

# FACHWISSEN SCHADENSANALYSE VON ELASTOMERBAUTEILEN

Ein Angebot des

**O RING**

**PRÜFLABOR**

**RICHTER**

PRÜFEN BERATEN ENTWICKELN

Quelle: [www.o-ring-prueflabor.de](http://www.o-ring-prueflabor.de)

Stand der Information: 04/2019

## **Spaltextrusion – Der Dichtspalt als Feind der Dichtung**

Autoren:

Dipl.-Ing. Bernhard Richter,

Dipl.-Ing. (FH) Ulrich Blobner

### **1. Einordnung und Häufigkeit des Schadensbildes**

Von den vier Hauptschadensmechanismen wird die Spaltextrusion der 3. Hauptgruppe zugeordnet:

1. Medien
2. Temperatur / Alterung
- ▶ **3. Mechanisch / physikalische Einwirkungen**
4. Herstellungsfehler

Die 3. Hauptgruppe lässt sich in drei Untergruppen aufteilen: Montagefehler, falscher Einbauraum und physikalische Überbeanspruchung durch die Betriebsbedingungen. Die Spaltextrusion gehört der letzteren Untergruppe an und stellt eine häufige und deshalb auch wohlbekannte Ausfallursache in der Hydraulik dar. Weitere Schadensmechanismen aus dieser Untergruppe sind z.B. Abrieb, explosive Dekompression oder Blow-By bzw. Strömungs-erosion.

## 2. Fachliches Hintergrundwissen zum Schadensbild

In der Literatur und im Internet wird diese Ausfallursache häufig beschrieben, vermutlich weil sie zum einen ein sehr markantes und eindeutig zu erkennendes Schadensbild aufweist und zum anderen, da sie des Öfteren in der Hydraulik auftritt, die sich traditionell schon sehr früh mit einer systematischen Dichtungsschadensanalyse befasste.

Mitunter wird dieser Fehler auch nur als „Extrusion“, „Auspressung“ oder „Spalteinwanderung“ bezeichnet, im Englischen überwiegt der Begriff „extrusion“, manchmal kommt auch die Bezeichnung „gap extrusion“ oder „nibbeling“ vor.

Gummi ist in seinem Verhalten wie eine inkompressible Flüssigkeit. Durch steigenden Druck passt sich eine Dichtung immer mehr ihrem Einbauraum an, bis sie schließlich in den druckabgewandten Spalt gepresst wird. Dieser Vorgang wird als Extrusion bezeichnet. Der O-Ring bzw. die Hydraulikdichtung wird „abgeschält – oder wird durch das Atmen der Maschinenteile angeknabbert“<sup>1</sup>. Durch den hohen Druck wird immer neues Material in den Spalt nachgeschoben, so dass mitunter lange Extrusionsfahnen entstehen, die um ein Vielfaches länger als bspw. die Schnurstärke eines O-Rings sein können. Der in den Spalt gepresste „Werkstoff vermag die inneren Spannungen nicht zu ertragen, wird vor allem durch Zugkräfte überbeansprucht und deformiert, reißt, extrudiert und bröckelt aus.“<sup>2</sup>

Das „Anknabbern“ entsteht dadurch, dass sich nach einer Druckentlastung der Spalt schlagartig schließt und sich das in den Dichtspalt extrudierte Material nicht schnell genug zurückziehen kann und daher mitunter abgeschert wird. Dieses Problem tritt v.a. bei O-Ringen und Hydraulikdichtungen auf und ist von einigen Faktoren abhängig. Ursächlich für dieses Schadensbild ist immer eine Kombination von mindestens zwei der folgenden Ursachen, jedoch kann schon mitunter durch Veränderung eines Parameters das Schadensbild abgestellt werden.

Für die Schadensanalyse der Spaltextrusion müssen vier Bereiche untersucht werden:

- Druck
- Konstruktive Randbedingungen
- Dichtungswerkstoff
- Temperatur

Um die exakte Schadensursache festzustellen, ist in den meisten Fällen noch eine differenziertere Betrachtung und Untergliederung dieser vier genannten Bereiche vonnöten. Nur so lassen sich effektive und nachhaltige Abstellmaßnahmen zur Schadensbehebung finden und umsetzen.

<sup>1</sup> PARKER Hannifin GmbH (Hrsg.): O-Ring Handbuch, November 2005, S. 166

<sup>2</sup> SCHRADER, Klaus: Hydraulik-Dichtungen Teil II: Schadensbilder, -ursachen, -vermeidung in o+p Ölhydraulik und Pneumatik, Heft 5, Band 26, 1982, S. 358

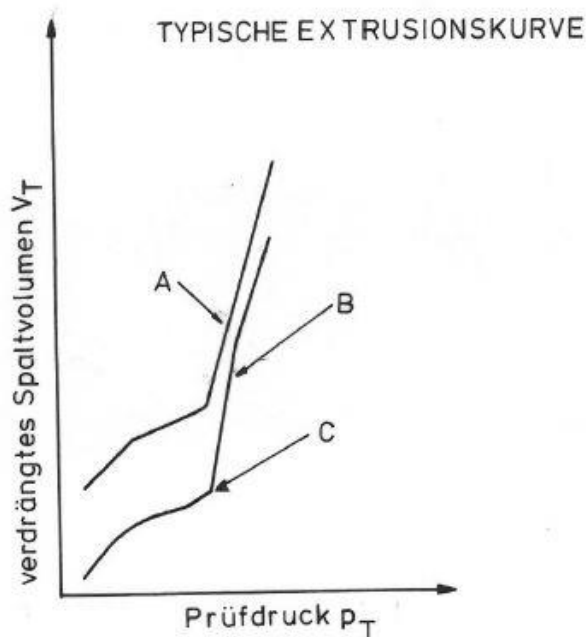
## 2.1 Druck

In der Literatur wird meist nur der Systemdruck als Problem beschrieben, aber die Druckanstiegsgeschwindigkeit und der Schleppdruck haben einen ebenso nicht zu unterschätzenden Einfluss auf die Spaltextrusion.

### 2.1.1 Systemdruck

Dieser Parameter hat den wichtigsten Einfluss auf die Spaltextrusion. Jedoch ist der Systemdruck meist zu Beginn einer Konstruktion fest vorgegeben, so dass konstruktiv oder werkstofftechnisch Wege gefunden werden müssen mit dem vorgegebenen Druck umzugehen, ohne dabei die Fertigungskosten (durch sehr enge Toleranzen) in die Höhe zu treiben. Versuchstechnisch lässt sich der kritische Druck bezüglich Spaltextrusion als Knickpunkt des Verlaufes des verdrängten Spaltvolumens über den Druck darstellen (siehe **Abb. 1**).

