



**Autoren:** Prof. Dr.-Ing. Heinz K. Müller und Dr. Bernard S. Nau

Eine besondere Herausforderung an den Ingenieur ist eine sichere Abdichtung von Maschinen und Anlagen. Wenn es um den unerwünschten Austritt von Flüssigkeiten oder Gasen aus Maschinen, Aggregaten und Anlagen geht, wird die häufig unterschätzte Kunst des Abdichtens zum zentralen Thema.

www.fachwissen-dichtungstechnik.de befasst sich auf allen Ebenen mit dem Vermeiden oder mit der kontrollierten Eindämmung von Leckage. In 24 Fachkapiteln werden die physikalischen Grundlagen und die vielfältigen Techniken des Abdichtens in klarer Sprache und mit prägnanten Bildern beschrieben. **fachwissen-dichtungstechnik** liefert damit die notwendigen Informationen zu Gestaltung, Auswahl, Entwicklung und Betrieb von Dichtungen und Dichtsystemen.

## Inhaltsverzeichnis der Fachkapitel

### Allgemeine Grundlagen

1. Grundbegriffe der Dichtungstechnik
2. Polymerwerkstoffe
3. O-Ring: Theorie und Praxis
4. Fluidströmung im engen Dichtspalt

### Abdichtung bewegter Maschinenteile

5. Hydraulikdichtungen
6. Pneumatikdichtungen
7. Abstreifer
8. Wellendichtringe ohne Überdruck
9. Wellendichtringe mit Überdruck
10. Fanglabyrinth-Dichtungen
11. Stopfbuchs-Packungen
12. Gleitringdichtungen: Grundlagen

13. Gleitringdichtungen: Gestaltung
14. Gleitringdichtungen: Werkstoffe
15. Kolbenringe für Motoren und Verdichter
16. Drosseldichtungen für Flüssigkeiten
17. Drosseldichtungen für Gase
18. Gewinde-Wellendichtungen
19. Zentrifugal-Wellendichtungen
20. Magnetflüssigkeits-Dichtungen
21. Membran- und Faltenbalgdichtungen

### Abdichtung ruhender Maschinenteile

22. Flanschabdichtung: Grundlagen
23. Flanschdichtungen: Bauformen
24. Statische Dichtungen: Sonderbauformen

**Sponsoren:** www.fachwissen-dichtungstechnik.de wird unterstützt von

 <p><b>ISGATEC</b><sup>®</sup> Dichten. Kleben. Polymer.</p>	<p><b>ISGATEC GmbH</b> Am Exerzierplatz1A • 68167 Mannheim Tel:+49(0)621-7176888-0 • Fax:+49(0)621-7176888-8 <a href="mailto:info@isgatec.com">info@isgatec.com</a> • <a href="http://www.isgatec.com">www.isgatec.com</a></p>
 <p><b>SEALWARE</b><sup>®</sup></p>	<p><b>SEALWARE International Dichtungstechnik GmbH</b> Feldbergstr.2 • 65555 Limburg Tel:+49(0)6431-9585-0 • Fax:+49(0)6431-9585-25 <a href="mailto:info@sealware.de">info@sealware.de</a> • <a href="http://www.sealware.de">www.sealware.de</a></p>
 <p><b>VERBAND TECHNISCHER HANDEL</b> Fachgruppe Dichtungstechnik</p>	<p><b>VTH Verband Technischer Handel e.V.</b> Prinz-Georg-Straße 106 • 40479 Düsseldorf Tel:+49(0)211-445322 • Fax:+49(0)211-460919 <a href="mailto:info@vth-verband.de">info@vth-verband.de</a> • <a href="http://www.vth-verband.de">www.vth-verband.de</a></p>
 <p><b>Xpress seals</b> Dichtungen für Hydraulik</p>	<p><b>xpress seals GmbH</b> Elbring 14 • 22880 Wedel Tel:+49(0)4103 92828-10 • Fax:+49(0)4103 92828-69 <a href="mailto:michael.mueller@xpress-seals.com">michael.mueller@xpress-seals.com</a> • <a href="http://www.xpress-seals.com">www.xpress-seals.com</a></p>



# 3

Prof.Dr.-Ing. Heinz K. Müller · Dr. Bernard S. Nau

## O-Ring: Theorie und Praxis

Automatische Dichtwirkung vorgepresster Elastomerdichtungen. Elastizität und Inkompessibilität. Vorpressdruck und Überlagerung des hydrostatischen Fluiddrucks. Anwendungshinweise: Vorpressmaß, Anpassung an Einbauträume, radialer oder stirnseitiger Einbau, Extrusion, Maßnahmen für die Montage. Druckbedingte Walkbewegung, Probleme durch Verdrillen und bei atmendem Gehäusespalt. Literatur.

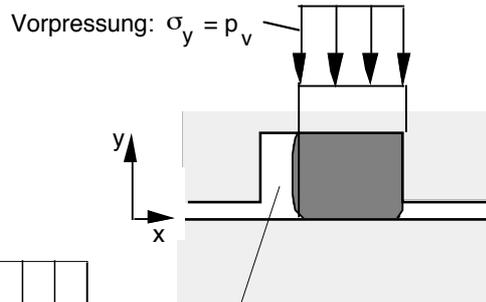
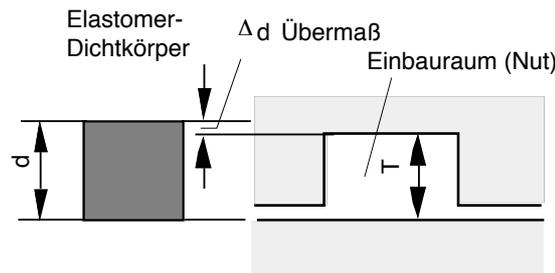
### 3.1 EINLEITUNG

Der bislang schwerste Unfall in der Geschichte der Raumfahrt, die Challenger-Katastrophe des Jahres 1986, wurde durch eine fehlerhaft konstruierte „statische“ O-Ring-Dichtstelle verursacht. Hier wurde dem Konstrukteur besonders eindringlich vor Augen geführt, wie Bauteile, die scheinbar relativ zueinander ruhen, sich unter Druck plötzlich so stark verlagern können, daß eine als unproblematisch geltende Dichtung spontan versagt.

