

# 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: 01/2020

## **Spiralrisse an O-Ringen– „Verdrehte Dichtungswelt“**

Autoren:

Dipl.-Ing. Bernhard Richter,

Dipl.-Ing. (FH) Ulrich Blobner

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

Von den vier Hauptschadensmechanismen wird der Schaden durch „Spiralrisse“ der 3. Hauptgruppe zugerechnet:

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

Die 3. Hauptgruppe lässt sich in drei Untergruppen aufteilen: Montagefehler, falscher Einbau- raum und physikalische Überbeanspruchung durch die Betriebsbedingungen. Spiralrisse kön- nen verschiedenen Untergruppen zugeordnet werden, da sie durch viele unterschiedliche Ur- sachen ausgelöst werden können.

Spiralrisse sind eine Sonderform von Ermüdungsrissen, die nur an O-Ringen wegen ihrer ge- ometriebedingten geringen Widerstandsfähigkeit gegen Torsionsbeanspruchung auftreten. Deswegen können sie auch der 2. Hauptschadensgruppe (Temperatur/Alterung) zugeordnet werden.

## 2. Fachliches Hintergrundwissen zum Schadensbild

Werden O-Ringe wiederkehrend bzw. zyklisch in sich verdreht, also leicht verdrillt, können sie dadurch spiralförmige Markierungen oder Einschnitte/-risse bekommen. Sie sind meist in einem 45° Winkel und spiralförmig umlaufend am O-Ring sichtbar. Diese Einrisse allein können bereits eine Leckage verursachen oder sich mit zunehmender Beanspruchung zu einem kompletten Durchriss fortpflanzen.

### 2.1 Spiralarisse in dynamischen Anwendungen

(engl.: *Spiral failure, Spiral damage, Spiralling, Twisted O-rings, Spiral cuts*)

Spiralarisse kommen hauptsächlich in dynamischen Anwendungen vor. Sie entstehen, wenn es bei Axialbewegungen auf Grund vieler möglicher Ursachen zu stark unterschiedlichen Drehwinkeln / Verdrillungen – über den Umfang des O-Ringes verteilt – kommt.

In der Anfangszeit des O-Rings wurde ein vollständiges Abrollen bei translatorischen Bewegungen sogar gewünscht. Im wohl ältesten Patent<sup>1</sup> einer dynamischen O-Ring Anwendung (1848) erhoffte sich der Erfinder Alonzo B. Woodcock dadurch bei Kolbenbewegungen Dichtungsverschleiß zu verringern und Schmierung vermeiden zu können. Seinen Durchbruch in dynamischen Anwendungen erreichte der O-Ring allerdings erst in den 1930er Jahren durch die Untersuchungen von Niels Christensen. In seinem O-Ring Patent von 1939<sup>2</sup> fordert er explizit, und das war der entscheidende Patentanspruch, dass sich der O-Ring nicht mehr als 180° drehen darf.

Idealerweise sollte es heutzutage bei dynamischen Anwendungen zu so wenigen Rollbewegungen des O-Rings wie möglich kommen. „In einem richtig konstruierten System gleitet der O-Ring während des gesamten Hubs bis auf einen kleinen Bruchteil jedes hin- und hergehenden Hubes. Die Dichtung rollt oder verdreht sich normalerweise aus mehreren Gründen nicht. Erstens erzeugt der hydraulische Druck [der Betriebsflüssigkeit] eine größere Haltekraft gegenüber der größeren Oberfläche der statischen Komponenten als er dies gegenüber den Gleitflächen tut. O-Ringe verdrehen sich ebenso nicht, weil die Gleitreibung geringer ist als die Losbrechreibung, so dass sich die O-Ringe, sobald die Bewegung beginnt, relativ leicht bewegen.“<sup>3</sup> Ist ein O-Ring ausreichend stabil dimensioniert, „neigt die Torsionsfestigkeit des O-Rings dazu, Verdrehungen zu widerstehen, und die glattere Oberfläche der Gleitfläche im Vergleich zur Oberflächenbeschaffenheit der Nut erzeugt weniger Reibung.“<sup>4</sup>

Das Auftreten unterschiedlicher Drehwinkel über den O-Ring Umfang kann durch viele Faktoren<sup>5</sup> bzw. auch durch eine Kombination von ihnen ausgelöst werden.