Bei typischen Werkstoffhärten von 70 Shore A oder höher und bei den üblichen Spaltmaßen von max. 0,3 mm tritt der Schadensmechanismus der Spaltextrusion nicht unter 50 bar Druck auf (siehe **Abb. 2**). „Der Vorgang [der Spaltextrusion] wird dadurch gefördert, daß der Druck  $p$  die Zylinderrohre aufweitet, so daß der Spalt vergrößert wird. Bei Druckverkleinerung und durch die Reibkräfte kommt es infolge der Bewegungsumkehr zum Abreißen des Dichtungswerkstoffes.“<sup>3</sup>



**Abb. 1:** Messung des vom O-Ring in den Dichtspalt gewanderten Volumens, in Abhängigkeit des Prüfdruckes: Kurve A steht für die elastische Verformung und Kurve B für die bleibende Verformung ein und desselben Werkstoffes. Der Knickpunkt C in der Kurve steht für das Aufplatzen der Oberfläche des O-Rings, also dem Beginn der kritischen Extrusion<sup>4</sup>

<sup>3</sup> SCHRADER, Klaus: Hydraulik-Dichtungen Teil II: Schadensbilder, -ursachen, -vermeidung in o+p Ölhdraulik und Pneumatik, Heft 5, Band 26, 1982, S. 358

<sup>4</sup> RICHTER, Bernhard: Dichtungen sicherer machen in: KEM Konstruktion, Elemente, Methoden Technologische Informationen für Konstruktion und Praxis; 22, Heft 1, 1985, S. 78-80

### 2.1.2 Druckanstiegsgeschwindigkeit

Das viskoelastische Verhalten von Elastomeren bedeutet, dass der Widerstand des Materials gegen Verformung nicht nur abhängig vom Verformungsgrad ist, sondern auch von der Verformungsgeschwindigkeit und der Temperatur (siehe 2.4). Das heißt, dass derselbe Druck, wenn er schneller ansteigt, auch höhere Linien- bzw. Flächenpressungen am Dichtspalt erzeugt. „Harte“ Drückstöße bergen ein erheblich höheres Risiko für ein Dichtungsveragen (siehe **Abb. 7**) als „weiche“, also langsame Druckänderungen. Diese „harten“ Druckstöße können durch plötzliche Lasten verursacht werden (z.B. an Gabelstaplern oder in Walzwerken) oder durch sehr schnelles Schalten von Ventilen, z.B. bei Digitalventilen. Solche Einflüsse sind schwierig zu berechnen und vorherzusagen. Deshalb behilft man sich bei besonders kritischen Anwendungen präventiv durch eine bestmögliche Absicherung der Dichtung gegen Extrusion (harte Werkstoffe, kleine Spalte, geringe Kantenradien und Einsatz von Stützringen). Beim Abdichten von kompressiblen Gasen ist das Risiko für Spaltextrusion im Vergleich zur Hydraulik deutlich geringer, weil Gase harte Druckstöße mehr abfedern.

### 2.1.3 Schleppdruck

In der Hydraulik gibt es das Phänomen der Schleppströmung. Trotz intakter Dichtungen kann eine Schleppströmung Leckagen hervorrufen. Durch sie entsteht ein unerwünschter Druckaufbau im Dichtsystem

„Das viskose Medium im Spalt, fast immer eine Newtonsche Flüssigkeit, wird durch die Relativbewegung zwischen Stange und Führung einer Scherbeanspruchung ausgesetzt. Die Grenzschicht in Kontakt mit der Stange wird sich mit der Geschwindigkeit der Stange bewegen, während die Grenzschicht an der Führungsbüchse mit dieser in Ruhe bleibt.“<sup>5</sup>

„Das von der Stange mitgeschleppte Öl wird durch die Dichtung abgestreift bzw. abgedichtet und somit baut sich vor der Dichtung ein Druck – der so genannte Schleppdruck  $p_{Sch}$  – auf. Es kommt dann zu einer Rückströmung im Führungsspalt, (...) und vor der Dichtung können Drücke entstehen, die ein Vielfaches des Systemdrucks betragen.“<sup>6</sup> Dieser hohe Druckanstieg kann eine Spaltextrusion begünstigen.

## 2.2 Konstruktive Randbedingungen

Selbstverständlich ist die Festlegung des Spaltmaßes die wichtigste konstruktive Einflussgröße. Doch auch eine korrekte Ausführung der Kantenradien, Nuteinstiche und eine sinnvolle Auslegung der O-Ring Schnurstärke dürfen nicht außer Acht gelassen werden. Darüber hinaus sind dynamische Dichtungen deutlich stärker anfällig für den Schadensmechanismus der Spaltextrusion als statische Dichtungen.

<sup>5</sup> HÖRL, Ernst: Dichtungen in hydraulischen Geräten - Grundlagen der Dichtungstechnik, Schadensursachen und Auswahlkriterien zur richtigen Festlegung von Dichtstellen in: STREIT, G. (Hrsg.): Elastomere Dichtungssysteme, expert-Verlag, Renningen, 2011, S. 415

<sup>6</sup> Ebd., S. 417

### 2.2.1 Spaltmaß

Zwischen einem Kolben und Zylinder bzw. einem Einsteck- und einem Gehäuseteil sind in der Regel immer Spalte anzutreffen. Bei statischen Anwendungen ist die Reduzierung des Spaltes auf ein Minimum v.a. eine Kostenfrage, je enger die geforderten Toleranzen sind, desto teurer wird die Herstellung.

Bei dynamischem Dichtungseinsatz ist sogar ein gewisser Gleitspalt notwendig. Dieser ist meist größer als der für die Dichtung ideale Wert.<sup>7</sup> Hinzu kommt bei dynamischen Anwendungen ein mögliches Aufweiten des Zylinders unter Druck. Auch hier gilt, dass die Kosten für eine Problemlösung eine große Rolle spielen, da eine Versteifung der Bauteile in der Regel mit mehr Materialeinsatz verbunden ist. Oft wird die Berücksichtigung dieses Effektes der Zylinderaufweitung bei der Auslegung der Dichtung vergessen bzw. ignoriert.

In der Fluidtechnik liegt ein typischer Dichtspalt im Kolbendurchmesserbereich von 20 bis 100 mm bei 0,07 bis 0,13 mm, z.B. bei einer Auslegung nach ISO 3601-2<sup>8</sup> (H8/f7).

Prinzipiell sollte bei der Auslegung der richtigen Werkstoffhärte – bei vorgegebenem Druck in Abhängigkeit des Spaltmaßes – stets das theoretisch maximal mögliche Durchmesserspiel zugrunde gelegt werden, d.h. die theoretisch maximale Exzentrizität. Spaltextrusion beginnt immer an der Stelle des größten Dichtspaltes (siehe **Abb. 8**). Erst wenn man durch eine zusätzliche Führung die Konzentrizität der abzudichtenden Bauteile sichergestellt hat, kann als Dichtspalt das halbe Durchmesserspiel angesetzt werden.

### 2.2.2 Kantenradius / Nuteinstich

Die Anfälligkeit für Spaltextrusion wird wesentlich durch die Kantenausführung der Nut beeinflusst. Die ISO 3601-2 spezifiziert den Kantenradius mit  $0,2 \pm 0,1$  mm bei einem Stangen- und Kolbeneinbauraum und mit  $0,1 - 0,05$  mm für Flanschdichtungen. Prinzipiell gilt, dass ein Kantenradius von  $0,05$  bis  $0,1$  mm dem Idealfall entspricht. Das ist insbesondere sinnvoll, wenn nicht nur die Druckhöhe im kritischen Bereich liegt, sondern auch hohe Druckanstiegs- geschwindigkeiten auftreten, weil dann scharfe Kanten viel schneller ihre schädigende Wirkung zeigen. Eine zyklische Druckbeanspruchung bei einer Frequenz von  $0,1$  bis  $1$  Hz wird noch eher als niedrig eingestuft, dagegen wird ein pulsierender Druck bei einer Frequenz von  $10$  bis  $100$  Hz eher als hoch bewertet.