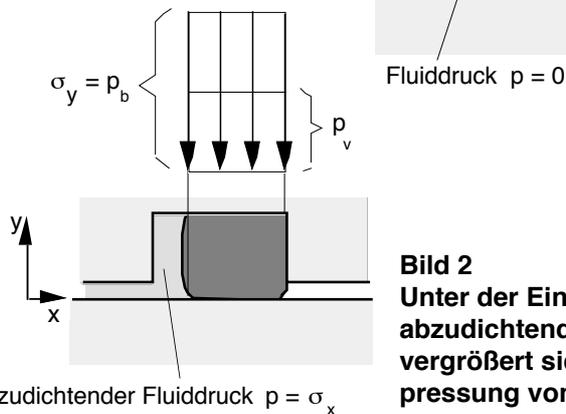
Elastomerdichtungen werden in sehr großer Stückzahl zur Abdichtung ruhender oder langsam bewegter Maschinenteile verwendet. Am bekanntesten ist der O-Ring. In dynamischen Dichtsystemen werden O-Ringe hauptsächlich als Nebenabdichtung verwendet. Gerade bei diesen scheinbar einfachen und problemlosen Elementen muß der Konstrukteur eine Reihe von wesentlichen Konstruktionsregeln beachten. Zunächst ist es notwendig, den physikalischen Dichtmechanismus dieser Elemente zu kennen.

### 3.2 AUTOMATISCHE ABDICHTUNG MIT ELASTOMERDICHTUNGEN

**Automatische Dichtwirkung:** Dem Querschnitt eines Elastomer-Dichtrings wird bei der Montage eine definierte Verformung aufgeprägt. Dadurch entsteht eine initiale Pressung (Vorpressung) an den Kontaktflächen zwischen dem Dichtring und einem Maschinenteil. Im Betrieb wirkt der Druck des abzudichtenden Fluids auf den Dichtring und setzt dabei auch den Elastomerwerkstoff unter Druck. Dadurch erhöht sich die Pressung an den Kontaktflächen. Dieser Mechanismus erzeugt eine „automatische“ Dichtwirkung. Sie beruht auf der Elastizität und der Inkompessibilität der Elastomere.



**Bild 1**  
Beim Einbau einer  
Elastomer-Dichtung  
entsteht die initiale  
Vorpresseung



**Bild 2**  
Unter der Einwirkung des  
abdichtenden Drucks p  
vergrößert sich die Dicht-  
pression von p\_v auf p\_b

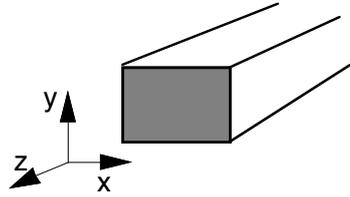
Der Dichtmechanismus wird nun am Beispiel eines Dichtrings mit quadratischem Querschnitt (R-Ring) erläutert, Bild 1. Der Dichtringquerschnitt wird beim Einbau von seiner ursprünglichen Höhe  $d$  um das Maß  $\Delta d$  auf die Höhe  $T$  zusammengedrückt. Die Kontaktflächen berühren sich danach mit der Pressung  $p_v$  („Vorpresseung“).

Wirkt im Betrieb auf den Dichtring zusätzlich der Fluiddruck  $p$ , wächst die Dichtpression auf den Wert  $p_b$  an, Bild 2. Wenn nun durch äußere Einflüsse - die später beispielhaft erläutert werden - sich die Gegendichtfläche auch nur kurzzeitig vom Dichtring weg bewegt, dann dringt das abdichtende Fluid in den Dichtspalt ein. Der Fluiddruck  $p$  könnte jetzt im Prinzip den Dichtspalt offen halten, wäre die dagegen wirkende Dichtpression nicht größer als  $p$ . Eine sichere Dichtwirkung setzt also voraus, daß die Dichtpression  $p_b$  bei jedem beliebigen Fluiddruck  $p$  automatisch immer größer ist als dieser Fluiddruck  $p$ .

Im Folgenden wird gezeigt, welche Bedingungen erfüllt sein müssen, damit diese automatische Dichtwirkung zustande kommt. Dazu wird der Zusammenhang zwischen  $p_b$  und  $p$  mit Hilfe der Gleichungen des dreiaxigen Spannungs-Dehnungszustands berechnet. Da beim vorliegenden Problem nur Druckspannungen  $\sigma$  und Stauchungen  $\epsilon$  vorkommen, werden diese



mit positiven Vorzeichen versehen;  $\nu$  ist die Querdehnungszahl des Elastomers. Bild 3 zeigt das Koordinatensystem des Dichtrings. Es wird angenommen, daß der mittlere Umfang des Dichtrings beim Einbau nicht gedehnt oder gestaucht wird, d.h.  $\epsilon_z = 0$ .



**Bild 3**  
**Elastomer-Dichtring**  
**(Abwicklung)**

Die Grundgleichungen eines dreiachsigen Spannungs-Verformungszustands lauten:

$$E \cdot \epsilon_x = \sigma_x - \nu \cdot (\sigma_y + \sigma_z) \quad (1)$$

$$E \cdot \epsilon_y = \sigma_y - \nu \cdot (\sigma_z + \sigma_x) \quad (2)$$

$$E \cdot \epsilon_z = \sigma_z - \nu \cdot (\sigma_x + \sigma_y) \quad (3)$$

Zunächst wird der Einbauzustand ohne Fluidruck betrachtet:  $\sigma_x = p = 0$  (vgl. Bild 1). Das Vorprißmaß  $\Delta d = d - T$  bewirkt die relative Stauchung  $\epsilon_y = \epsilon_o = \Delta d/d$