<sup>1</sup> GB-Patent No. 12,253 vom 22. Februar 1848, Erfinder: Alonzo B. Woodcock: Steam Engines, and Apparatus for Raising and Forcing Water, &c.

<sup>2</sup> US-Patent No. 2,180,795 vom 21. November 1939, Erfinder: Niels Christensen: Packing, S.3

<sup>3</sup> Parker Hannifin Corp., O-Ring Division, Lexington, Ky., englische Onlineinformation: Handbook guides O-ring design: O-rings are stationary against gland surfaces and slide against shaft surfaces., March 23, 2000, Webseite abgerufen am 23.11.2019: <https://www.machinedesign.com/archive/handbook-guides-o-ring-design>

<sup>4</sup> Ebd.

<sup>5</sup> Vgl. Parker Hannifin GmbH & Co. KG (Hrsg.): O-Ring Handbuch, Pleidelsheim, November 2005, S. 170, <https://www.tss.trelleborg.com/en/inthegroove/products-and-solutions/technical-support>, <https://www.prepol.com/solutions/why-do-o-rings-fail-a-brief-guide-to-o-ring-failure-modes>, <https://promo.parker.com/promotionsite/oring-ehandbook/us/en/ehome/Spiral-Failure>, <https://www.hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/Seals/Article/False/6504/TechZone-Seals> u.v.m.

### 2.1.1 Dichtungsauslegung

(O-Ring Abmessungen, Verpressung, installierte Innendurchmesser-  
aufweitung, Durchmesserspiel / Exzentrizität, Oberflächengüte)

In dynamischen Anwendungen ist bei der Auslegung auf ein günstiges Schnurstärken-/ Innendurchmesser Verhältnis zu achten. Je größer dieses Verhältnis ist, umso widerstandsfähiger ist der O-Ring gegen Verdrehen.

Wird ein O-Ring unterschiedlich über seinen Umfang verpresst, kommt es bei Hubbewegungen eines Kolbens in Bereichen mit geringerer Verpressung zu einem Gleiten, während es in Bereichen mit höherer Verpressung zu einem Abrollen des O-Rings kommt. Dadurch entstehen Torsionsbeanspruchungen des O-Ring Querschnittes. Bei Kurzhub-Beanspruchungen ist es eher die hohe Zykluszahl an Lastwechseln, die zum Ausfall führt, bei Langhubbewegungen dagegen der hohe Verdrehwinkel, d.h. die hohen auftretenden Torsionsspannungen. Eine besonders hohe Bedeutung bei der Auslegung hat das Durchmesserspiel. Folgt man hier den Empfehlungen der ISO 3601-2<sup>6</sup> (H8 / f7) kann man das Risiko minimieren. Größere Durchmesserspiele können über Exzentrizitäten zu ungleichmäßigen Verpressungen über den Umfang führen und damit das Risiko für Spiralarisse unter dynamischer Beanspruchung bedeutend erhöhen. Zusätzlich soll die Exzentrizität des Nuteinstichs zum Kolben bzw. Bohrungsdurchmesser minimiert werden. Die ISO 3601-2 fordert darüber hinaus für dynamische Anwendungen eine maximale installierte Innendurchmesserdehnung von 5%, was bei Kurzhub-Beanspruchung mit einem Axialhub, der kleiner als 20% der Schnurstärke beträgt, den Abrieb weitgehend vermeidet, weil der O-Ring nie in das Gleiten übergeht – aber dafür das Risiko für Spiralarisse erhöht. Bei deutlich längeren Hubbewegungen dagegen kann eine deutlich höhere installierte Innendurchmesseraufweitung (bis 15%) von Vorteil sein, weil dadurch der Widerstand des O-Rings gegen Verdrehung zunimmt. Damit kommt der Auslegung insbesondere bezüglich Durchmesserspiel und installierter Innendurchmesserdehnung eine besondere Bedeutung zu. Erfahrungsgemäß treten Spiralarisse viel häufiger bei eher kurzen Hüben (Axialhub ist kleiner als die Schnurstärke) als bei langen Hüben auf. Bezüglich Oberflächenausführung der Dichtflächen sollten die eher hohen Anforderungen der ISO 3601-2 umgesetzt werden, da eine gute Oberflächenausführung auch die Schmierung verbessert bzw. den Bereich der Mischreibung auf ein Minimum reduziert.