Bei der Ausführung des Nuteinstichs ist auch darauf zu achten, dass der Kantenradius ohne Unstetigkeit in die Nutflanke übergeht, da sonst bei harten Druckstößen eine Beschädigung des O-Rings eintreten kann. Dies gilt natürlich auch bei reinen  $45^\circ$ -Phasen als Kantenbruch anstatt der geforderten Radien.

Ist der Nuteinstich scharfkantig, wird der O-Ring bzw. die Dichtung richtiggehend geschält (siehe **Abb. 5** und **9 bis 11**). Typisch für diese Fehlerursache ist eine auffällig starke Ausprägung des Schadensbildes und ein geradliniger Beginn der Abschälung.

<sup>7</sup> PARKER Hannifin GmbH (Hrsg.): Dichtungshandbuch, August 1999, S. 111

<sup>8</sup> ISO 3601-2: 2016-07 Fluid power systems- O-rings- Part 2: Housing dimensions for general applications

### 2.2.3 O-Ring Schnurstärke

In älteren Unterlagen von Dichtungsherstellern<sup>9</sup> finden sich empirisch ermittelte Diagramme, bei denen bei der Auslegung von extrusionssicheren O-Ringen die Schnurstärke als Parameter mit auftaucht. Im Rahmen von intensiven Tests bei Parker Hannifin Seal Group<sup>10</sup> (R and D) konnte ein signifikanter Einfluss der Schnurstärke auf die Extrusionsbeständigkeit nicht bestätigt werden, weshalb sie auch im Parker Diagramm (siehe **Abb. 2**) nicht auftaucht. Dazu sollte aber erwähnt werden, dass dieser Einfluss mit Sicherheit besteht, allerdings nur bei untypisch großen Dichtspalten, d.h. bei einem untypischen Verhältnis von Spalt zu Schnurstärke. Ist dieses Verhältnis  $< 0,1$  wird davon ausgegangen, dass die Schnurstärke keinen signifikanten Einfluss auf den Beginn der Spaltextrusion ausübt. Dieser Beginn der Spaltextrusion ist ein Auslegungskriterium, unter welchem das zu vermeidende Aufplatzen des O-Rings am Dichtspalt verstanden wird.

Betrachtet man dagegen ausschließlich die Zeit, bis es bei einem vorgegebenen Druck und Dichtspalt zu einer Leckage, d.h. zum finalen Ausfall kommt, ist es sicherlich von Vorteil, dickere Schnurstärken einzusetzen.

Generell ist also in extrusionsanfälligen Anwendungen größeren Schnurstärken der Vorzug zu geben.

### 2.2.4 Einwirkung von Losbrech- und Reibkräften bei dynamischen Anwendungen.

Bei dynamischen Dichtungsanwendungen kann es vorkommen, dass Druck- und Reibkräfte auf die Dichtung gleichgerichtet sind und dadurch die Beanspruchung auf Spaltextrusion erheblich erhöhen (siehe **Abb. 11** und **12**). Daher wird zum Beispiel im Freudenberg Katalog<sup>11</sup> bei Auslegungsdiagrammen gegen Spaltextrusion zwischen statischer und dynamischer Anwendung unterschieden. Die maximalen Drücke, die ohne Einsatz von Stützringen noch zugelassen werden, sind bei dynamischen Anwendungen wesentlich geringer.

### 2.2.5 Sonstige konstruktive Randbedingungen

„Ovalität zwischen Metallteilen, wie sie üblicherweise bei hydraulischen Zylinderanwendungen vorgefunden wird“<sup>12</sup> kann auch eine Spaltextrusion begünstigen.

Durch die Abnutzung der Metallteile im laufenden Betrieb können unzulässige Spalte entstehen, die in Kombination mit einem gealterten O-Ring zu Spaltextrusion führen können.

## **2.3 Dichtungswerkstoff**

In der Literatur wird meist nur der wichtige Einfluss der Dichtungshärte beschrieben. Jedoch ist die Härte nur ein ungenügender Anhaltspunkt für den einflussreicheren Verformungswiderstand bzw. die Steifheit einer Dichtung. Ferner haben das Basispolymer und die chemi-

<sup>9</sup> z.B. Prädifa Dichtungshandbuch-Handbuch pdf 14110845-D

<sup>10</sup> KOSTY, John: Extrusion resistance of elastomers and plastic materials in: ASME-Papers, Reportnr. 84-Pet-9, 1984, S. 1-7

<sup>11</sup> Freudenberg Dichtungs- und Schwingungstechnik, Standard Katalog-Technische Grundlagen 419 137-0996 D Seite 239

<sup>12</sup> CZERNIK, D.E.: Gaskets Design, Selection and Testing, McGraw-Hill, New York, 1996, S. 217

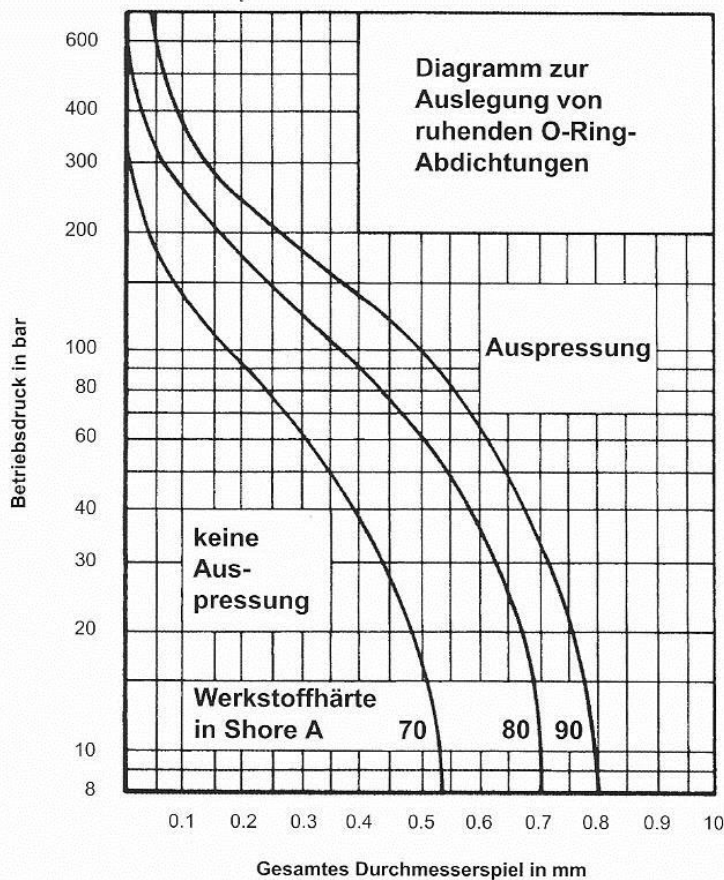
sche Beständigkeit eines Compounds einen wichtigen Einfluss auf dessen Extrusionsbeständigkeit.

### 2.3.1 Dichtungshärte

Je steifer eine Dichtung ist, desto mehr Widerstand bringt sie gegen eine Spaltextrusion auf. Die Härte liefert jedoch nur ungenaue Aussagen über die Steifheit eines Werkstoffes (siehe Erläuterungen unter 2.3.2). Da aber in der Praxis nur selten vergleichbare Prüfwerte für die Steifheit eines Elastomercompounds vorliegen, wird die weit verbreitete Härte als Anhaltspunkt verwendet.