Aus (2) und (3) folgt:

$$E \cdot \epsilon_o = p_v - \nu \cdot \sigma_z$$

$$0 = \sigma_z - \nu \cdot p_v$$

Damit ergibt sich

$$E \cdot \epsilon_o = p_v \cdot (1 - \nu^2) \quad \text{oder}$$

$$p_v = E \cdot \frac{\epsilon_o}{1 - \nu^2} \quad (4)$$

Betrachtet man den Zustand bei Einwirkung des abzudichtenden Drucks  $p$  (Bild 2), so folgt mit (2) und (3):

$$E \cdot \epsilon_o = p_b - \nu \cdot (\sigma_z + p) \quad (5)$$

$$0 = \sigma_z - \nu \cdot (p + p_b)$$

$$\sigma_z = \nu \cdot (p + p_b) \quad (6)$$

Aus (4, 5, 6) folgt:

$$\begin{aligned} p_v \cdot (1 - \nu^2) &= p_b - \nu \cdot [\nu \cdot (p + p_b) + p] \\ &= p_b \cdot (1 - \nu^2) - \nu \cdot (1 + \nu) \cdot p \end{aligned}$$

Damit ergibt sich der gesuchte Zusammenhang:

$$p_b = p_v + \frac{\nu \cdot (1 + \nu)}{1 - \nu^2} \cdot p = p_v + \frac{\nu}{1 - \nu} \cdot p \quad (7)$$

Elastomere sind nahezu inkompressibel, das heißt, ihre Querdehnungszahl ist  $\nu \approx 0,5$ .

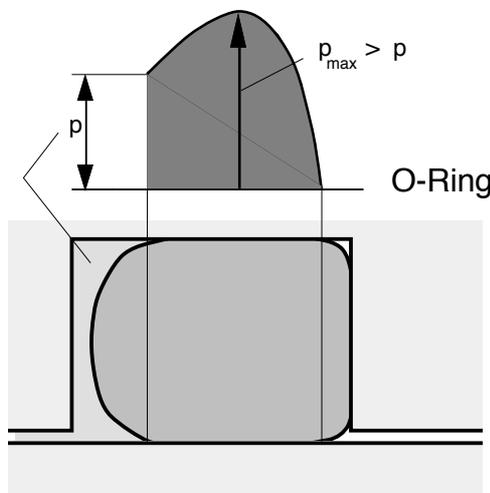
Mit Gl. (7) ergibt sich somit die einfache Beziehung



$$p_b \approx p_v + p \quad (8).$$

Die Pressung  $p_b$  der Dichtung an ihren Kontaktflächen ist somit immer um den Betrag der Vorpressung  $p_v$  größer als der Fluiddruck  $p$ , das heißt, die Dichtwirkung paßt sich „automatisch“ dem abzudichtenden Druck an.

**Automatische Dichtwirkung beim O-Ring:** Auch Elastomer-Dichtringe mit anderen Querschnittsformen, insbesondere O-Ringe, haben eine automatische Dichtwirkung. Im überdrucklosen Einbauzustand hat die Dichtfläche eines O-Rings einen näherungsweise parabelförmigen Pressungsverlauf. Diesem überlagert sich der abzudichtende Druck  $p$  in der Weise, daß etwa in der Mitte der Dichtfläche eine maximale Pressung  $p_{\max}$  herrscht, die stets größer ist als der Fluiddruck  $p$ , Bild 4.



**Bild 4**  
Verlauf der Dichtpressung eines O-Rings unter Einwirkung des abzudichtenden Drucks  $p$

**Beidseitiger Flüssigkeitsdruck:** Auch Elastomere sind im Prinzip zusammendrückbar, d.h. ihre Querdehnungszahl  $\nu$  ist tatsächlich geringfügig kleiner als 0,5. Deshalb erhebt sich die Frage, ob die geringe Kompressibilität den Dichtmechanismus praktisch beeinträchtigen kann. In der Praxis wurde beispielsweise die Frage diskutiert, ob ein Elastomer-Dichtring, der bei hohem Druckniveau zwei Räume mit annähernd gleichem Druck gegeneinander abdichtet, deshalb versagen kann, weil er infolge Materialkompression insgesamt dünner wird. Derartige Betriebsbedingungen herrschen beispielsweise in druckausgeglichenen Aggregaten tief-tauchender Wasserfahrzeuge oder in der Offshore-Technik. Bei beidseitigem Flüssigkeitsdruck unterscheidet sich die Auswirkung der Materialkompression eines Elastomerrings mit quadratischem Querschnitt von dem eines O-Rings dadurch, daß bei beidseitig zunehmendem Druck die Breite der Berührfläche des quadratischen Rings sich weniger stark ändert als die des O-Rings. Man macht sich diesen Sachverhalt klar, indem man sich vorstellt, der Dichtring werde unter allseitig hohem Druck  $p$  in die Nut eingelegt. Seine Dicke ist dann wegen seiner Kompressibilität bereits beim Einbau um so kleiner, je höher der Druck  $p$  ist. Dies ist jedoch nur bei



extrem hohem Druck von Bedeutung. Die praktische Auswirkung der Materialkompressibilität wird deshalb im Folgenden genauer erörtert.

**Kompressibilität von Elastomeren:** *O'Neill (1976)* bestimmte experimentell die Zusammendrückbarkeit verschiedener Elastomere im Druckbereich bis 3,5 GPa (35 000 bar). Danach kann die relative Veränderung des Elastomervolumens unter dem Druck  $p$  folgendermaßen berechnet werden ( $V_0$  = Volumen bei Atmosphärendruck;  $V_p$  = Volumen beim Druck  $p$ ):

$$\frac{V_p}{V_0} = 1 - c \ln(a + b p) \quad (9)$$

Ein Elastomer-Dichtring, auf den allseitig der Flüssigkeitsdruck  $p$  wirkt, verringert seine ursprüngliche Dicke  $d$  um den Betrag  $\Delta d$ , und zwar prozentual um

$$\frac{\Delta d}{d} = 100 \cdot \left( 1 - \sqrt{1 - c \cdot \ln(a + b \cdot p)} \right) \quad (10)$$