### 2.1.2 Gleiteigenschaften bzw. Beschichtung der Dichtung, Schmierung

Fehlende, unzureichende oder nur teilweise vorhandene Schmierung führt zu stick-/slip-Effekten über den Umfang des O-Rings, wodurch eine Torsionsbeanspruchung entsteht. Durch die Verwendung von, mit dem jeweiligen Elastomer verträglichen, Schmierstoffen, kann eine hydrodynamische Gleitreibung erzielt werden. Dadurch wird ein Abrollen des O-Rings vermieden. Da der Schmierstoff mit der Zeit vom O-Ring absorbiert und/oder seitlich ausgepresst wird, ist eine Initialschmierung meist nur von begrenzter Wirkung. Mit entsprechend beschichteten O-Ringen kann dieser Effekt eingeschränkt werden.

<sup>6</sup> Siehe ISO 3601-2: Fluid power systems- O-rings- Part 2: Housing dimensions for general applications, Ausgabe 2016-07

### 2.1.3 Zu langsame Kolbenbewegungen

Sind Kolbengeschwindigkeiten sehr langsam ( $< 0,005 \text{ m/s}$ ) verursacht dies relativ häufig ein Verdrehen des O-Rings. „Bei dieser langsamen Geschwindigkeit scheint es, dass die Gleit- oder Lauffreibung der Dichtung hoch ist und vergleichbar mit der Losbrechreibung ist. Extremes Verdrehen tritt bei niedriger oder beidseitiger Druckbeanspruchung auf, wie bspw. bei hydraulischen Speichern bei relativ wenigen (ca. 200) Zyklen bei einer Temperatur über  $40^\circ\text{C}$ . O-Ring-Dichtungen werden daher nicht für Geschwindigkeiten unter  $0,005 \text{ m/s}$  empfohlen, wenn die Druckdifferenzen unter ca. 28 bar liegen. Das Auftreten von Spiralfissen ist wahrscheinlich, wenn der Systemdruck durch kleine Ventilleckagen langsam abnimmt und der abgedichtete Kolben sich langsam durch den Zylinder bewegt.“<sup>7</sup> Hinzu kommt, dass durch die niedrigen Geschwindigkeiten der Schmierfilm weggeschoben werden kann und dadurch seine Gleitfunktion verliert.<sup>8</sup>

### 2.1.4 Dichtungswerkstoff

In kritischen Anwendungen empfehlen sich Dichtungswerkstoffe mit einem hohen Torsions- und Weiterreißwiderstand. Es muss immer wieder betont werden, dass die Härte eines Gumiwerkstoffes keine ausreichende Aussage über die Steifheit eines Materials bietet. „Zwar sagen sowohl die Härte als auch das Zug-Dehnungsdiagramm 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 (...), 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  $\pm 5$  Härtepunkten bei der Shore A-Messung bereits einer Streubreite von ca. 15- 20% in der Steifheit entsprechen“<sup>9</sup>, bei harten Werkstoffen ( $>80$  Shore A) sogar noch deutlich mehr. Durch das Verstehen dieser Zusammenhänge wird einem Anwender schnell klar, dass er in kritischen Anwendungen (z.B. Gefahr der Spaltextrusion oder von Spiralfissen) dies nicht über eine vorgeschriebene Härteangabe eindeutig definieren kann.

