gleitweg (km)	50	100	200	300	200
Geschwindigkeit, max./mittlere (m/s)	1,31 0,83	1,31 0,83	1,31 0,83	1,31 0,83	0,65 0,42
Kennziffer	PDF06	PDF05	PDF07	PDF08	PDF09

**Tab. 3:** Versuchsprogramm für E8-Dichtungen

einem Kontaktthermometer (Thermoelement-Fühler) feststellen. Bei ausgeschalteter Wasserkühlung dauert es etwa zwei Minuten, bis die Stange sich durch die Reibung auf ca. 60 °C erwärmt hat; sie nimmt innerhalb von 2-3 Sekunden die Wassertemperatur an, sobald man die Pumpe wieder einschaltet. Das Wasserbad erwärmt sich bei Dauerbetrieb auf wenige Grad über der Raumtemperatur.

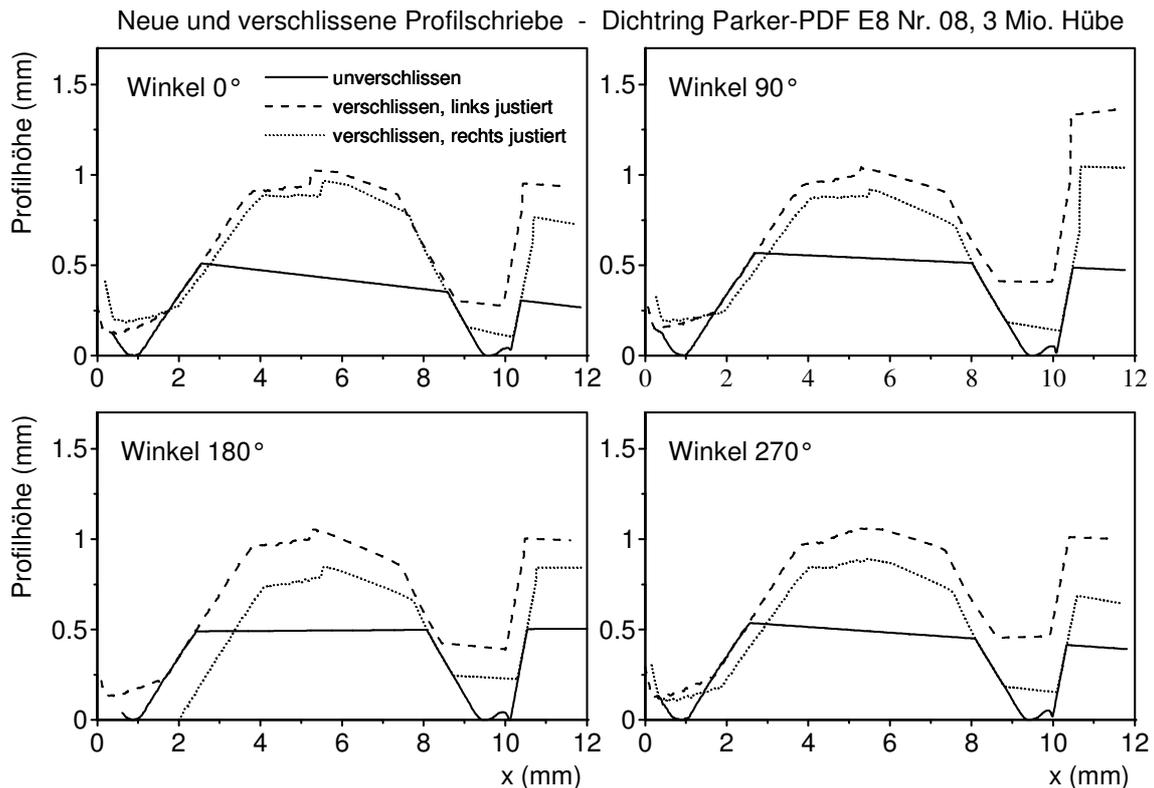
Nach dem Betrieb werden die verschlissenen Profile erneut abgetastet und miteinander verglichen. Dazu muss man sie präzise zur Deckung bringen. Hinderlich ist, dass das Profil nicht bei jeder Messung den gleichen Winkel zur Verfahrriechung der Abtastnadel einnimmt. Dazu kommt, dass die thermoplastische Abstreiferlippe während des Betriebes merklich kriecht und der Gesamtquerschnitt sich gegenüber dem Neuzustand verändert. Daher können nicht beide Lippen gleichzeitig im neuen und verschlissenen Zustand zur Deckung gebracht werden.

Aus diesen Gründen werden die Konturdaten der Profile zunächst in ein CAD-System übertragen und dort mit Hilfe eines Makroprogramms ausgerichtet. Im Einzelnen werden folgende Operationen durchgeführt:

- 1) Zwei Punkte auf den Scheiteln der beiden Dichtlippen des unverschlissenen Profils werden ausgewählt und mit ihrer Hilfe das Profil so verschoben, dass es die x-Achse genau von oben berührt.
- 2) Um das Neuprofil in x-Richtung auszurichten, wählt der Bediener zwei Punkte auf der inneren Flanke der linken Dichtlippe. Mit allen Kurvenpunkten dazwischen wird nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate eine Ausgleichsgerade durch diese Flanke gelegt und das Profil in x-Richtung so verschoben, dass die Verlängerung der Geraden genau durch den Punkt (1/0) geht.
- 3) Das CAD-Makroprogramm blendet das verschlissene Profil ein, lässt sich vom Benutzer zwei weitere Punkte für den Bereich der inneren Flanke der linken Lippe angeben, bildet die Ausgleichsgerade und bringt die beiden Flankengeraden des neuen und des verschlissenen Profils miteinander zur Deckung.
- 4) Das verschlissene Profil wird entlang der Flankengeraden verschoben, um eine möglichst gute Übereinstimmung mit dem Neuprofil zu erreichen. Der Verschiebebetrag wird nochmals durch Auswahl von zwei Punkten festgelegt.

Der gleiche Prozess wird für die rechte Dichtlippe wiederholt. Aufgrund der erwähnten Konturveränderung durch Kriechen sind die an beiden Lippen angepassten Profile nicht gleich. Das beschriebene Vorgehen ergibt eine präzise gegenseitige Ausrichtung im Dichtlippenbereich. Insbesondere in der x-Richtung werden die Profile gut vergleichbar miteinander zur Deckung gebracht.