Große Dichtungshersteller bieten für ihre Kunden Diagramme, mit deren Hilfe sie eine extrusionssichere Dichtung auslegen können. Das folgende Diagramm der Firma Parker (**Abb. 2**) ist unter Anwendern weit verbreitet und berücksichtigt nicht die Schnurstärke sondern nur den Betriebsdruck und die Werkstoffhärte. Mit diesen beiden Werten kann der Konstrukteur den maximal zulässigen Spalt ermitteln. Dieser ermittelte Wert stellt bei mittlerer Lage des Zylinders die Summe der beiden Spalte bzw. den größten Spalt bei vollständig exzentrischer Lage des Kolbens dar (= gesamtes Durchmesserspiel).

Das folgende Diagramm wurde für relativ kleine Schnurstärken erstellt, so dass Anwendungen mit den weniger empfindlichen größeren Schnurstärken ebenfalls sicher abgedeckt sind.



**Abb. 2:** Diagramm zur Auslegung von statisch eingesetzten O-Ringen: Ermittlung des maximal zulässigen Dichtspaltes bei vorgegebenem Systemdruck (Das Diagramm basiert auf 100.000 Zyklen bei 1Hz und gilt für Temperaturen bis zu 70°C, bei VMQ und FVMQ O-Ringen halbiert sich die ermittelte Spaltweite, Mögliche Aufweitungen des Zylinders sind nicht berücksichtigt.)<sup>13</sup>

<sup>13</sup> PARKER Hannifin GmbH (Hrsg.): O-Ring Handbuch, November 2005, S. 162

### 2.3.2 Verformungswiderstand der Dichtung (Festigkeit, Modul)

Da die Härte weit verbreitet und einfach zu messen ist, wird sie oft verwendet, um eine Aussage über die Steifheit eines Elastomerwerkstoffes zu geben. Dies ist aber nicht so einfach möglich. „Zwar sagen sowohl die Härte als auch das Zug-Dehnungsdiagramm (Zugversuch) etwas aus über die Steifheit eines Elastomers, aber es handelt sich dabei um grundsätzlich zwei verschiedene Arten von Verformung. Bei Zugdehnungsmessungen geht es um große Deformationen der ganzen Masse, während bei der Härteprüfung nur kleine Deformationen stattfinden. Auch wenn Härte und Steifigkeit (mittels Zugdehnungsdiagramm dargestellt) eine bessere Korrelation hätten, so würde die allgemein vorgegebene Schwankungsbreite von +/-5 Härtepunkten bei der Shore A-Messung bereits einer Streubreite von ca. 15- 20% in der Steifheit entsprechen, bei harten Werkstoffen (> 80 Shore A) sogar noch deutlich mehr.“<sup>14</sup> Gerade bei der Suche nach extrusionsbeständigen Werkstoffen, die sich generell im oberen Härtebereich befinden, ist die Kenntnis dieser Zusammenhänge sehr wichtig. „So liefern zum Beispiel die Härtewerte an O-Ringen nur grobe Hinweise auf den Widerstand gegen Spaltextrusion, weitere wertvolle Hinweise für die Resistenz kann man über Spannungswerte und Festigkeitswerte aus einem Zugversuch ableiten.“<sup>15</sup>

### 2.3.3 Dichtungswerkstoff (Basiselastomer)

Die meisten Elastomertypen rangieren im Mittelfeld der Extrusionsbeständigkeit. Wichtig für die Dichtungsauslegung ist aber die Kenntnis der Ränder: So gelten Dichtungen aus Silikon bzw. Fluorsilikon (z.B. VMQ, FVMQ) als besonders extrusionsanfällig. Bei der Auslegung sollte im Vergleich zu sonstigen Elastomeren die empfohlene zulässige Spaltweite halbiert werden.

Generell sind alle Elastomere, deren mechanischen Eigenschaften (Zugfestigkeit, Reißdehnung) bei erhöhten Temperaturen stark abnehmen, sehr anfällig für die Spaltextrusion. Deswegen benötigen sie des Öfteren Stützringe, um ein verlässliches Dichtsystem zu ermöglichen.<sup>16</sup>

Die Abnahme der Festigkeit bei hohen Temperaturen ist bei höher gefüllten Mischungen etwas geringer als bei weniger gefüllten Mischungen.

Thermoplastische Polyurethane mit relativ hohen Härten von 92 bis 96 Shore A sind für ihre hohe Verschleißbeständigkeit und Festigkeit bekannt. Diese Eigenschaften machen sie zu sehr extrusionsbeständigen Dichtungswerkstoffen (siehe **Abb. 3**). „Dichtungen aus Polyurethan benötigen [Stützringe aus Kunststoff] erst bei sehr hohen Betriebsdrücken von 40 MPa und mehr und bei großen Spaltweiten.“<sup>17</sup> Deswegen sind sie häufig in der Hydraulik anzutreffen.

<sup>14</sup> Freie Übersetzung des englischen Originals durch U. Blobner:

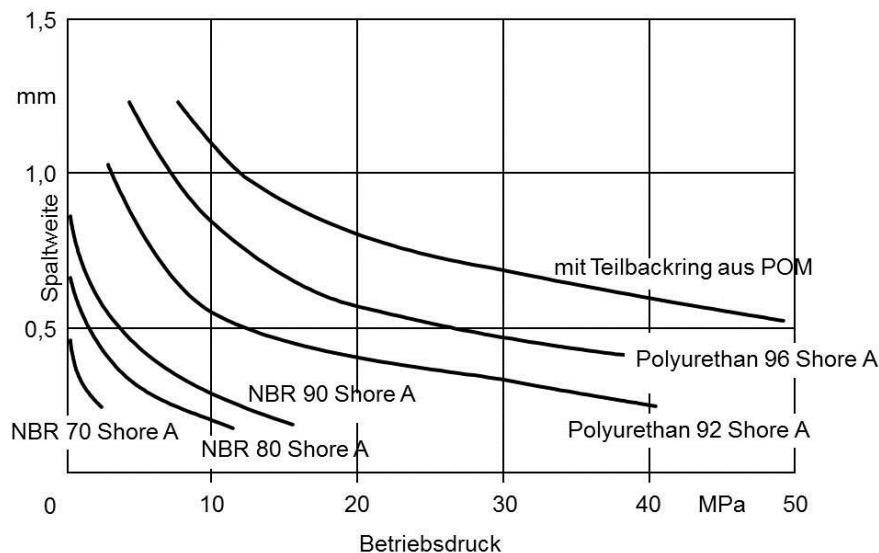
SMITH, L.P.: The Language of Rubber, Oxford, 1993, S.12

<sup>15</sup> BLOBNER, U.: Fachwissen Prüfverfahren für Elastomere: 1915 – 2015: 100 Jahre Shore A – Härteprüfung: Ein historischer Rückblick auf Entwicklung und Forschung zur Shore A – Messmethode mit Bezug zur heutigen Prüfpraxis, Dez. 2015, S.36, Onlineveröffentlichung: [https://www.o-ring-prueflabor.de/files/fachwissen-100-jahre-shorea-12\\_2015.pdf](https://www.o-ring-prueflabor.de/files/fachwissen-100-jahre-shorea-12_2015.pdf)

<sup>16</sup> Vgl. FLITNEY, R.: Seals and Sealing Handbook, Butterworth Heinemann / Elsevier, Oxford, <sup>6</sup>2014, S. 387