Die Konstanten  $a$ ,  $b$  und  $c$  sind abhängig vom Elastomer. Beispielsweise gilt für Fluor-Elastomer (FPM) :  $a = 1,12$ ;  $b = 4 \cdot 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$ ;  $c = 0,063$ . Ein Dichtring aus diesem Werkstoff wird bei  $10^9 \text{ Pa}$  (10 000 bar) um etwa 5% dünner, bei  $3 \cdot 10^9 \text{ Pa}$  (30 000 bar) um 8,5 %. Nahezu doppelt so groß ist die Kompressibilität von Silikon-Kautschuk. Falls nicht aus anderen Gründen ein beträchtlicher Teil des Übermaßes verloren geht, kann ein 20% vorgepreßter FPM-Dichtring aufgrund der Kompressibilität sein Übermaß und somit seine statische Dichtwirkung nicht verlieren. Das Ergebnis zeigt, daß mit dem Versagen einer Elastomerdichtung infolge Materialkompression erst bei extrem hohem Druck zu rechnen ist. Wenn in der Praxis in einem Hochdruckaggregat mit beidseitiger Druckbelastung ein O-Ring bereits bei einigen zehn MPa statisch undicht wird, so ist als Ursache weniger die Kompression des Elastomers als vielmehr eine druckbedingte Verminderung des Vorpreßmaßes infolge Verformung bzw. Lageänderung der umgebenden Bauteile in Betracht zu ziehen.

Bei hohem Druck kann ein anderes Problem entstehen, wenn das Elastomer Gaseinschlüsse aufweist. Diese sind leichter zusammendrückbar als „massiver“ Gummi. Schaumgummi entfaltet keine automatische Dichtwirkung. Bei hohem Druck ist es besonders wichtig, fehlerfrei vulkanisierte Elastomere ohne Lufteinschlüsse zu verwenden. Auch eine betriebsbedingte Blasenbildung im Elastomer infolge „explosiver Dekompression“ kann zum Verlust der automatischen Dichtwirkung führen. Sie entsteht, wenn bei Gasabdichtung unter hohem Druck Gas in das Elastomer eindiffundiert. Bei plötzlicher Absenkung des Drucks expandiert das eingedrungene Gas, überall bilden sich kleine Blasen, die Elastomerdichtung wird von innen her aufgebläht und die Oberfläche platzt an vielen Stellen.

### 3.3 REGELN FÜR DIE ANWENDUNG VON O-RINGEN

**Das richtige Elastomer verwenden:** In *Kapitel 2* sind die wichtigsten Eigenschaften handelsüblicher Elastomere ausführlich behandelt. O-Ringe gibt es ab Lager in den Standard-Elastomeren (NBR, EPDM, FKM, VMQ) für praktisch alle Abdichtdurchmesser  $D$  in verschiedenen Schnurdicken  $d$ . Damit können bei sehr kleinem Dichtraumbedarf Fluide aller Art



Säuren, Laugen, Wasser, Mineralöle, Hydraulikflüssigkeiten sowie Gase im Temperaturbereich von etwa  $-55^{\circ}$  bis  $+200^{\circ}\text{C}$  abgedichtet werden. Für noch heißere Fluide stehen Sonder-Elastomere zur Verfügung. Die *mittlere* Dichtflächenpressung eines O-Rings mit 70 Sh A ist bei höherem Druck ( $p > 5 \text{ MPa}$ ) etwa gleich dem Fluiddruck  $p$ . Die Differenz ( $p_{\text{max}} - p$ ) und damit die automatische Dichtwirkung bleibt unabhängig vom Druck erhalten. Wichtig ist jedoch, daß der O-Ring seine Elastizität behält. Sie kann durch Überhitzung (Verhärten durch Verkoken) verlorengehen. Weiterhin darf das Elastomer durch chemische Einwirkung nicht so weit schrumpfen, daß das Einbau-Übermaß  $\Delta d$  dadurch verlorengeht. Angaben über den unter bestimmten Betriebsbedingungen auftretenden Vorspannungsverlust (Compression-Set) findet man in den Herstellerkatalogen.

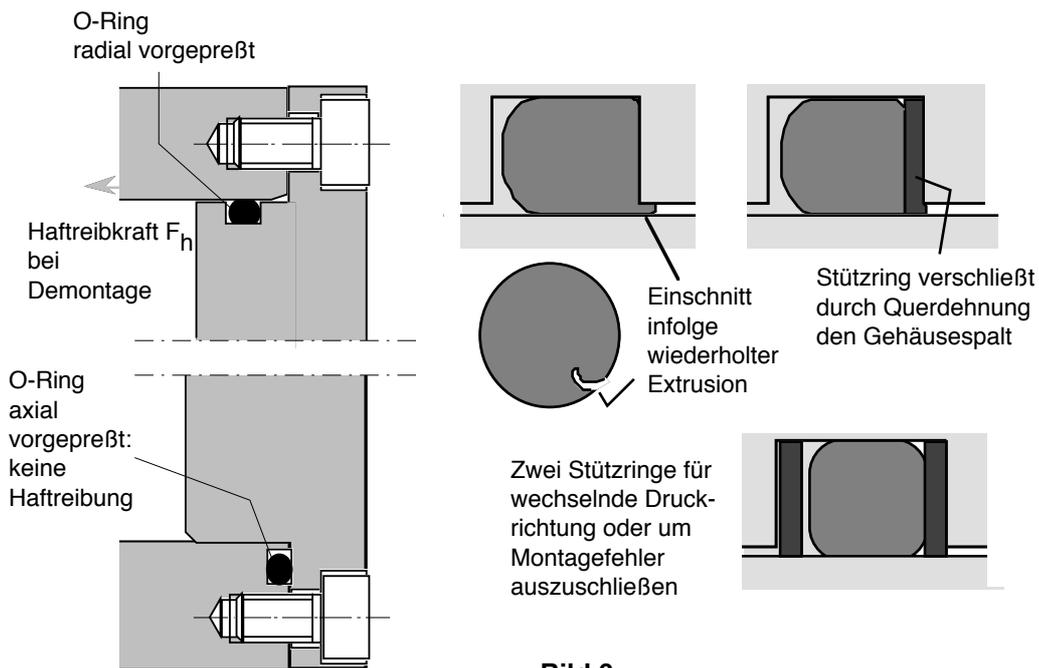
**Ausreichend vorpressen:** Der O-Ring wird in eine Nut eingelegt und beim Zusammenbau der abzudichtenden Maschinenteile axial oder radial in der Regel um 10% bis 20% der Schnurdicke  $d$  zusammengepreßt.