Damit bleibt entweder der pragmatische Ansatz, prinzipiell eine Vorzugshärte vorzugeben und Rezepturen einzeln auf dem Versuchstand mit dynamischen Zyklustests freizufahren und so die tatsächliche Resistenz gegen Spiralfisse aus einem Zusammenwirken der Steifigkeit und dem Widerstand gegen Rissfortpflanzung zu testen. Oder man gibt die physikalischen Grundeigenschaften eines Werkstoffes genau vor (Festigkeit, Spannungswert bei 50% und 100% Dehnung und Weiterreißwiderstand), der erfolgreich im Versuch freigegeben wurde.

<sup>7</sup> Parker Hannifin Corp., O-Ring Division, Lexington, Ky., englische Onlineinformation: Handbook guides O-ring design: O-rings are stationary against gland surfaces and slide against shaft surfaces., March 23, 2000, Webseite abgerufen am 23.11.2019: <https://www.machinedesign.com/archive/handbook-guides-o-ring-design>

<sup>8</sup> Vgl. Parker Hannifin GmbH & Co. KG (Hrsg.): O-Ring Handbuch, Pleidelsheim, November 2005, S. 170

<sup>9</sup> Freie Wiedergabe des englischen Originals durch U. Blobner: SMITH, L.P: The Language of Rubber, Oxford, 1993, S.13

## 2.2 Spiralarisse in statischen Anwendungen

In statischen Anwendungen sind Spiralarisse eher selten. Sie werden meist durch starke und häufige Druckpulsationen ausgelöst. Dafür sind in der Regel weitere negative Vorbedingungen notwendig. Beispielsweise kann ein O-Ring bereits durch die Montage verdrillt worden sein, z.B. „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.“<sup>10</sup> Ein so verdrillter O-Ring steht dann im verbauten Zustand unter einer starken Torsionsspannung, die schließlich durch Druckpulsationen zum Versagen der Dichtung führen kann.

Generell sollte eine Dichtung über ihre ganze Länge einem ähnlichen definierten Spannungszustand ausgesetzt sein. Wird ein O-Ring bei der Montage fälschlicherweise an einer Stelle eingeklemmt, kann dies ein Verdrillen begünstigen, da die Dichtung an einer Stelle quasi „festgehalten“ wird und nicht mehr frei beweglich ist.

Durch das Verdrillen von O-Ringen können sich auch die Abmessungen eines O-Rings ändern. „Auch unbeschädigt verdrillte O-Ringe können durch lokale Verringerung des Schnurdurchmessers undicht werden.“<sup>11</sup>

## 3. Schadensbild

### 3.1 Beschreibung des Schadensbildes und problematischer Bereiche

Im eher selten anzutreffenden ausgeprägten Endstadium ist dieses Schadensbild meist schon von einem Laien mit bloßem Auge zu erkennen. Blickt man von der Seite auf eine liegende geschädigte Dichtung, kann man die Einschnitte bzw. Risse in einem Winkel von ca. 45° (**Abb. 1 bis 3**) gut erkennen. Diese Risse pflanzen sich spiralförmig umlaufend über die Oberfläche des O-Rings fort.

In den meisten anderen Fällen, wenn dieses Schadensbild im Anfangsstadium (**Abb. 5**) bzw. mit anderen Schadensmechanismen kombiniert ist, ist mehr Expertise und Erfahrung notwendig (**Abb. 4 und 6**).



**Abb. 1:** Umlaufende Spiralarisse an einem O-Ring: Gut erkennbar ist der typische 45°-Winkel. Ein geringes Verhältnis Schnurstärke zu Innendurchmesser begünstigt die Bildung von Spiralarissen.