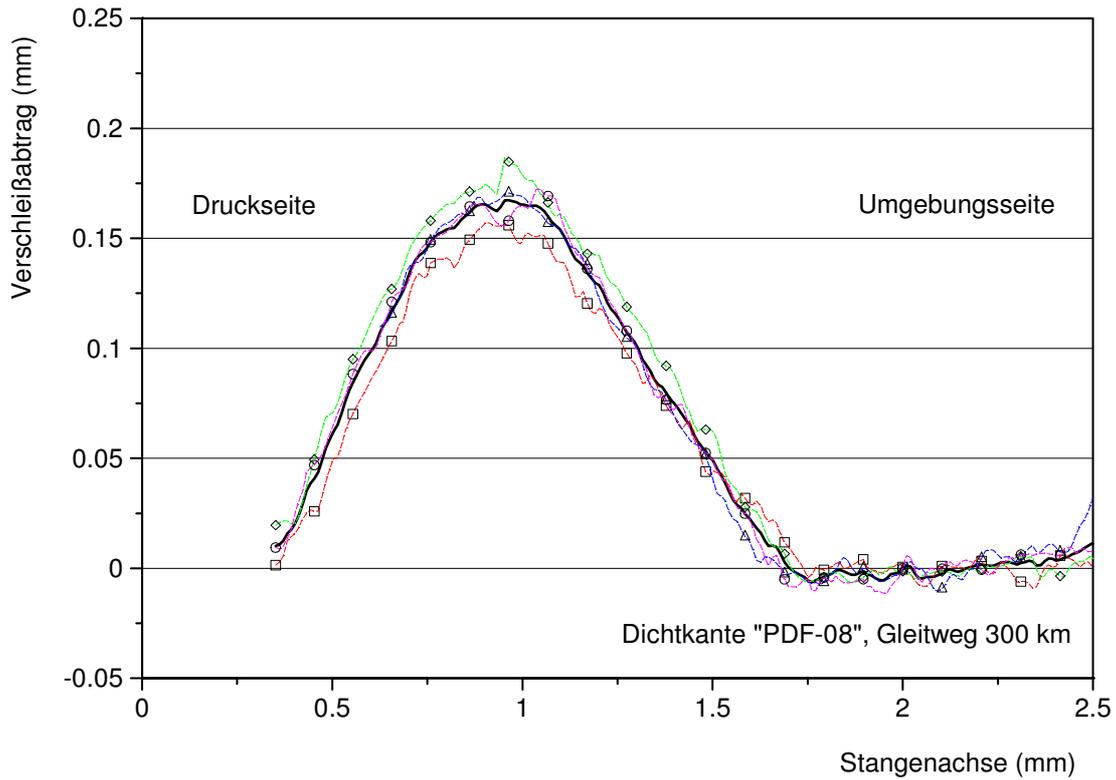
Die auf diese Weise ausgerichteten Konturen dienen zur Differenzbildung und Bestimmung des Abriebbetrages. Abb. 34 gibt die neuen und verschlissenen Profile nach 300 km Gleitweg wieder. Profile von vier um 90° versetzten Punkten auf dem Umfang des Ver-



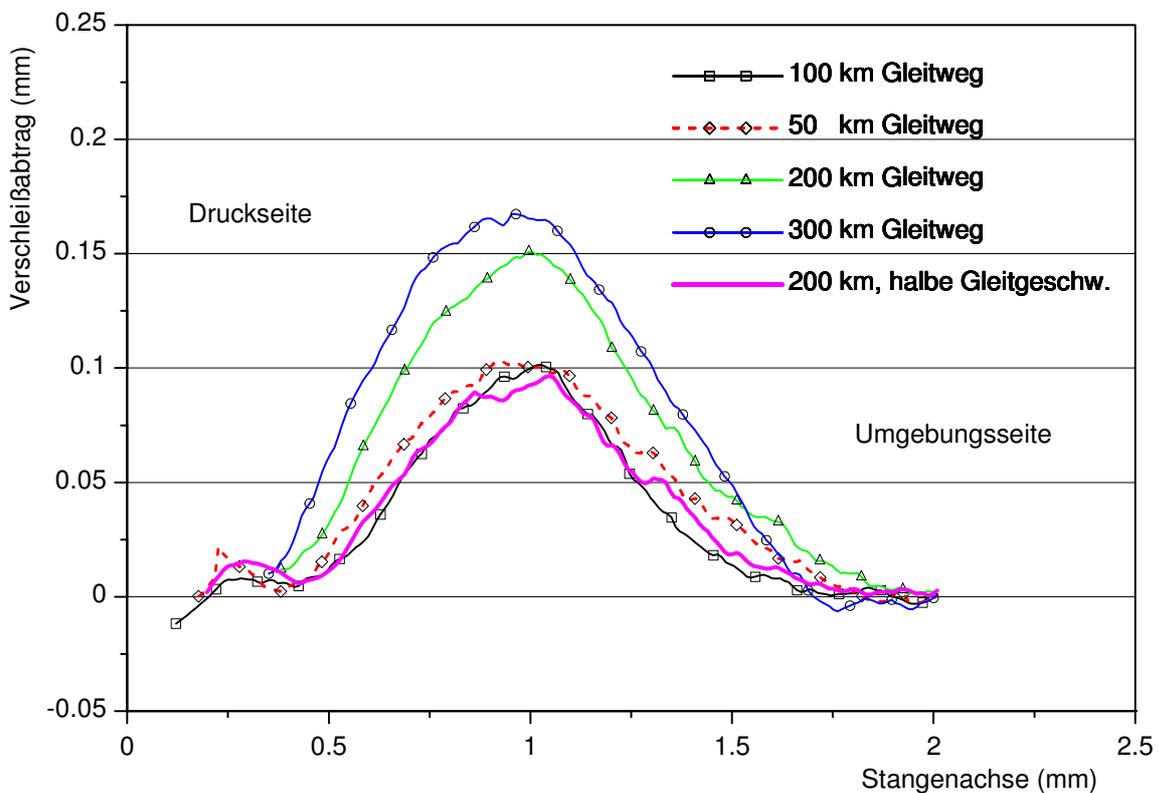
**Abb. 34:** Neue und verschlissene Dichtkanten der Prädifa-Dichtung. Links Gummilippe, rechts Abstreifer. Gleitweg 300 km.

suchsmusters PDF-08 sind einander gegenübergestellt. Beim Abtasten der unverschlissenen Dichtung auf dem Rauheitsmessgerät wurde der Tastermessbereich nicht voll ausgenutzt, so dass die Kontur nur an den Dichtlippen genau erfasst wurde. Im Zwischenbereich stößt der Taster an seinen Anschlag und zeichnet dort eine Gerade auf. Die verschiedenen Neigungen der Geraden in dieser Zone, die durch eine vergrößerte Darstellung der Höhenkoordinate verstärkt erscheinen, zeigen die durch das Justieren vor der Messung jedes Mal leicht veränderte Winkelstellung der Tasterverfahrriichtung zur Dichtung.

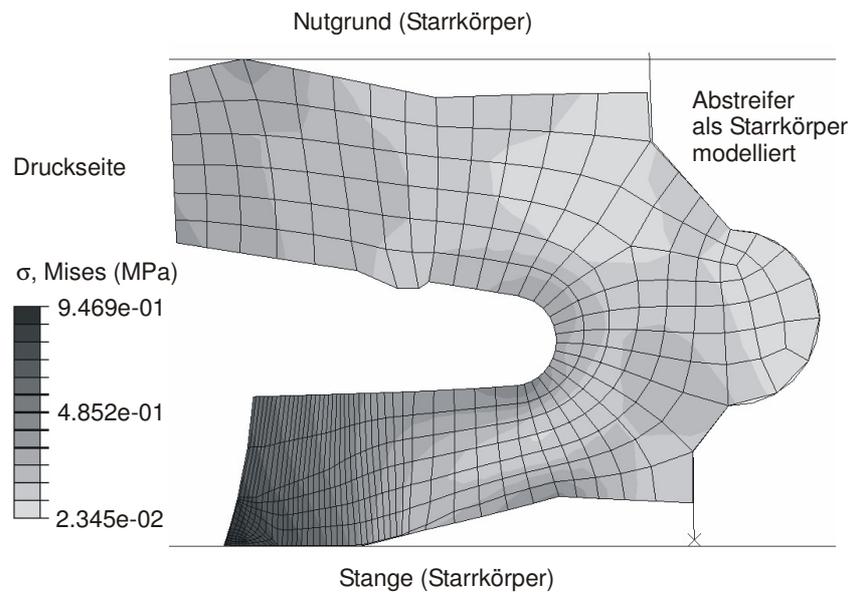
Die Kurven der Verschleißbeträge, d. h. der Differenz zwischen Neukontur und dem verschlissenen, links justierten Tastschnitt zeigt Abb. 35. Es ist nur der Bereich um die Gummidichtlippe herum dargestellt. Die Messschriebe für die vier Winkelstellungen weichen merklich voneinander ab. Zum Teil ist dies auf eine nicht ganz symmetrische Montage der Dichtung relativ zum Bolzen zurückzuführen, zum Teil darauf, dass die Grenze des verschlissenen Bereiches beim halbmanuellen Übereinanderschleiben der Profile im CAD-System nicht immer ganz genau zu erkennen ist. Für den Vergleich mit dem berechneten Verschleißprofil wird daher eine gemittelte Kurve herangezogen.