**Anpassen durch Dehnen oder Stauchen:** Die ab Lager verfügbaren O-Ringe sind im Durchmesser  $D$  eng gestuft. Findet man für einen besonderen Anwendungsfall keinen passenden Ring, weil beispielsweise auf einer Zylinderfläche  $\varnothing 37,7 \text{ mm}$  abgedichtet werden soll, so können O-Ringe ohne weiteres bis 6% gedehnt oder bis 3% gestaucht werden. Dabei verändert sich allerdings der Schnurdurchmesser. Die entsprechende Änderung der Schnurdicke  $d$  kann jedoch unter Berücksichtigung des gleichbleibenden Ringvolumens eingerechnet und die Nuttiefe gegebenenfalls korrigiert werden.

**Möglichst dicke O-Ringe verwenden:** Wegen der Maßtoleranzen der Schnurdicke  $d$  und der Nuttiefe  $T$  und wegen der Vorspannungsänderung durch Relaxation des Elastomers sind die größeren Schnurdicken zu bevorzugen.

**Deckeldichtungen vorzugsweise mit stirnseitigem O-Ring:** Der O-Ring wird als Stirnflächendichtung und als Umfangsdichtung eingesetzt, Bild 5. Bei radial vorgepreßten Deckelabdichtungen (Bild 5, oben) muß zur Demontage die (eventuell hohe) Haftreibung des O-Rings überwunden werden (Gewinde für Abdrückschrauben vorsehen!). Zur Abschätzung der maximalen Haftreibungskraft  $F_H$  von O-Ringen mit der Härte 70 Sh A gilt als Faustformel  $F_H \approx 1,5 \cdot D \cdot d$ . Die Kraft  $F$  ergibt sich in Newton, wenn der Haftdurchmesser  $D$  in mm und der Schnurdurchmesser des O-Rings in mm eingesetzt werden. Bei härteren O-Ringen ist die Haftkraft noch wesentlich größer! Diese Demontageschwierigkeit kann durch stirnseitige Anordnung eines axial vorgepreßten O-Rings vermieden werden (Bild 5, unten).

**Extrusion vermeiden:** Bei hohem schwellendem Druck ist darauf zu achten, daß der O-Ring nicht in den niederdruckseitigen Gehäusespalt extrudiert und dabei abgeschält oder „angeknabbert“ wird, Bild 6. Entweder gelingt es, den Gehäusespalt durch konstruktive Maßnahmen klein zu halten oder es müssen härtere O-Ringe oder vorzugsweise Stützringe (Back-Ringe) verwendet werden. Standard O-Ringe mit einer Härte von 70 Sh A lassen bis 8 MPa

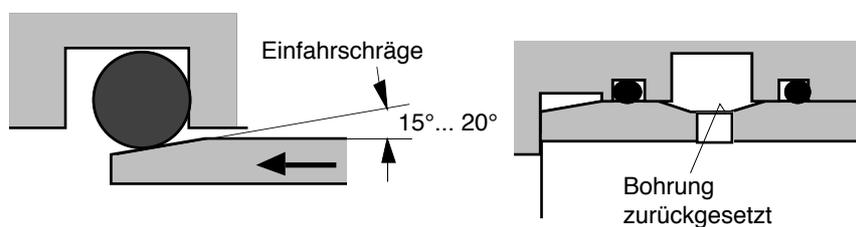


**Bild 5**  
Anordnungen des O-Rings als  
Deckeldichtung

**Bild 6**  
Extrusion und Abhilfe durch  
Stützringe

einen Spalt von etwa 0,2 mm zu, bis 15 MPa etwa noch 0,1 mm. Stützringe aus PTFE oder anderen Kunststoffen stehen ab Lager zur Verfügung.

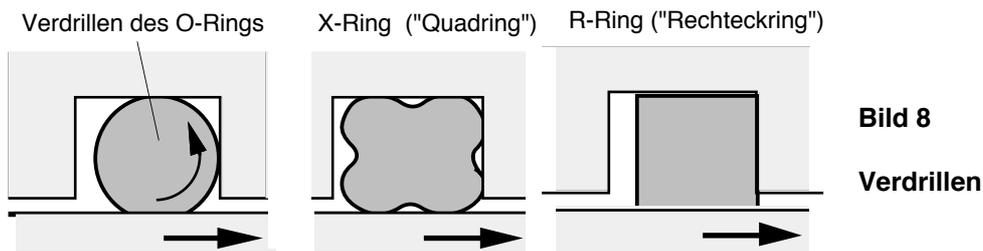
**Beschädigung bei der Montage vermeiden:** Keinesfalls dürfen Elastomer-Dichtungen unter Vorpressung oder während des Vorpressens über scharfe Kanten gezogen werden. Einfahrschrägen von 15° bis 20° sind vorzusehen, Bild 7, Müssen Querbohrungen in der Gleitfläche überfahren werden, so ist die Fläche, in die die Bohrung einmündet, mit kegeligen Übergängen zurückzusetzen. Das Entgraten der Bohrung ist, weil nicht definiert kontrollierbar, ein zweifelhafter Notbehelf. Nicht selten versagen in der Praxis O-Ringe, weil sie über scharfe Kanten oder Bohrungen gezogen wurden.