<sup>10</sup> NAU, Bernard und MÜLLER, Heinz: [www.fachwissen-dichtungstechnik.de](http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de) (Onlinepublikation, Webseite abgerufen am 23.11.2019), Kapitel 3: O-Ring: Theorie und Praxis, S. 9

<sup>11</sup> Ebd., S. 9

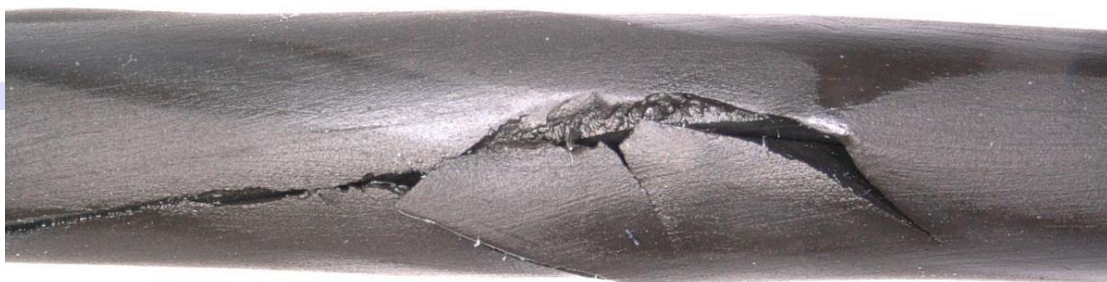


Vergrößerung: X20,0  
Neigungswinkel: 0 Grad

**Abb. 2:** Spiralliss an einem O-Ring im fortgeschrittenen Stadium, bei weiterer Belastung käme es bald zu einem vollständigen Durchriss der Dichtung



**Abb. 3:** O-Ring Spirallisse im fortgeschrittenen Stadium



**Abb. 4:** Spiralliss an einem O-Ring im fortgeschrittenen Stadium – kurz vor dem Durchriss



**Abb. 5:** O-Ring mit leichten spiralförmigen Markierungen, siehe Pfeilmarkierung (= Anfangsstadium eines Spiralarisses)



**Abb. 6:** Bruchfläche eines durch Spiralarisse ausgefallenen O-Rings. Gut erkennbar ist die erfolgte Torsionsbeanspruchung des Querschnittes

### 3.2 Auswirkungen des Schadens

Kommt es nur zu einer Verdrillung des O-Rings und zu keinem Durchriss, kann über lange Zeit der Schaden nicht bemerkt werden bzw. es treten durch die Verdrillung und/oder durch kleine Anrisse nur minimale Leckagen auf.

Kommt es in der Folge zu einem Spiralariss, also zu einer starken Schadensausprägung bis zum Durchriss hat der Anwender es mit einem sehr plötzlichen Dichtungsausfall zu tun, der in der Regel zu einem Totalversagen des Dichtsystems führt.

### 3.3 Abgrenzung zu ähnlichen Schadensbildern

Spiralarisse können auf den ersten Blick Rissen ähneln, die durch Vulkanisationsfehler entstanden sind. Letztere weisen aber eher einen parabelförmigen Rissverlauf auf, der symmetrisch zur Formtrennebene ist und meist nur an einer Stelle des O-Rings zu finden ist, während Spiralarisse um den O-Ring spiralförmig herumlaufen.



**Abb. 7:** Riss aufgrund eines Vulkanisationsfehlers, erkennbar am parabelförmigen Rissverlauf symmetrisch zur Formtrenneben

Ozonrisse sind ebenso spannungsinduzierte Risse und können auch nur lokal begrenzt an einem betroffenen O-Ring auftreten. In der Regel verlaufen sie an O-Ringen aber radial, das heißt in einem Winkel von  $90^\circ$  zur Umfangstangente und nicht in einem Winkel von  $45^\circ$  wie der Spiralariss.



**Abb. 7:** Typische Ozonrisse an einem O-Ring (radialer Verlauf in einem Winkel von  $90^\circ$  zur Umfangstangente)

Wird ein O-Ring lange überhitzt wird, kann er zahlreiche Risse aufweisen, jedoch sind diese nicht so regelmäßig, wie Spiralarisse und auch nicht im  $45^\circ$ -Winkel angeordnet. Zudem ist der O-Ring signifikant verhärtet, was bei Spiralarissen nicht der Fall ist.