**Abb. 35:** Verschleißhöhenverlauf an der Gummidichtkante. Dick ausgezogen die gemittelte Kurve.



**Abb. 36:** Gemittelte Verschleißhöhenverläufe an der Gummidichtkante nach verschiedenen Gleitwegen



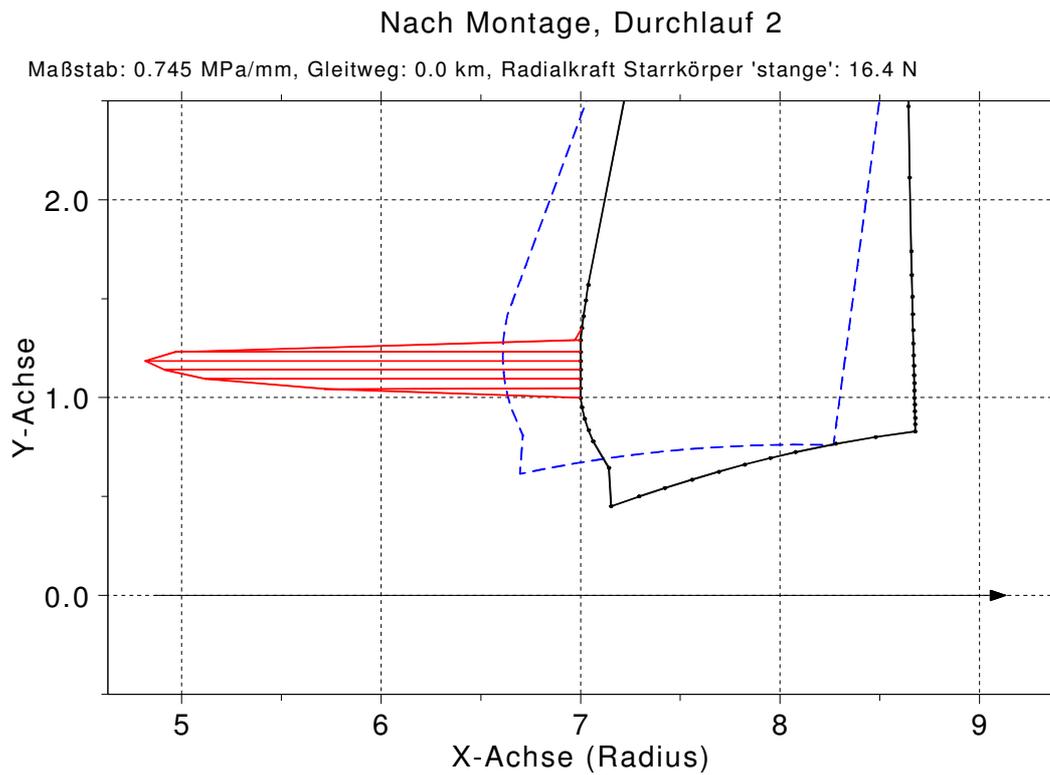
**Abb. 37:** Verformte Darstellung des FE-Analyseergebnisses der Parker-Dichtung PDF-E8 nach 81 Verschleißschritten.

Abb. 36 vergleicht die gemittelten Verschleißkurven aus allen Abriebversuchen. Dass die Ergebnisse einer merklichen Streuung unterliegen, zeigt sich darin, dass die Kurven für 50 und 100 km Gleitweg nahezu deckungsgleich sind. Die Zunahme des Abriebs mit dem Gleitweg ist bei den Linien für 200 und 300 km deutlich erkennbar. Die Form des Kurvenverlaufes ist in allen Fällen ähnlich. Der Stichversuch mit halbiertes Gleitgeschwindigkeit zeigt einen reduzierten Abrieb, der mit der für die Rechnung zugrundegelegten Proportionalität des Abriebs zu Gleitweg und Pressung nicht berücksichtigt werden kann. Eigentlich wäre zu erwarten, dass mit der Gleitgeschwindigkeit auch die Dicke des Schmierfilms abnimmt, der die beiden Oberflächen trennt und vor Verschleiß schützt, und dass der Verschleiß gegenüber dem Betrieb mit der höheren Geschwindigkeit zunimmt. Dies ist jedoch nicht der Fall. Dadurch wird bestätigt, dass die Dichtkanten im Mischreibungsgebiet und weit entfernt von vollem hydrodynamischem Tragen arbeiten.

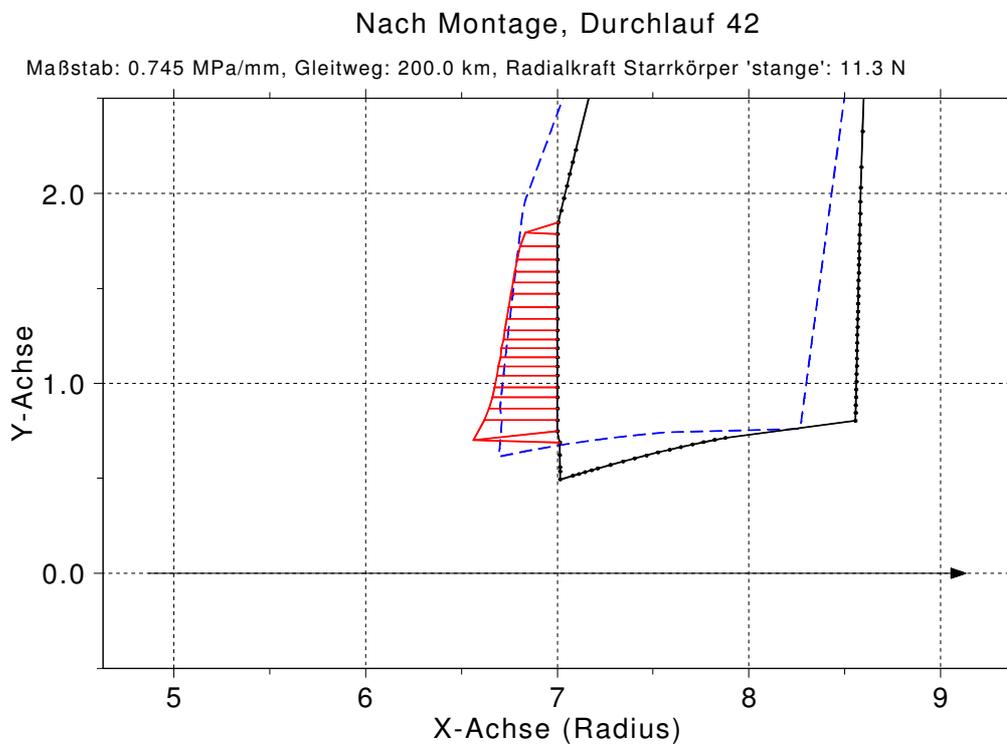
Die zum Vergleich durchgeführte Finite-Elemente-Rechnung verwendet zunächst einen willkürlich gewählten Wert für den Verschleißkoeffizienten:  $k = 0,0015 \text{ mm/MPa}\cdot\text{km}$ . Aus Radialkraftmessungen werden die Mooney-Rivlin-Koeffizienten zu  $C_1 = 3,861$  und  $C_2 = 0,45044$  bestimmt.