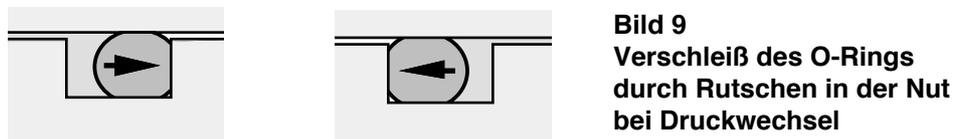
**Bild 7**  
Radial gepreßte O-Ringe erfordern bei der Montage  
eine "Einfahrschräge"



**Verdrillen vermeiden:** Ein besonderes Problem entsteht, wenn radial vorgepreßte O-Ringe bei der Montage über eine längere Strecke zu schieben sind. Der O-Ring kann unkontrollierbar verdrillt werden, wenn er am Umfang nicht überall gleichmäßig gleitet sondern an manchen Stellen haftet, Bild 8. O-Ringe in ungleichmäßig rauhen Nuten können so stark verdrillen, daß ihre Oberfläche spiralförmig aufreißt. Auch unbeschädigt verdrillte O-Ringe können durch lokale Verringerung des Schnurdurchmessers undicht werden. Schmieren beim Einbau bringt keine zuverlässige Abhilfe. Das Problem läßt sich besser mit Elastomer-Profilringen beseitigen, die nicht umrollen können. Mit geringerer Auswahl an Größen, Schnurdicken und Werkstoffen stehen X-Ringe , R-Ringe (Rechteckringe) und andere Querschnittsformen zur Verfügung.

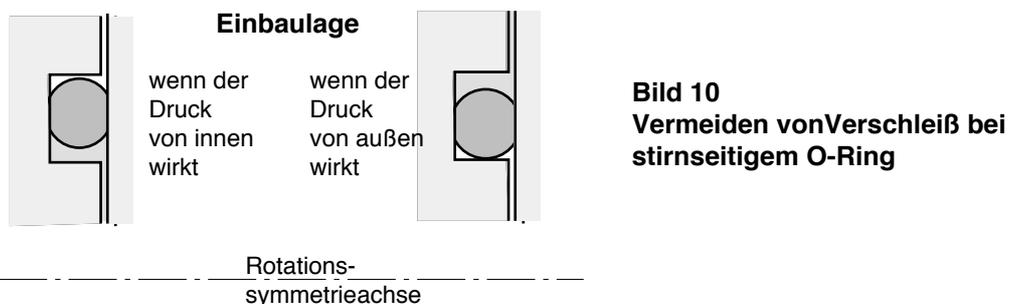


**Rutschverschleiß vermeiden:** Der O-Ring füllt von Anfang an die Nut nicht ganz aus. Wenn er nun bei besonderen Anwendungen wechselseitig einmal von der einen und dann von der anderen Seite druckbelastet wird, so rutscht er bei jedem Druckwechsel in der Nut hin und her, Bild 9. Dadurch kann die Elastomerdichtung mit der Zeit an der rutschenden Fläche verschleifen.



Bei stirnseitig eingebauten O-Ringen zieht die Tangentialspannung des nach außen aufgeweiteten O-Rings diesen wieder nach innen, Bild 10.

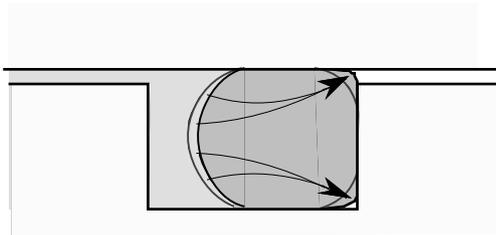
Die O-Ringe sollen im Einbauzustand (drucklos) schon an **derjenigen** Umfangsfläche der Nut anliegen, an die sie später der Druck anpreßt.





Für Massenanwendung in Stirnflächen-Nuten von hydraulischen Ventilen wurden für eine begrenzte Zahl von Durchmessern auch Dichtringe mit besonderer Querschnittsform entwickelt, die den Rutschverschleiß vermeiden.

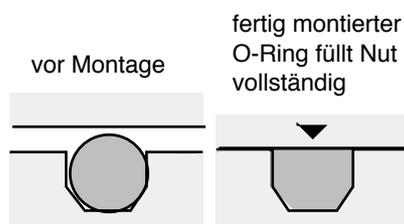
**Walken des O-Rings:** Ein radial angepresster O-Ring, der immer von derselben Seite druckbelastet wird, gleitet nur anfänglich in der Nut, bis er an der druckabgewandten Nutwand anliegt. Spätere Druckerhöhungen bewirken lediglich ein internes Walken des O-Rings, Bild 11. Experimentell wurde nachgewiesen, daß sich dabei die Kontaktflächen nicht bewegen. Vielmehr fließt das Elastomer von innen zu den Ecken und legt sich bei zunehmendem Druck sukzessive an die Wände an. Wegen der hohen Zugspannungen in den Ecken wird der O-Ring am druckabgewandten Spalt von scharfen Kanten „angeknabbert“ (vgl. Bild 6).



interne Bewegung des Elastomerwerkstoffs  
ohne Rutschen der haftenden Dichtfläche