**Abb. 8:** Versprödeter NBR O-Ring zeigt beim Biegen Risse (umlaufenden Riefen sind ein Abdruck der Gegenfläche) Abgrenzung zu Ozonrissen: Verhärtung rissiger Zonen. Bei Ozon- oder Ermüdungsrisse sind Risse in der noch elastischen Elastomermatrix.



## 4. Präventionsmaßnahmen

„Da das Schadensbild des Spiral[durch]risses meist zu einem plötzlichen Totalausfall des Dichtsystems führen kann, sollte dies bereits in der Auslegungs- und Auswahlphase in Betracht gezogen werden.“<sup>12</sup>

Es gibt eine Unzahl von Präventionsmaßnahmen. Um nicht an zu vielen Stellschrauben zu drehen und unnötige Kosten zu verursachen, empfiehlt es sich nach einem Schadensfall mit Spiralarissen eine fundierte Schadensanalyse durchzuführen. Erst wenn die Ursache(n) klar erkannt ist/sind, lassen sich sinnvolle Abstellmaßnahmen ergreifen.

Die Präventionsmaßnahmen können in zwei Gruppen unterteilt werden: Maßnahmen unter Beibehaltung des O-Rings als Dichtungsform und Präventionsmaßnahmen durch Auswahl verdrillungsresistenter Dichtungsgeometrien

### 4.1 Präventionsmaßnahmen gegen Spiralarisse bei einem O-Ring Dichtsystem<sup>13</sup>

Wird sowohl bei O-Ringen als auch bei den sie umgebenden Bauteilen eine große Exzentrizität oder Unrundheit (v.a. Zylinderbohrungen überprüfen!<sup>14</sup>) festgestellt, so sollte diese verringert werden. Ebenso hilfreich ist eine Verbesserung der Oberflächengüten, der Schmierverhältnisse, eine Reduktion der O-Ring Verpressung (jedoch 10% Mindestverpressung einhalten!), eine Verringerung des Durchmesserspiels und/oder die Verwendung von härteren, torsionssteiferen O-Ring Werkstoffen. Allein schon durch eine Vergrößerung der Schnurstärken bekommt der O-Ring einen höheren Torsionswiderstand. Durch ein Erhöhen der Losbrechgeschwindigkeit wird ein Abstreifen des Öls vermieden. Schließlich sollte auch ein seitlicher Kraftangriff auf die Dichtung vermieden werden, sofern das Durchmesserspiel deutlich über den Empfehlungen nach ISO 3601-2 (H8/f7) liegt.

### 4.2 Präventionsmaßnahmen gegen Spiralarisse durch Auswahl eines alternativen Dichtsystems

Die Anwendung von O-Ringen begann ihren Siegeszug in Hydrauliksystemen der Luftfahrtindustrie während des 2. Weltkrieges. Die anfänglichen Erfahrungen mit O-Ringen waren ziemlich zufriedenstellend. Es traten aber zwei Schadensbilder auf, die erst über die folgenden Jahrzehnte erforscht werden mussten: Spaltextrusion und Spiralarisse<sup>15</sup>.

Beide Probleme sind heutzutage durch Stützringe und verdrillungsstabile Dichtungsgeometrien gelöst. Sehr verdrillungsstabil sind bspw. R- (Rechteck-) oder X- (Quad<sup>®</sup>-)Ringe, aber auch D (Delta-)-Ringe<sup>16</sup>.

<sup>12</sup> FLITNEY, R.: Seals and Sealing Handbook, Butterworth Heinemann / Elsevier, Oxford, ©2014, S. 292

<sup>13</sup> Nach: Parker Hannifin GmbH & Co. KG (Hrsg.): O-Ring Handbuch, Pleidelsheim, November 2005, S. 170f.