Der nicht näher untersuchte Abstreifer, der eine Begrenzungsfläche für den Dichtring bildet, wird durch einen Starrkörper ersetzt. Für den Kontakt zwischen beiden wird festgelegt, dass kein Verschleiß auftritt, ebenso wie für den Kontakt am äußeren Umfang der Dichtung, wo sie mit dem ebenfalls als Starrkörper modellierten Nutgrund in Berührung steht. Nur der Kontakt mit dem dritten Starrkörper, der Stange, soll auf Verschleiß untersucht werden. Abb. 37 zeigt eine Ausgabegrafik des FE-Programms. Es handelt sich um ein willkürlich aus einer Iterationsfolge herausgegriffenes Zwischenergebnis nach 82

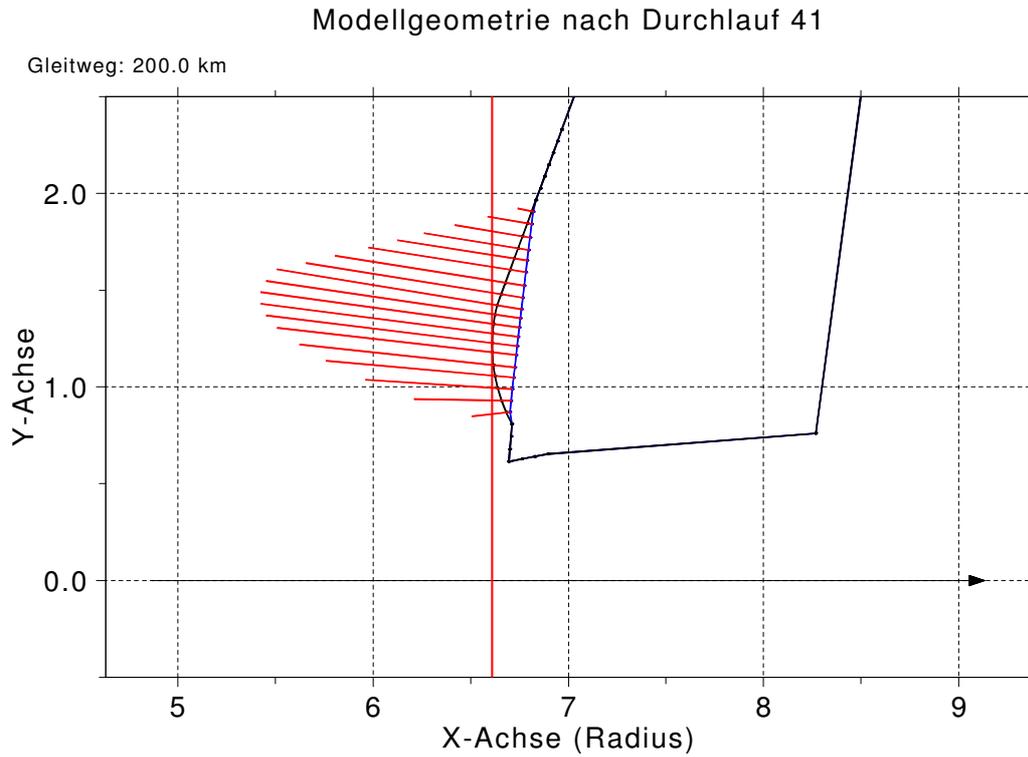
Iterationen. Die im Neuzustand ballige Lippe ist zu diesem Zeitpunkt bereits vollkommen abgetragen.



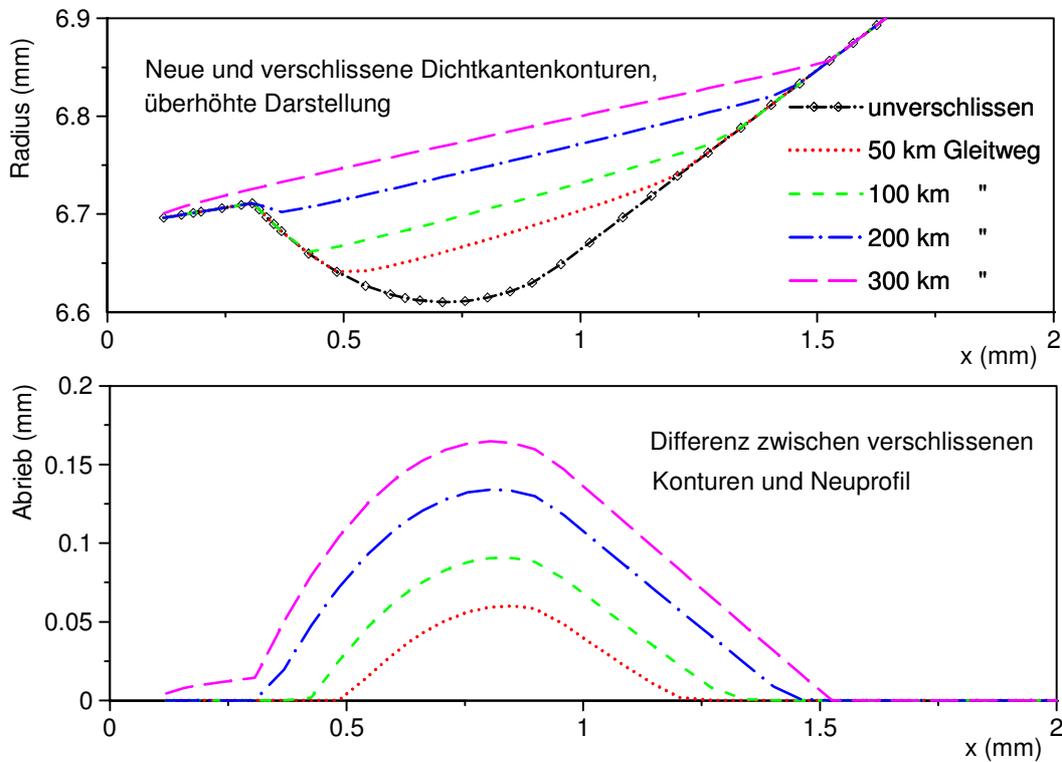
**Abb. 38:** Pressungsverteilung der unverschlissenen Dichtlippe der PDF-Dichtung