**Bild 11**  
**Gestaltänderung des O-Rings  
in der Nut bei Druckänderung**

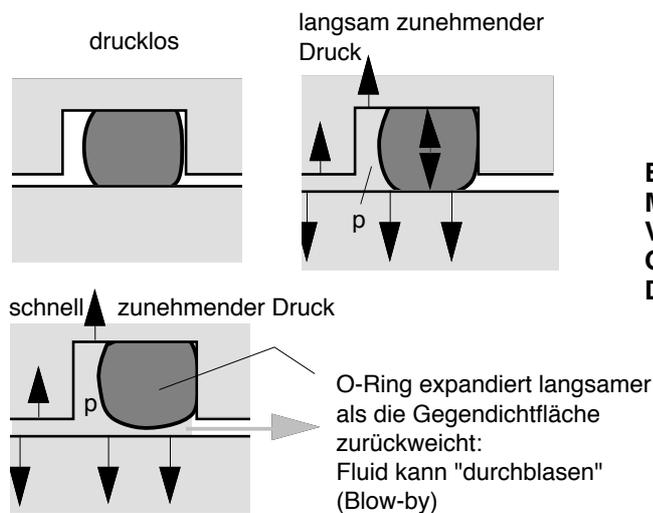
**Gefüllte Nut:** Bei einer alternativen Methode der statischen Abdichtung von Flanschen mit Elastomerwerkstoff wird der Nutquerschnitt etwas kleiner als der Dichtringquerschnitt ausgeführt, Bild 12. Beim Anziehen der Flanschschrauben gerät das Elastomer unter sehr hohen inneren Druck und wirkt sodann wie eine im Krafthaupschluß angeordnete Flachdichtung. Im Vergleich zu harten Flachdichtungen (z.B. aus Metall) dringt jedoch der Elastomerwerkstoff wirksamer in das Rauheitsprofil der Flanschoberfläche ein. Zudem ist wegen der sehr kleinen Kontaktfläche zwischen Dichtung und abgedichtetem Fluid die Diffusion in das Elastomer stark reduziert. Andererseits müssen im Vergleich zu herkömmlichen O-Ringnuten hier für die Nut und den Dichtring engere Toleranzen eingehalten werden.



**Bild 12**  
**Sonderanwendung:  
Nutvolumen kleiner als  
O-Ringvolumen**



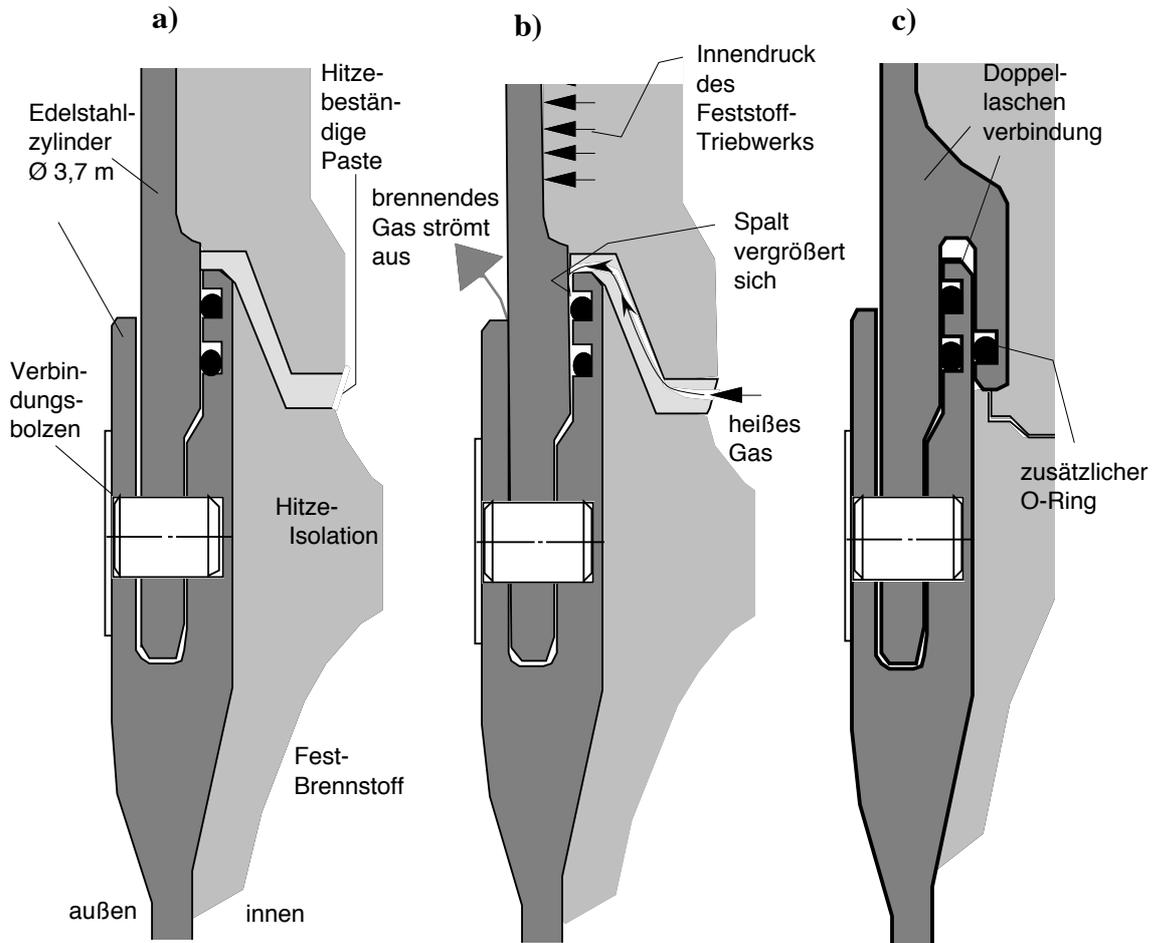
**Vorsicht bei atmendem Gehäusespalt:** Größte Vorsicht ist geboten, wenn bei Druckerhöhung das Gehäuse sich dehnt, und dadurch der Abstand zwischen Nutgrund und Auflagefläche des O-Rings größer wird, Bild 13. Zunächst ist zu bedenken, daß die Dichtung in den vergrößerten Spalt extrudiert und bei abnehmendem Druck eingeklemmt und abgekniffen werden kann. Außerdem muß gewährleistet sein, daß auch beim höchsten Druck noch ein ausreichendes Vorpreßmaß erhalten bleibt. Die Konstruktion kann jedoch bei plötzlicher Spaltaufweitung noch auf andere Weise versagen. Steigt der Druck sehr schnell, so kann der O-Ring - wegen seiner viskoelastischen Eigenschaften - sich nicht schnell genug zurückverformen. Er verliert den Kontakt mit der zurückweichenden Gehäusewand und die Dichtung „bläst durch“.