<sup>17</sup> HOEPKE, E. et al.: Dichtungstechnik mit gummielastischen Dichtungen und Formteilen im Fahrzeug- und Maschinenbau, expert Verlag, Renningen-Malmsheim, 2000, S.148





**Abb. 3:** Diagramm über zulässige Spaltweiten in Abhängigkeit vom Betriebsdruck für verschiedene Dichtungswerkstoffe und Konstruktionen (Stützring)<sup>18</sup>  
 Bild: Wiedergabe mit freundlicher Genehmigung des VDMA Fluidtechnik

### 2.3.4 Quellung oder chemischer Angriff

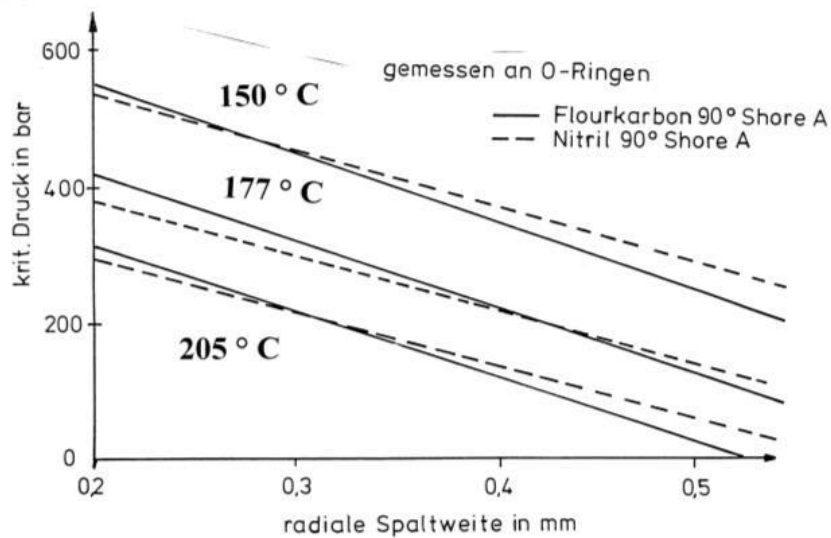
Durch eine Unverträglichkeit des abzudichtenden Fluids mit dem Dichtungswerkstoff kann es zu unerwartet hohen Quellungen kommen. Dadurch wird die Dichtung stark erweicht, wodurch der Widerstand gegen Spaltextrusion abnimmt. Unkritisch gelten Quellungen zwischen 5 und 10%, bei höheren Quellraten sollte eine ausreichende Sicherheit gegen Spaltextrusion hinterfragt werden und gegebenenfalls Stützringe verwendet werden. Insbesondere bei thermoplastischen Polyurethan Dichtungen, die bei sehr hohen Drücken eingesetzt werden, kann eine unzulässige chemische Einwirkung (z.B. Hydrolyse beim Einsatz umweltfreundlicher Hydraulikflüssigkeiten) durch das Hydrauliköl auch zu stark reduzierten Festigkeitseigenschaften und daraus resultierenden Ausbrüchen am Dichtspalt führen (siehe **Abb. 13** und **14**).

### 2.4 Temperatur

Gummiwerkstoffe verhalten sich viskoelastisch, d.h. ihre Belastungsgrenzen sind stark temperaturabhängig. Die Gefahr der Schädigung durch Spaltextrusion nimmt also mit steigender Temperatur zu (siehe **Abb. 4**). Generell gibt es wenig Daten über mechanische Eigenschaften von Elastomeren bei erhöhten Temperaturen. Belastungsgrenzen bei erhöhten Temperaturen zu ermitteln ist sehr aufwändig. Allerdings sind heute DMA-Analyser relativ gut verfügbar und immer mehr verbreitet. Diese erlauben zwar keine Angaben über Belastungsgrenzen, können aber über sogenannte Multifrequenzanalysen eine komplette Datenbasis für FEA-Analysen liefern, welche den Verformungswiderstand des Dichtungswerkstoffes unter Temperatureinfluss, zusammen mit der dynamisch bedingten Versteifung durch die Geschwindigkeit der Verformung abbilden. Ist der Verformungsgrad einer Dichtung unter Last

<sup>18</sup> VDMA Arbeitskreis Fluidichtungen: Dichtsysteme für fluidtechnische Anwendungen, CD-ROM, Datei: Lehrmaterial.ppt, 2005, Kapitel Schadensfälle, S. 8

bekannt, lässt sich daraus das Risiko gegen Versagen abschätzen. Im Zweifelsfall helfen hydraulische Versuchsstände diese Grenzen experimentell zu ermitteln.



**Abb. 4:** Das viskoelastische Verhalten von Gummiwerkstoffen erhöht die Gefahr einer Spalteinwanderung bei steigenden Temperaturen. (Fluorkarbon = FKM Nitril = NBR)<sup>19</sup>

PRÜFLABOR

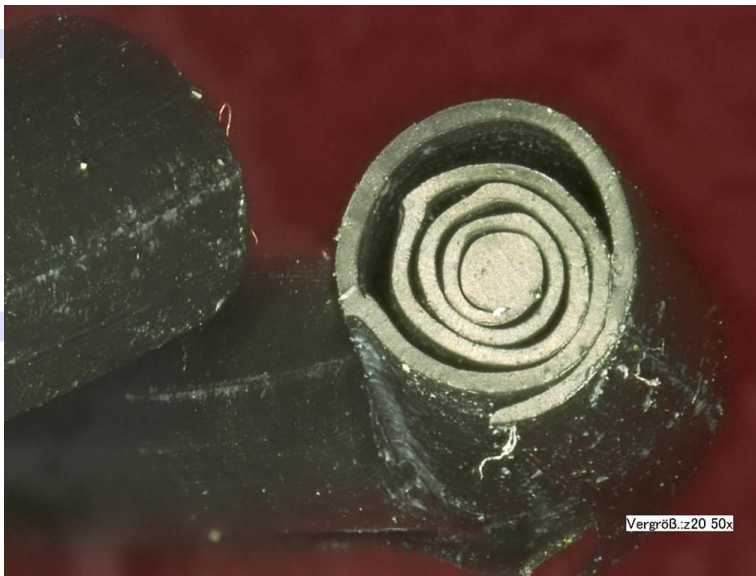
RICHTER

<sup>19</sup> RICHTER, Bernhard: Dichtungen sicherer machen in: KEM Konstruktion, Elemente, Methoden Technologische Informationen für Konstruktion und Praxis; 22, Heft 1, 1985, S. 78-80

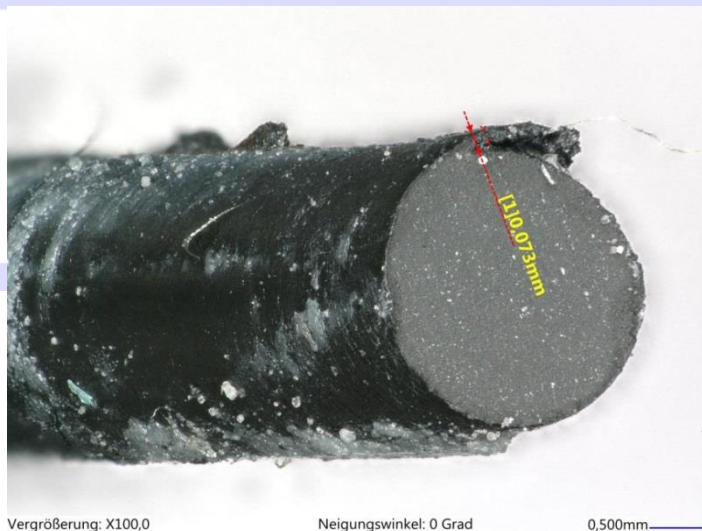
### 3. Schadensbild

#### 3.1 Beschreibung des Schadensbildes und problematischer Bereiche

Die klassische Spaltextrusion ist eines der eindrücklichsten Schadensbilder von Elastomerdichtungen. Das Bild eines Querschnittes eines fast vollständig abgerollten O-Ringes ist sehr einprägsam und auch von einem Laien eindeutig zu identifizieren (siehe **Abb. 5** und **9**). Solche eindeutigen Schadensbilder werden meist nur durch sehr scharfkantige Nuteinstiche in Verbindung mit dem entsprechenden Spalt und Druck ausgelöst. Typischer und häufiger anzutreffen ist hingegen das Schadensbild aus **Abb. 6**.