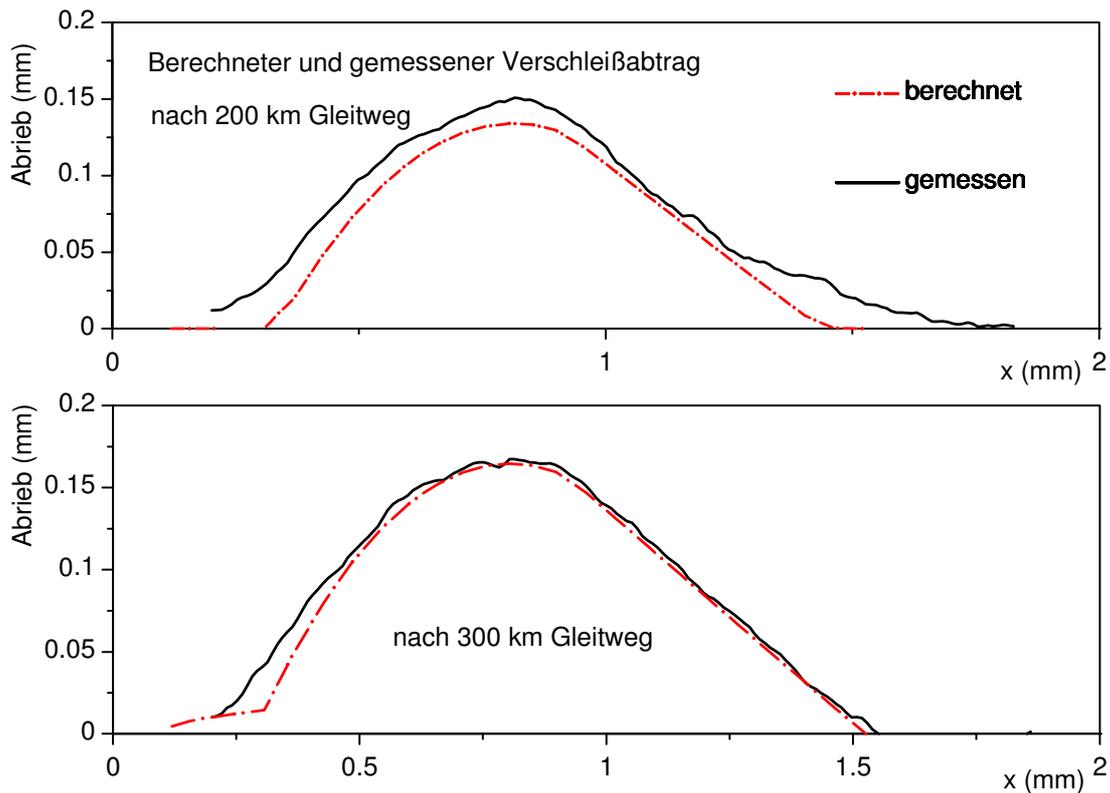
**Abb. 39:** Pressungsverteilung des verschlissenen Dichtrings nach 200 km Gleitweg mit einem angenommenen Verschleißkoeffizienten von 0,0015 mm/MPa km



**Abb. 40:** AAM-Darstellung des Verschleißabtrags



**Abb. 41:** Berechnete Verschleißprofile und Abtragshöhe der PDF-Dichtung



**Abb. 42:** Vergleichende Darstellung von berechneten und gemessenen Verschleißprofilen

Während des Programmlaufes von AAM werden solche Verlaufsbilder nicht erzeugt, denn sie sind für die Verschleißbewertung nicht erforderlich. Abb. 38 bis Abb. 40 hingegen werden nach jedem Berechnungsdurchlauf erstellt.

Zum Vergleich ist in Abb. 39 die berechnete Pressung der verschlissenen Dichtlippe nach einem Gleitweg von 200 km mit einem zunächst angenommenen Verschleißkoeffizienten von 0,0015 mm/MPa km dargestellt. Der abgebildete Zustand wird in dieser Rechnung nach dem 42. Rechnungsdurchlauf erreicht.

Die Dichtlippe ist nach 200 km Gleitweg bis knapp vor der einspringenden Ecke des ursprünglichen Konturverlaufes abgetragen. Wie zu erwarten, ergibt sich eine verbreiterte und flachere Pressungskurve. Zur Druckseite hin steigt sie leicht an und fällt an den Rändern steil ab, so dass in diesem Bereich nach wie vor ein hoher Pressungsgradient auftritt.

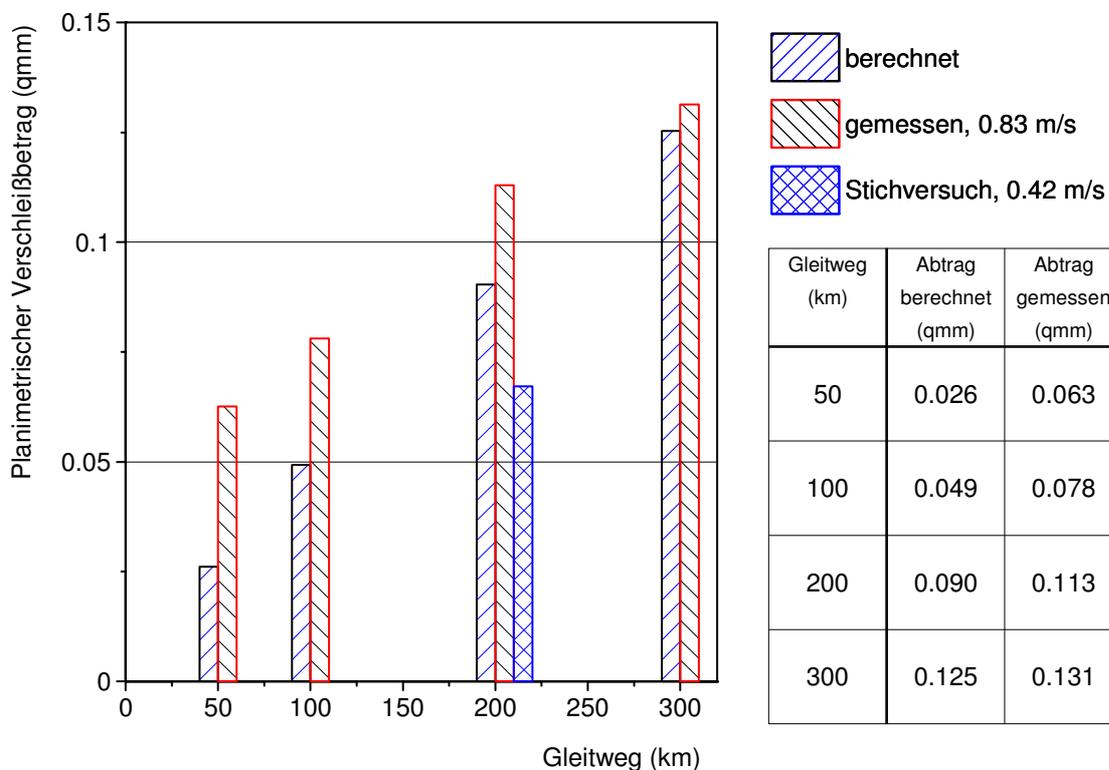
Der Rechnung liegen für jeden Schritt die gleichen Lastfälle zugrunde, die auch in der Verschleißvorrichtung auftreten: Bewegung des Bolzens relativ zur Dichtlippe nach oben und nach unten ohne Druckbelastung. Es wird ein Reibwert von 0,08 angenommen, der in einer anderen Anwendung mit dem gleichen Fett gemessen wurde. Mit diesem geringen Wert ergeben sich kleine, in den Ausgabegrafiken kaum sichtbare Unterschiede zwischen den

beiden Bewegungslastfällen und dem Montagefall. Zum Vergleich mit dem Messergebnis des in der Prüfvorrichtung verschlissenen Dichtrings könnte man den Verschleiß in guter Näherung allein aus der Pressungsverteilung des Montagelastfalls bestimmen und den Rechenaufwand für die zusätzlichen Lastfälle einsparen.