**Bild 13**  
**Mögliche Folgen einer Vergrößerung des Gehäusespalts bei Druckerhöhung**

Ein derartiger Blow-By-Effekt löste die am Anfang des Kapitels erwähnte Challenger-Katastrophe aus. Bild 13 (a) auf der nächsten Seite zeigt die ursprüngliche Dichtstelle an der Verbindungsstelle der Segmente der Feststofftriebwerke des NASA-Space-Shuttle. Nach dem Zünden der Rakete weitet sich der zylindrische Triebwerksmantel auf. Am Unglückstag herrschte zum Zeitpunkt des Starts eine verhältnismäßig niedere Außentemperatur; die Fluorelastomer-O-Ringe (Schnur-Ø 7 mm) waren dadurch hart und konnten offenbar dem in Sekundenbruchteilen sich aufweitenden Mantel nicht folgen, Bild 13 (b). Ein gasdurchlässiger Kanal in der vorgeschalteten Dichtpaste ließ das heiße Brenngas ausströmen, die O-Ringe brannten durch, und die austretende Flamme zerstörte den Hauptbrennstofftank.

Nach einer langwierigen Analyse der Unfallursache wurde die Dichtstelle umkonstruiert. Bild 13(c) zeigt die geänderte Konstruktion, bei der das obere Endstück des Triebwerksmantels neu gestaltet wurde. Auf der Innenseite ist nun ein weiterer O-Ring hinzugefügt. Die unterschiedliche radiale Aufweitung der Segmente des Triebwerksmantels wird durch eine Doppelaschenverbindung vermieden. Alle O-Ringe sind in außenliegende Nuten eingebaut. Dadurch spannen sie nach dem Einlegen in die Nut in Umfangsrichtung und können vor der Montage nicht herausfallen.



**Bild 14**

**O-Ring-Abdichtung zwischen den Segmenten der Feststoffrakete des NASA Space Shuttle**

(a/b) Dichtungskonstruktion der 1986 verunglückten *Challenger*  
 (c) Neukonstruktion der Abdichtungsstelle

O-Ring-Dichtstellen an fest miteinander verbundenen -scheinbar ruhenden- Bauteilen werden oft als unproblematisch angesehen. Die Challenger-Katastrophe zeigte eindringlich die Folgen dieses Irrtums. Auch geringfügige Relativbewegungen können zum Versagen führen.



### 3.4 LITERATUR

*Morrison, J.B.:* O-Rings and interference seals for static applications. Mach. Des., 29, 1957

*Wendt, G.:* Untersuchungen an gummielastischen Berührungsdichtungen, Dissertation, Universität Braunschweig, 1968.

*O'Neill, G.:* Compression of elastomeric seal materials at pressures up to 3.5 GNm<sup>-2</sup>. National Physical Laboratory Report Chem. 54, 1976

*anon.* Präzisions-O-Ringe Handbuch, Hsg. Parker-Prädifa GmbH, 1985.

*Metcalfe, R., Baset, S.B., Selander, W.N.:* Modelling of space shuttle solid rocket O-Rings. 12th Int. Conf. on Fluid Sealing, B.H.R.A. 1989, Paper A1

*Scheerer, K.:* Einfluss der mechanischen Eigenschaften von O-Ringen auf deren Dichtverhalten in Miniatur-Dichtverbindungen, Regensburg: Roderer, 1994

*Hörl, L. Haas, W.:* O-Rings at pulsating pressure, 12th Int. Conf. on Fluid Sealing, BHR Group, Maastricht 1997.

*Müller, H.K., Nau, B.S.:* Fluid Sealing Technology, Principles and Applications, M.Dekker Inc., New York, 1998, ISBN 0-8247-9969-0



### **Hinweise auf Inhaber, Urheberrecht und Verwertung von *www.fachwissen-dichtungstechnik.de***

Inhaber und Betreiber der Domain [www.fachwissen-dichtungstechnik.de](http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de) ist Evelyn Voigt-Müller, Samlandstr. 38, 81825 München, Deutschland.

Der gesamte Inhalt der unter der Domain [www.fachwissen-dichtungstechnik.de](http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de) veröffentlichten Internetpublikation einschließlich der Fachkapitel, die als PDF herunterladbar sind, ist urheberrechtlich geschützt und darf insgesamt oder in Teilen ausschließlich für den persönlichen Gebrauch ohne Vergütung kopiert und verwendet werden. Zitate sind mit Angabe der Quelle ausführlich zu kennzeichnen. Jede anderweitige Verwendung oder Verwertung, Vervielfältigung, Übersetzung, Nachdruck, Vortrag, Entnahme von Abbildungen, Funksendung, Mikroverfilmung und Speicherung auf elektronischen Datenträgern ist vergütungspflichtig und bedarf der schriftlichen Genehmigung durch den Inhaber der Domain (s.o.).

Inhaber des Urheberrechts (Copyright ©) und verantwortlich für den Inhalt von [www.fachwissen-dichtungstechnik.de](http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de) sind die Autoren Dr. Heinz Konrad Müller und Dr. Bernard S. Nau.

### **Hinweise auf den Inhalt bezüglich Handelsnamen, Warenzeichen und den gewerblichen Rechtsschutz:**

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenzeichen usw. in [www.fachwissen-dichtungstechnik.de](http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de) berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten sind und von jedermann benutzt werden dürfen.

Ein Teil der in [www.fachwissen-dichtungstechnik.de](http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de) beschriebenen oder im Bild wiedergegebenen Dichtelemente und Dichtsysteme sind, ohne dass darauf hingewiesen ist, durch Patentanmeldungen, Patente oder Gebrauchsmuster rechtlich geschützt. Insofern berechtigen die wiedergegebenen Beschreibungen und Bilder nicht zu der Annahme, dass die beschriebenen oder dargestellten Gegenstände im Sinne des gewerblichen Rechtsschutzes als frei zu betrachten sind und von jedermann hergestellt oder benutzt werden dürfen. Für die Richtigkeit der Wiedergabe der in [www.fachwissen-dichtungstechnik.de](http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de) direkt oder indirekt zitierten Vorschriften, Richtlinien und Normen sowie für die Anwendbarkeit der konstruktiven Regeln und Hinweise im Einzelfall übernehmen die Autoren und der Betreiber der Domain keine Gewähr.