**Abb. 5:** Schadensbild einer Spaltextrusion, entstanden bei 350 bar Druck und einem Spalt von 0,05 mm, untypisch stark ausgeprägt infolge eines scharfkantigen Nuteinstichs



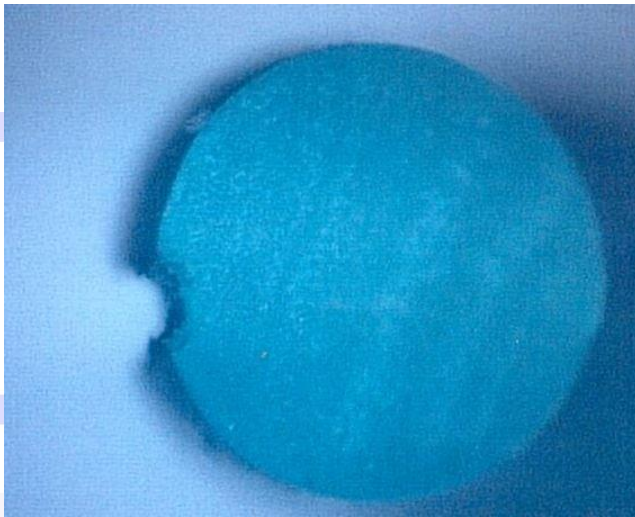
**Abb. 6:** Typisches Schadensbild einer Spaltextrusion

Generell entstehen bei der Spaltextrusion an der druckabgewandten Seite des O-Rings Abschälungen, meist nur partiell am Umfang, die durch Einwanderung in den Dichtspalt entstanden sind. Das Abtrennen von Dichtungsmaterial auf der druckabgewandten Seite hat

wenigstens den Vorteil, dass am Anfang der Schädigung keine losgelösten Gummipartikel auf die Medienseite gelangen.

„Oftmals findet man dieses Schadensbild nur an einer Stelle des Umfangs, nämlich an der Stelle der größten Exzentrizität und damit des größten Dichtspaltes.“<sup>20</sup> (siehe **Abb. 8**). Der noch vorhandene Korpus der Dichtung ist in der Regel noch voll gummielastisch und sofern messbar, hat sich die Härte nicht signifikant verändert.

### 3.1.1 Schäden ausgelöst durch Druckprobleme



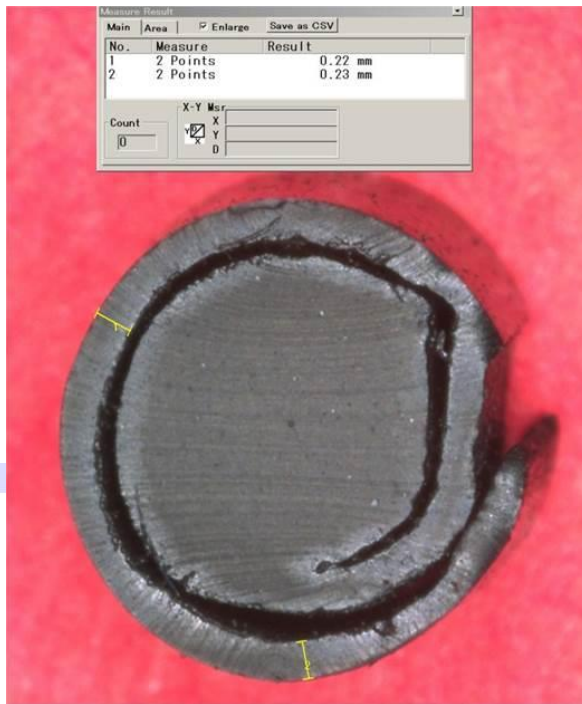
**Abb. 7:** Beschädigung eines O-Rings an der Nutphase durch hohe Druckanstiegsgeschwindigkeiten

### 3.1.2 Schäden ausgelöst durch konstruktive Probleme

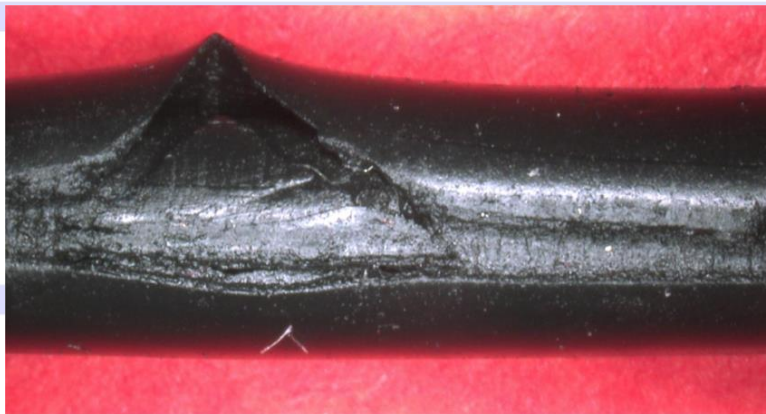


**Abb. 8:** O-Ring nach Spaltextrusion wegen zu großem Spaltmaß: Der Bereich mit der geringsten verbliebenen Schnurstärke (oben im Bild) stellt den Beginn der Spaltextrusion dar und ist die Stelle am Umfang mit dem größten Spaltmaß zwischen Kolben und Zylinder

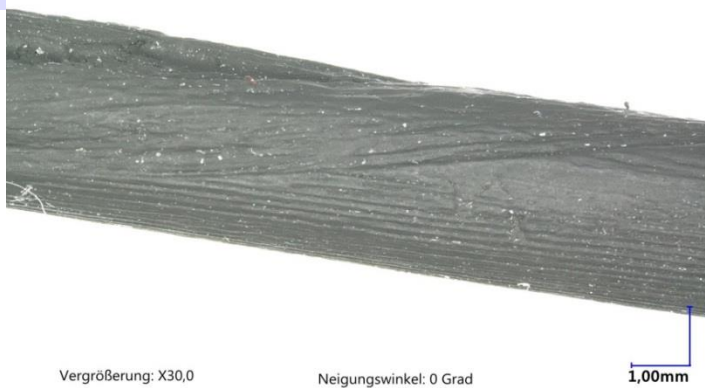
<sup>20</sup> RICHTER, B.: Kap. 3.3.3 O-Ringe in: TIETZE, W.: Handbuch Dichtungspraxis, Vulkan-Verlag, Essen, <sup>2</sup>2000, S. 249