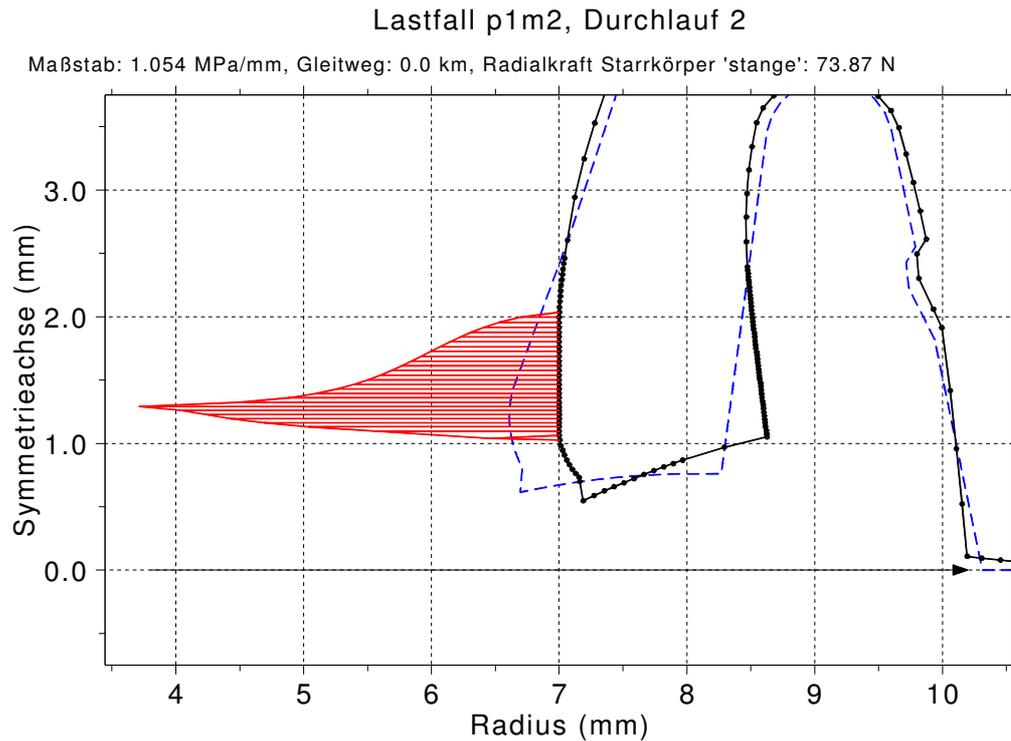
Die in der Rechnung ermittelte Entwicklung des Abtrages ist in Abb. 41 analog zu Abb. 34 und Abb. 36 aufgetragen. Um den tatsächlichen Verschleißkoeffizienten zu bestimmen, wird durch Integration der Abtragskurven der planimetrische Verschleißbetrag für die berechneten und gemessenen Kurven ausgerechnet (Abb. 43). Der vorläufig gewählte Verschleißkoeffizient liegt dicht beim tatsächlichen Wert. Bei seiner Anpassung bleiben die Messergebnisse für 50 und 100 km unberücksichtigt, da sich während des Einlaufvorganges auftretende Störeffekte bei ihnen überproportional auswirken.

Wie der direkte Vergleich der Abriebprofile für 200 und 300 km Gleitweg in Abb. 42 zeigt, stimmt auch die Gestalt der gemessenen und berechneten Profilkurven gut überein.

Der Verschleißkoeffizient müsste bei Vergleich mit der 200-km-Messung um den Faktor 1,25, mit der 300-km-Messung um 1,04 höher gewählt werden. Für eine erneute Rechnung, die dazu dient, den stärkeren Abrieb bei zusätzlich wirkendem Druck zu bestimmen, wird gemittelt und  $k = 0,00172 \text{ mm/MPa}\cdot\text{km}$  eingesetzt.



**Abb. 43:** Gegenüberstellung der gemessenen und mit  $k = 0,0015 \text{ mm/MPa}\cdot\text{km}$  berechneten planimetrischen Verschleißbeträge



**Abb. 44:** Pressungsverteilung unter der verformten Dichtlippe bei Belastung mit 6 bar Druck

Für diese Rechnung wird angenommen, dass die Dichtung beim Einfahren der Kolbenstange einem Druck von 6 bar ausgesetzt ist, während beim Ausfahren kein Druck auf der Lippe lastet. Die in Abb. 44 erkennbare verbreiterte Zone, mit der sich die Dichtung durch den Druck an die Stangenoberfläche anlegt, macht deutlich, wie wesentlich die Berücksichtigung der relevanten Lastfälle ist, um den Verschleißabtrag korrekt zu bestimmen.

## 8 Schlussbetrachtung

Während die Auslegungsgrundlagen von Stangen- und Kolbendichtungen lange bekannt sind, wird Verschleiß bisher kaum berücksichtigt. Die Verschleißentwicklung wird anhand von ähnlichen Anwendungen abgeschätzt, oder sie wird in Prototypen-Testläufen gleichzeitig mit anderen Ausfallursachen untersucht. Für Anwendungen, die keine umfangreichen Testläufe rechtfertigen, ist eine Verschleißvorhersage jedoch sehr wünschenswert.

Erschwert wird die Vorhersage dadurch, dass die für den Abrieb maßgebliche Pressungsverteilung unter den Dichtkanten in verschiedenen Betriebszuständen eines Lastspiels bzw. eines Lastkollektivs unterschiedliche Gestalt annimmt. Verschiedene Lastfälle müssen daher in die Simulation einbezogen werden.

Mit dieser Arbeit wird ein systematisches Verfahren vorgestellt, das dem Konstrukteur einige Standardlastfälle vorgibt, aus denen er die für seine Anwendung maßgeblichen auswählen und entsprechend dem erwarteten Lastkollektiv bewertet in die Berechnung einfließen lassen kann.

Dieses Verfahren verknüpft die bekannte, numerische Dichtungsberechnung mit einer Verschleißbewertung und sagt die Auswirkungen des Abriebs auf die Pressungsverteilung vorher. Anhand eines prototypisch implementierten Softwaresystems wird gezeigt, wie die mühselige Arbeit der Überlagerung von Berechnungsergebnissen automatisiert werden kann.

Damit ist es möglich, für einen verschlissenen Zustand aufgrund der inversen hydrodynamischen Schmiertheorie die gleiche Abschätzung des dynamischen Dichtverhaltens durchzuführen, die sich bei der Betrachtung des Neuzustandes bewährt hat. Dadurch lässt sich zum einen bestimmen, nach welcher Betriebsdauer mit Einbußen in der Funktion zu rechnen ist, zum anderen liefert das Verfahren Hinweise, wie die Geometrie der Dichtung geändert werden kann, um diesen Zeitpunkt möglichst hinauszuzögern.