<sup>14</sup> Parker Hannifin, O-Ring & Engineered Seals: O-Ring ehandbook, Onlineinformation (Webseite abgerufen am 25.11.2019): <https://promo.parker.com/promotionsite/oring-ehandbook/us/en/ehome/Spiral-Failure>

<sup>15</sup> Vgl. McCuiston, T., Clark, F., Clark, R., and Cheyney, L.: Research on Aircraft Hydraulic Packings, SAE Technical Paper 480191, Vol. 2, No. 2, April 1948, S. 227

<sup>16</sup> Ein Beispiel für D-Dichtungen mit niedrigem Reibungswiderstand: Parker Hannifin Corporation, Lexington KY (Hrsg.): Low-Drag D-Rings Engineered Solutions Issue 16, Onlineveröffentlichung: <https://www.parker.com/Literature/O-Ring%20Division%20Literature/Engineered%20Solutions%2016%20-%20Low-Drag%20D-Rings.pdf> (Webseite abgerufen am 25.11.2019)

Sogenannte T-Ringe<sup>17</sup> sind eine Kombination aus einem Elastomerring und zwei Stützringen. Sie sind so miteinander kombiniert, dass Spirallisse und Spaltextrusion bei richtiger Anwendung nicht auftreten können. Aus Kosten- und Montagegründen findet man diese Dichtungen überwiegend in Luftfahrt-Anwendungen.

Es gibt auch moderne Weiterentwicklungen dieser Dichtungsformen. Beispielsweise wurde für eine Anwendung in der Halbleiterindustrie eine D-Dichtung mit Haltenoppen modifiziert. Diese Spezialdichtung ersetzt einen O-Ring in einer Trapeznut. Eine Dichtfläche dieses O-Rings war eine sich häufig öffnende Klappe, so dass es auf Grund der teilweisen Haftung des O-Rings an dieser Klappe zu einem Verdrillen des O-Rings in der Trapeznut kam. Durch die ebene Fußfläche der D-Dichtung ist ein Verdrillen nicht mehr möglich und durch die Haltenoppen kann diese modifizierte D-Dichtung nicht durch die Haftung der sich öffnenden Klappe aus der Trapeznut herausgezogen werden.<sup>18</sup>

## 5. Praxistipps (Prüfmöglichkeiten / Normempfehlungen)

Im informativen Anhang der ISO 3601-2<sup>19</sup> (in den Tabellen B.1 und B.2) werden in Abhängigkeit des Innendurchmessers Schnurstärken für die O-Ring Auslegung empfohlen. Diese Schnurstärken sollten nicht unterschritten werden, höhere Schnurstärken als empfohlen können dagegen das Risiko gegen Spirallisse weiter reduzieren, brauchen aber dann mehr Einbauraum. Daher wird insbesondere bei einer hohen Anzahl zyklischer Kurzhubbewegungen (> 10<sup>5</sup>) empfohlen, Rechteckringe einzusetzen.

## 6. Sonstiges

Dieser Artikel erscheint in einer Kurzfassung in der Zeitschrift DICHT!, Ausgabe 01/2020.

Link zu den Digitalausgaben dieser Zeitschrift:

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

<sup>17</sup> Ein Beispiel für T-Dichtungen: Parker Hannifin Corporation, Cleveland OH (Hrsg.): Industrial Piston and Rod T-Seals, Catalog PPD-3001A/USA, Onlineveröffentlichung (Webseite abgerufen am 25.11.2019): <https://www.parker.com/parkerimages/packing/cat/english/3001b.old>, S.1f.

<sup>18</sup> REIS, Nathaniel: Semiconductor Fab Processes Benefit From Retention Ribbed EZ-Lok Seals, Parker O-Ring & Engineered Seals Division, Onlineinformation (Webseite abgerufen am 07.01.2020): <http://blog.parker.com/semiconductor-fab-processes-benefit-from-retention-ribbed-ez-lok-seals>

<sup>19</sup> Vgl. ISO 3601-2: Fluid power systems- O-rings- Part 2: Housing dimensions for general applications, Ausgabe 2016-07