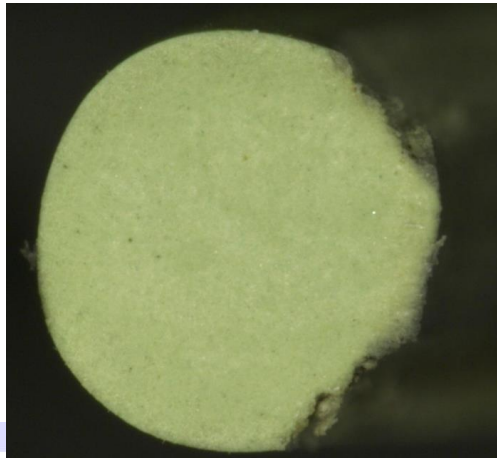
**Abb. 9** : Durch Spaltextrusion geschädigter O-Ring (NBR 70 Sh A bei einem Spalt von 0,2mm und einem Druck von 200 bar) im Querschnitt: Untypisch stark ausgeprägt infolge einer scharfen Nutkante



**Abb. 10:** Draufsicht auf einen durch Spaltextrusion geschädigten O-Ring, Abschnitt aus Abb. 9



**Abb. 11:** Beschädigung eines O-Rings durch eine scharfkantige Nut und dynamische Druckbelastungen, dies führte zu einem Verdrehen des O-Rings in sich

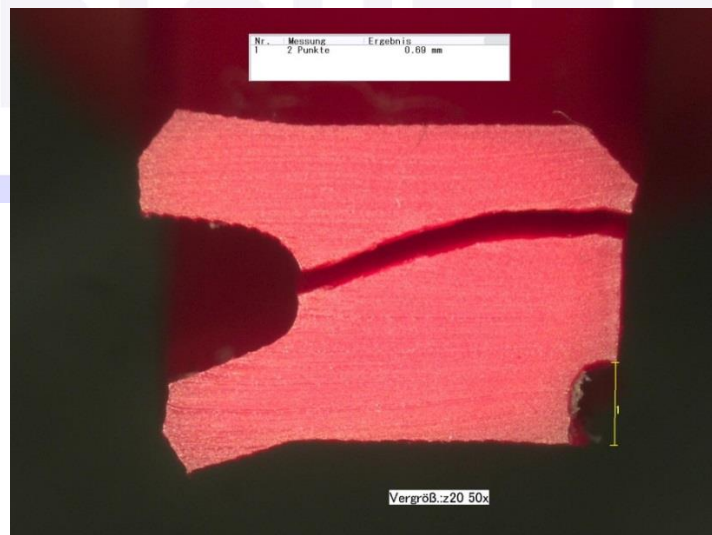


**Abb. 12:** Beschädigung eines dynamisch eingesetzten O-Rings an den Nutkanten durch hohe Losbrechkräfte

### 3.1.3 Schäden ausgelöst durch Probleme mit dem Dichtungswerkstoff



**Abb. 13:** Beschädigung einer Thermoplastischen Polyurethandichtung am Dichtspalt nach starker chemischer Einwirkung und daraus resultierendem Festigkeitsabfall.



**Abb. 14:** Beschädigung am Dichtspalt einer Hydraulikdichtung und anschließender Durchriss infolge Hydrolyse

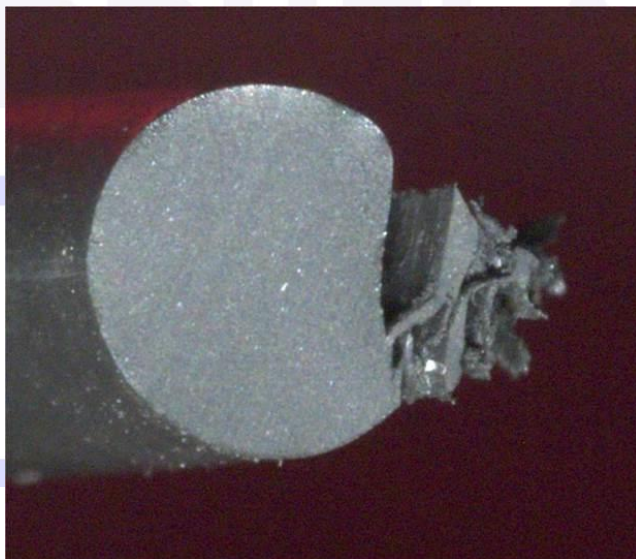
### 3.2 Auswirkungen des Schadens

Dieses Schadensbild entwickelt sich nicht schlagartig, sondern über einen längeren Zeitraum und führt dann bei immer stärker werdender Ausprägung des Schadensbildes zum Ausfall der Dichtung.

„Als Folgeschäden bei bewegten Abdichtungen treten übermäßiger Abtragverschleiß und Strömungserosion auf. Nachdem Dichtungswerkstoff durch das Extrudieren ausgebröckelt ist, wird durch den Betriebsdruck, der sich auch in der Dichtung fortpflanzt, neues Material in die entstandenen Hohlräume gepreßt. Die resultierenden Zugkräfte überlagern sich mit Reibkräften und es kommt zum Verschleiß. Dadurch wiederum wird die Strömungserosion ermöglicht.“<sup>21</sup>

### 3.3 Abgrenzung zu ähnlichen Schadensbildern

Nicht immer eindeutig abgegrenzt werden kann das Schadensbild Spaltextrusion (= physikalische betriebsbedingte Überbeanspruchung) zum Schadensbild des Montagefehlers (siehe **Abb. 15** und **16**: Fehllage der Dichtung bei der Montage und daraus resultierende Abquetschung). Im Zweifelsfall muss die Breite der Abschälung mit dem theoretisch maximalen Spaltmaß des Einbauraums überprüft werden. Die Abschälungen durch eine Fehlmontage sind in der Regel wesentlich dicker als das maximale Spaltmaß. Auch sind Schädigungen durch Spaltextrusion unterhalb von 50 bar Druck eher unwahrscheinlich.



**Abb. 15:** Schaden an einem O-Ring durch einen Montagefehler

<sup>21</sup> SCHRADER, Klaus: Hydraulik-Dichtungen Teil II: Schadensbilder, -ursachen, -vermeidung in o+p Ölhydraulik und Pneumatik, Heft 5, Band 26, 1982, S. 358 und 361



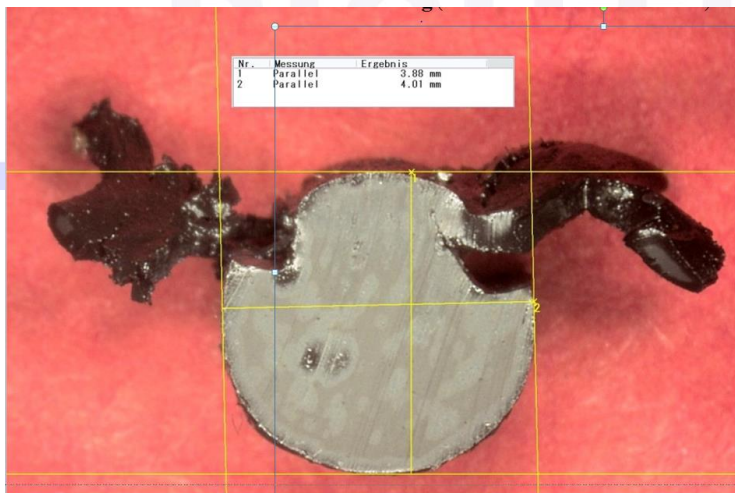
**Abb. 16:** Schaden durch einen Montagefehler (Abquetschung)

Auch kann das Schadensbild der Spaltextrusion mit der Schädigung durch expandierende Luft verwechselt werden (siehe **Abb. 17**). Allerdings tritt dieses Schadensbild im Vergleich zur Spaltextrusion immer auf der Druckseite und nicht auf der druckabgewandten Seite auf.