Zur rechnerischen Vorhersage des Verschleißabtrages ist ein für die jeweilige Kombination von Dichtungswerkstoff, Stangenoberfläche und Schmierstoff gültiger Verschleißkennwert erforderlich. Am Beispiel einer Pneumatik-Stangendichtung wird gezeigt, wie sich dieser Wert in einem vergleichsweise einfachen Modellversuch gewinnen lässt. Eine vorhandene Dichtung wird getestet und parallel dazu mit dem Berechnungssystem modelliert. Der Verschleißkennwert wird angepasst, bis die berechnete mit der gemessenen Abriebentwicklung übereinstimmt.

Für weitere Untersuchungen verbleibt eine Reihe von Verbesserungsmöglichkeiten. Bisher ist es dem Konstrukteur überlassen, während der Vorbereitungen der Berechnung festzulegen, wie stark die Auswirkung jedes der untersuchten Lastfälle auf die Verschleißentwicklung im Rechenmodell sein soll. Es ist sicherlich möglich, durch genaue Messung für

verschiedene typische Anwendungsfälle gültige Sätze von Bewertungsfaktoren zusammenzustellen.

Weiterhin kommt ein verfeinertes Verschleißmodell in Betracht, das über die bloße lineare Proportionalität von Abrieb und Flächenpressung hinausgeht. Um jedoch ein solches Modell aufzustellen, ist eine umfangreiche Sammlung von sehr genauen Verschleißmessdaten erforderlich, und es bleibt auf die dabei untersuchten Materialkombinationen beschränkt.

In der vorgestellten Form ist das Verfahren auf rotationssymmetrische Gummidichtungen in einer großen geometrischen Vielfalt anwendbar und ermöglicht eine systematische Verschleißvorhersage mit begrenztem Bearbeitungsaufwand.

## Schrifttum

- [1] **ACHENBACH, M.:** Zur Materialcharakterisierung und Modellierung von elastomeren Dichtungsmaterialien. In : Wollesen, V. (Hrsg.): V. Hamburger Dichtungstechnisches Kolloquium, TU Hamburg-Harburg 2004
- [2] **ACHENBACH, M.; FRANK, E.:** Reibung von Elastomeren. In : Tribologie und Schmierungstechnik 48 (2001), S. 43-46
- [3] **BATHE, K.-J.:** Finite Element Procedures. Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1996
- [4] **BINNINGTON, P.:** The Measurement of Rotary Shaft Seal Film Thickness. Diss. University of Durham : School of Engineering & Applied Science, 1991
- [5] **BLOK, H.:** Inverse Problems in Hydrodynamic Lubrication and Design Directives for Lubricated Flexible Surfaces. In : Muster, D.; Sternlicht, B. (Hrsg.): Proc. Int. Symp. on Lubrication and Wear, University of Houston 1965
- [6] **BOWDEN, F. P.; TABOR, D.:** Reibung und Schmierung fester Körper. Deutsche Übersetzung der 2. Auflage. Berlin : Springer, 1959
- [7] **COOK, R. D.; MALKUS, D. S.; PLESHA, M. E.:** Concepts and Applications of Finite Element Analysis. 3. Auflage. New York : John Wiley & Sons, 1989
- [8] **CZICHOS, H.; HABIG, K.-H.:** Tribologie-Handbuch. 2. Auflage. Wiesbaden : Vieweg, 2003
- [9] **DEBLER, C.; GRONITZKI, M.; POLL, G.:** Investigation into the Sealing Contacts of Reciprocating Elastomeric Seals – Correlation of Calculations with Contact Force Measurements and Optical Observations. In : Hoyes, J. (Hrsg.): 17th International Conference on Fluid Sealing, York. Cranfield : BHR Group Ltd, 2003.
- [10] **DEBLER, C.; GRONITZKI, M.; POLL, G.:** Korrelation von Berechnungen mit Kontaktkraftmessungen und optischen Untersuchungen an Stangendichtungen aus Gummi. In : Wollesen, V. (Hrsg.): 5. Hamburger Dichtungstechnisches Kolloquium. Technische Universität Hamburg-Harburg, 2004.
- [11] **DRAY, J. F.:** Friction and Wear of Seals. In : Blau, P. J. (ed.): ASM Handbook Vol. 18 – Friction, Lubrication and Wear Technology. Materials Park, Ohio: ASM, 1992
- [12] **EBERTSHÄUSER, H.:** Dichtungen für die Fluidtechnik. 2. Auflage. Mainz : Vereinigte Fachverlage, 1993
- [13] **GABELLI, A.; PONSON, F.; POLL, G.:** Computation and Measurement of the Sealing Contact Stress and its Role in Rotary Lip Seal Design. In : Nau, B. S. (Hrsg.): 13th International Conference on Fluid Sealing, Brugge. Dordrecht : Kluwer Academic Publishers 1992

- 
- [14] **GRIMMETT, G.:** Percolation. 2. Auflage. Berlin : Springer, 1999. – Serie „Grund-  
lehren der mathematischen Wissenschaften“, Volume 321
- [15] **HABIG, K. H.:** Verschleiß und Härte von Werkstoffen. München : Carl Hanser Ver-  
lag, 1980.
- [16] **HOFFMANN, C.:** Untersuchungen an PTFE-Wellendichtungen. Diss. Universität  
Stuttgart : Institut für Maschinenelemente, 1995
- [17] **KANTERS, A.:** Vorausberechnung des Funktionsverhaltens von Pneumatikdichtun-  
gen. In : O + P „Ölhydraulik und Pneumatik“ 36 (1992), S. 454-458
- [18] **KASSFELDT, E.:** Analysis and Design of Hydraulic Cylinder Seals. Diss. Tekniska  
Högskolan i Luleå : Division of Machine Elements, 1987
- [19] **KÖHNLECHNER, R.:** Schmierfilmdicken und Reibkräfte bei pneumatischen Zylind-  
dern. In : O + P „Ölhydraulik und Pneumatik“ 25 (1981), Nr. 8, S. 656-663
- [20] **KRAGELSKI, I.; DOBYČYN, M.; KOMBALOV, V.:** Grundlagen der Berechnung von  
Reibung und Verschleiß. München : Carl Hanser Verlag, 1983
- [21] **LEWIS, M. W. J.:** Friction and Wear of PTFE-Based Reciprocating Seals. ASLE  
Preprint No. 84-LC-6A-2. ASLE/ASME Lubrication Conference, San Diego, 22.-  
24. Oct. 1984
- [22] **MEYER, E.; BARILLAS, G.; HÄUSLER, O.:** Kolbendichtung für pneumatische  
Minizylinder – Entwicklung nach DIN ISO 6432 mit der Finite-Elemente-Methode.  
In : O + P „Ölhydraulik und Pneumatik“ 48 (2004), S. 231-234
- [23] **MICHAELSEN, A.:** Entwurf einer Radialkraft-Messeinrichtung für Wellendicht-  
ringe. Studienarbeit. Hannover : IMKT, 1999
- [24] **MICHEL, H.:** Dislin 8.2 – A Data Plotting Library. Programmdokumentation  
(PDF). Katlenburg-Lindau : Max-Planck-Institut für Aeronomie, 2004
- [25] **MÜLLER, H. K.:** Abdichtung bewegter Maschinenteile. Funktion – Gestaltung –  
Berechnung – Anwendung. Waiblingen : Medienverlag U. Müller, 1990. – Siehe  
auch [www.fachwissen-dichtungstechnik.de](http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de)
- [26] **OCHOŃSKI, W.; ZACHARA, B.:** Bestimmung des mittleren Radialdrucks einer  
RWDR-Dichtlippe. In : Antriebstechnik 34 (1995), Nr. 2, S. 38-43
- [27] **POLL, G.:** Ein Diskussionsbeitrag zur Wirkungsweise von Radialwellendichtringen.  
In : Wollesen, V. (Hrsg.): III. Hamburger Dichtungstechnisches Kolloquium, TU  
Hamburg-Harburg 2000
- [28] **PROKOP, J.; MÜLLER, H. K.:** Ermittlung der Filmdicken von Hydraulik-Stangen-  
dichtungen aus PTFE. In : Ölhydraulik und Pneumatik 32 (1988), Nr. 3, S. 176-  
182.