**Abb. 17:** Schadensbild Luft im Hydrauliköl, die Schädigung findet sich im Gegensatz zur Spaltextrusion auf der Druckseite.

Bei dem, einer Spaltextrusion, ähnlich aussehenden Schaden einer Nutüberfüllung (siehe **Abb. 18**) befindet sich zwar Material auch außerhalb des Querschnittes. Bei Nutüberfüllungen sind aber beidseitige Materialaustriebe charakteristisch.



**Abb. 18 :** Querschnitt eines durch Nutüberfüllung zerstörten O-Rings: Durch die Inkompressibilität von Gummiwerkstoffen entstehen sehr hohe Reaktionskräfte, typisch für diesen Schaden sind die beidseitigen Materialaustriebe



## 4. Präventionsmaßnahmen

Die wichtigste Voraussetzung zur Schadensprävention ist die Kenntnis dieses Schadensmechanismus und seiner Ursachen. Das Schadensbild Spaltextrusion ist v.a. ein Dichtungsauslegungsproblem, weshalb nicht oft genug betont werden kann, dass die Schulung von Konstrukteuren mit Elastomerefachwissen sehr zu empfehlen ist.

Wenn es die Möglichkeit der Auswahl aus verschiedenen, in ihren Werkstoffeigenschaften vergleichbaren, Dichtungswerkstoffen gibt, so ist dem Compound mit größerer Härte, höherem Modul und höherer Festigkeit der Vorzug zu geben.

In Sonderfällen werden Mehrkomponentendichtungen eingesetzt, die entweder aus einem Elastomer-Gewebe-Mix bestehen oder bei denen nur kritische Bereiche mit Gewebe armiert werden, um sie so beständiger gegen Spalteinwanderung zu machen.<sup>22</sup>

Ist die Gummi-Werkstoffseite bereits voll ausgereizt, bleiben nur noch konstruktive Änderungen. Durch den Einsatz von extrusionfesten Stützringen kann dieses Schadensbild in statischen Anwendungen, aber auch bei langsamen translatorischen bzw. rotierenden Bewegungen verhindert werden. Stützringe besitzen meist einen rechteckigen Querschnitt, sie sind als geschlossene bzw. geteilte Ringe auf dem Markt und werden auf der druckabgewandten Seite der Dichtung montiert. Sie bestehen in der Regel aus einem thermoplastischen Kunststoff, aus glasfaserverstärktem PTFE (Teflon®) oder auch aus harten Elastomeren. PTFE zeichnet sich durch seine guten Gleiteigenschaften und seine fast universelle chemische und hohe thermische Beständigkeit aus. Heute wird meist biaxiales, stabilisiertes PTFE verwendet, das mechanisch so behandelt wurde, dass es gegen Kriechen, Relaxation und Extrusion weniger anfällig ist.<sup>23</sup> Stützringe lassen sich problemlos in hoher Präzision fertigen, damit der kritische Spalt sicher abgedeckt werden kann. „Bei niederen und mittleren Drücken erlauben die guten Gleiteigenschaften des PTFE gröbere Bearbeitungstoleranzen und Rauhtiefen, da die abgeriebenen PTFE-Partikel des Stützrings die Oberflächenrauigkeit praktisch egalisieren und einen Schmierfilm auf der Metalloberfläche zurücklassen.“<sup>24</sup>

Durch den Einsatz von gefüllten PTFE Stützringen, die nicht zum Kaltfluss neigen, können hohe Drücke sicher abgedichtet werden: „...bei ruhenden Maschinenteilen 400 bar Druck und Spaltweiten bis 0,3mm, (...) desgl. bei axial bewegten Teilen und Drücken bis 250 bar.“<sup>25</sup>

In manchen Fällen kann die Dichtungsposition verlegt werden, so dass die Dichtung weniger Temperatur ausgesetzt ist. Wo möglich sind statische axiale Abdichtungen radialen vorzuziehen, da bei der axialen Abdichtung ein Extrusionsspalt entfällt bzw. stark begrenzt werden kann. Desweiteren kann ein Reduzieren der Kantenradien auf 0,1 - 0,05 mm einer Spaltextrusion vorbeugen.

<sup>22</sup> KOHLER GmbH: Hydraulikdichtungen, Dezember 2013, S.9, Onlineveröffentlichung: <https://www.kohler.de/service/Prospekte/Hydraulik-Dichtungen.pdf> (Webseite aufgerufen am 15.03.2019)

<sup>23</sup> FLITNEY, R.: Seals and Sealing Handbook, Butterworth Heinemann / Elsevier, Oxford, 2014, S. 81

<sup>24</sup> PESCHK, G.: O-Ringe oder Rundschnurdichtringe in: SCHMITT, Wilhelm: Kunststoffe und Elastomere in der Dichtungstechnik, Verlag W. Kohlhammer, Stuttgart, 1987, S. 237

<sup>25</sup> Ebd., S. 237f.

## 5. Praxistipps (Prüfmöglichkeiten / Normempfehlungen)

Da dieses Schadensbild durch eine Kombination mehrerer Ursachen ausgelöst wird und oft erst nach einer hohen Anzahl von Belastungszyklen auftritt, ist eine Abschätzung im Vorfeld schwierig. Deswegen empfiehlt sich die Prüfung von Dichtungen auf möglichst praxisnahen Prüfständen und eine gründliche Analyse von Rückläufern aus Feldversuchen. Ein ganz pragmatischer Ansatz ist es, soweit wie möglich in kritischen Anwendungen thermoplastische Polyurethan O-Ringe, Formdichtringe bzw. Kolben- und Stangendichtelemente zu verwenden. Das hat darüber hinaus den Vorteil, dass diese auch spanend hergestellt werden können und dadurch kurzfristig verfügbar sind.

In der ISO 3601-4<sup>26</sup> findet der Konstrukteur hilfreiche Hinweise zur Auslegung von Stützringen, jedoch keine Informationen, wann diese einzusetzen sind.

Natürlich gibt es heutzutage auch die Möglichkeit die Spaltextrusion mit FEM-Systemen rechnerisch vorherzusagen. Die Aussagekraft hängt aber stark von den passenden Materialmodellen und Annahmen bzgl. der tatsächlichen Dichtungsreibung ab. Praktische Versuche wird die numerische Simulation gerade in neuartigen Anwendungen wohl auf absehbare Zeit nicht gänzlich ersetzen können.

## 6. Sonstiges

Dieser Artikel erscheint in einer Kurzfassung in der Zeitschrift DICHT!, Ausgabe 02/2019.

Link zu den Digitalausgaben dieser Zeitschrift:

<https://dichtdigital.isgatec.com/de/profiles/1d1042c9c353/editions>

<sup>26</sup> ISO 3601-4: 2008-06 Fluid power systems- O-rings- Part 4: Anti-extrusion rings (back-up rings)