- [29] **RAOS, P.:** Computation of Model Parameters for Application in FEA of Rubber. In : Kautschuk + Gummi – Kunststoffe 45. Jahrgang, Nr. 11 (1992), S. 957-963
- [30] **SAHIMI, M.:** Applications of Percolation Theory. London : Taylor & Francis Ltd, 1994
- [31] **SCHLETH, A.:** Leckagesimulation in der Pneumatik. In: Ölhydraulik und Pneumatik 40, (1996), Nr.5, S. 344-346
- [32] **SPECHT, W.:** Beitrag zur Rechnerischen Bestimmung des Rad- und Schienen-Verschleißes durch Güterwagendrehgestelle. Diss. RWTH Aachen : Institut für Fördertechnik und Schienenfahrzeuge, 1985
- [33] **STAUFFER, D; AHARONY, A.:** Perkolationstheorie – Eine Einführung. 1. Aufl. Berlin : VCH Verlagsgesellschaft mbH, 1995
- [34] **STREUBER, C.:** Berechnung der Wasserkühlung von Hochöfen mittels Kühlkästen und Bestimmung des Verschleißprofils der feuerfesten Ausmauerung. Diss. Technische Universität Clausthal: 1984
- [35] **STRIBECK, R.:** Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. In : Zeitschrift des VDI 46, Nr. 38 (1902), S. 1341-1348, Nr. 38, S. 1432-1438 und Nr. 39, S. 1463-1470.
- [36] **THUM, H.:** Verschleißteile – Zuverlässigkeit und Lebensdauer. 1. Auflage. Weinheim : Verlag Technik GmbH, 1992
- [37] **TIETZE, W. (Hrsg.):** Handbuch Dichtungspraxis. Essen : Vulkan-Verlag, 2000
- [38] **TOMSCHI, U.:** Verschleißverhalten von Trockenlaufwerkstoffen für Abdichtelemente in Kolbenkompressoren. Diss. Universität Erlangen-Nürnberg : Institut für Apparatechnik und Chemiemaschinenbau, 1995
- [39] **TRIPP, J.; GARTE, S.:** The Gas-Tightness of Separable Base Metal Electric Contacts. In : IEEE Transactions on Components, Hybrids, and Manufacturing Technology, Vol. CHMT-4, No.1 (März 1981), S. 85-92
- [40] **TRUTNOVSKY, K.; KOLLMANN, K. (Hrsg.):** Berührungsdichtungen an ruhenden und bewegten Maschinenteilen. Konstruktionsbücher Band 17. 2. Auflage. Berlin : Springer, 1975
- [41] **UETZ, H; WIEDEMAYER, J.:** Tribologie der Polymere. München : Carl Hanser Verlag, 1985
- [42] **UNDERWOOD, G. S.:** Wear Performance of Ultra-Performance Engineering Polymers at High PVs. Konferenz-Einzelbericht: SAE-SP Band 1682, Paper-Nr. 2002-01-6000. Warrendale, PA : Society of Automotive Engineers (SAE), 2002
- [43] **VOBIEK, J.:** Verschleißrechnung – Entwicklung einer praktischen Rechenmethode zur Verschleißbestimmung von Zahnrädern. Forschungsheft 401 der Forschungs-

- vereinigung Antriebstechnik e. V. Abschlussbericht über das FVA-Forschungsvorhaben Nr. 209. Frankfurt : FVA 1993
- [44] **WEBER, D.; HAAS, W.:** Simulation von Verschleiß mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode. In : Haas, W. (Hrsg.): 12. Internationale Dichtungstagung (ISC). Stuttgart : VDMA/IMA, 10.-11. Sept. 2002.
- [45] **WEBER, D.; HAAS, W.:** Verschleißsimulation an Radialwellendichtringen aus PTFE-Compound. In : ISGATEC (Hrsg.): Jahrbuch der Dichtungstechnik. Heidelberg : Hüthig, 2004
- [46] **WEIGEND, M.:** Python ge-packt. Bonn : MITP-Verlag, 2003
- [47] **WITTENHORST, V.:** Dichtungen – Teil 1: Theorie. Studienarbeit. Hannover : IMKT, 1988.
- [48] Norm DIN 3760 September 1996. Radial-Wellendichtringe
- [49] Norm DIN 3761 Januar 1984, Teil 8. Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge – Prüfung – Ausführung der Achsenschnitte
- [50] Norm DIN 3761 Januar 1984, Teil 9. Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge – Prüfung – Radialkraft-Messgerät-Digital
- [51] Norm DIN 50321 Dezember 1979. Verschleiß-Messgrößen. – Zurückgezogen und inhaltlich in das GfT-Arbeitsblatt Nr. 7 aufgenommen
- [52] Norm DIN 53504 Mai 1994. Prüfung von Kautschuk und Elastomeren: Bestimmung von Reißfestigkeit, Zugfestigkeit, Reißdehnung und Spannungswerten im Zugversuch
- [53] „Polymer-Gleitlager – Konstruieren mit Iglidur“. Katalog der Fa. Igus, Köln 2004
- [54] Online-Dokumentation zu Abaqus Version 6.5-1. U. a. Theory Manual, Analysis Manual, CAE Manual, Scripting Manual. Abaqus Inc., Pawtucket (USA), 2003
- [55] Online-Dokumentation zu Ansys Version 7. U. a. Theory Reference, APDL Programmer's Guide, Element Reference, Command Reference, Modeling and Meshing Guide. Ansys Inc., Canonsburg (USA), 2002
- [56] Schutzrecht EP 0182438A1 (1986). SKF. Pr.: NL 8403570 1984-11-23 – Erfinder: Gabelli, A.; Zwarts, J. Sachtitel: "Means for measuring a radial force".

## **Lebenslauf**

### **Persönliche Daten**

Name: Christoph Debler  
Geburtsdatum und -ort: 24. 04. 1973, Braunschweig

### **Schulbildung**

1979-83 Grundschohle  
1983-85 Orientierungsstufe  
1985-92 Wilhelm-Gymnasium, Braunschweig  
1992 Abitur

### **Studium**

1992-95 Maschinenbau-Grundstudium an der  
Universität Hannover  
1994 Vordiplom  
1995-97 University of Wisconsin-Madison, Mechanical  
Engineering Department  
1997 Masterabschluss  
1997-98 Abschluss des Maschinenbau-Studiums an der  
Universität Hannover  
1998 Diplom

### **Berufstätigkeit**

1998-2004 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für  
Maschinenelemente, Konstruktionstechnik  
und Tribologie (IMKT) der Universität Hannover,  
Prof. Dr.-Ing. G. Poll