

# Der Einfluß der Einbauverhältnisse auf das Dichtverhalten von Metall-O-Ringdichtungen aus Stahl

Peter Selke, Joachim Kühnrich

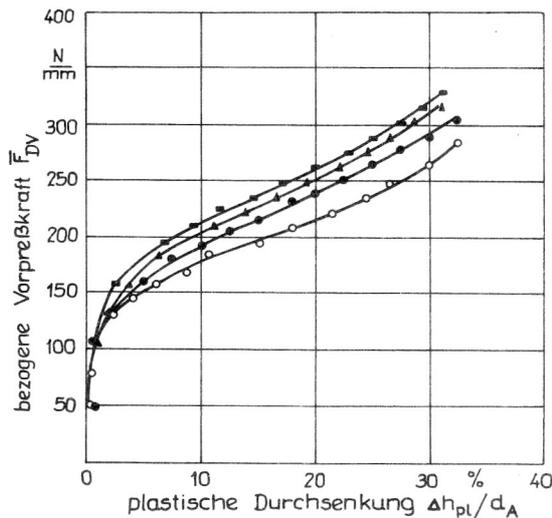
## 0. Einleitung

Die Anwendung der seit Mitte der sechziger Jahre bekannten O-Ringdichtung für den Chemieanlagenbau und die Erstellung von Dichtungskennwerten, die aus zahlreichen Versuchen gewonnen wurden, waren schon Gegenstand von Veröffentlichungen der Verfasser [1], [2].

Im vorliegenden Beitrag wird der Einfluß des Ring/Rohr-Verhältnisses  $D/d$  sowie der Einbautoleranzen anhand zahlreicher Versuchsergebnisse vorgestellt.

## 1. Der Einfluß des O-Ringdurchmessers

Der versteifende Einfluß des O-Ringdurchmessers ist vom Ring/Rohr-Verhältnis  $D/d$  abhängig; d. h., die Übertragbarkeit der an geraden Rohrstücken gewonnenen Ergebnisse [1] ist nur mit Einschränkungen möglich. Es zeigt sich aber, wie Bild 1 verdeutlicht, daß auch bei kleinen Verhältnissen ( $D_A/d_A \approx \infty$ ) viel geringer ist, als dies durch Verfestigungseinflüsse z. B. der Fall ist (siehe dazu [2]). Bei vorsichtiger Extrapolation der Werte, die aus Versuchen mit O-Ringen aus der gleichen Charge, gemeinsam wärmebehandelt, entstanden sind, läßt sich als Grenze für das Ausschließen versteifender Ringwirkungen ein Verhältnis  $D_A/d_A \approx 90$  für den untersuchten Rohrquerschnitt annehmen.



**Bild 1**  
Einfluß des O-Ringdurchmessers auf die Vorpreßkraft [3]  
(Werkstoff X8CrNiTi18.10AS)

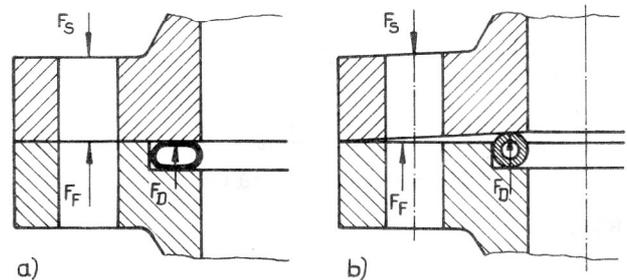
- O-Ring 6x1x180
- ▲ O-Ring 6x1x270
- O-Ring 6x1x360
- Rohr 6x1

Der Einfluß des Ringdurchmessers auf das Rückfederungsverhalten, die Rohrstreckung und die Kontaktbreite ist entweder unterhalb der Nachweisgrenze bzw. nur für extrem kleine O-Ringe ( $D_A/d_A \leq 30$ ) feststellbar [3].

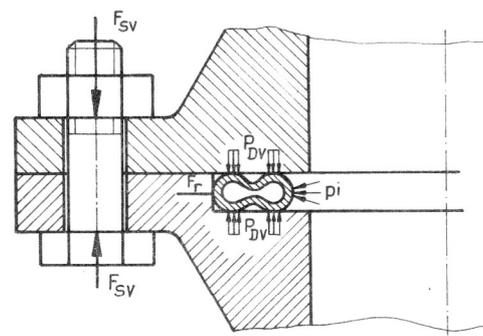
Der Umstand, daß der Ringeinfluß in o. a. Durchmesserbereichen unter dem der nach Standard zugelassenen Schwankungen der mechanischen Kennwerte (bis zu 50 %) der verwendeten Werkstoffe sowie den Verfestigungseinflüssen liegt und für den Chemieanlagenbau Verhältnisse von  $D_A/d_A \gg 60$  vorgesehen sind, läßt die Übertragung der an geraden Rohrstücken gewonnenen Ergebnisse für ein großes Anwendungsfeld zu.

## 2. Der Einfluß der Einbauverhältnisse

Der Normalfall für den Einbau einer O-Ringdichtung ist wegen der geringen Querschnittstabilität der Kraft-Nebenschluß, Bild 2a.



**Bild 2**  
Einbauverhältnisse einer O-Ringdichtung  
a) nachgiebiger Dichtring  
b) starrer Dichtring



**Bild 3**  
Belastungen des Metall-O-Ringes im Betriebszustand

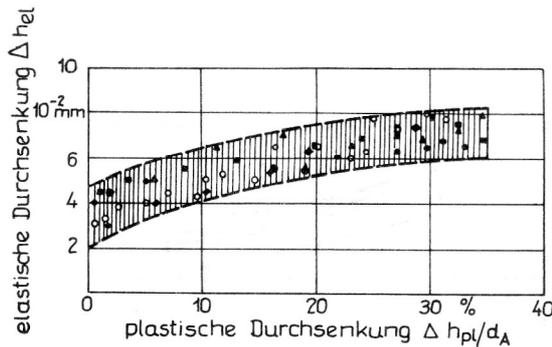
Nur für den sehr starren Dichtungsring, Bild 2b, der einen Teil der Schraubenkräfte überträgt, kann man im eigentlichen Sinne nicht mehr vom Nebenschluß ausgehen. Eine solche Dichtung entspricht eher einer Parallelverzweigung, die sich jedoch nicht so klar übersehen läßt wie die nachgiebige Ausführung, weil der Angriffspunkt der auf den Flansch wirkenden Kraft  $F_{DF}$  variabler ist und Probleme der Flanschkipfung eine größere Rolle spielen [4]. Für den Einsatz im Chemieanlagenbau kann wegen der – im Verhältnis zu den erforderlichen – großen Vorspannkräfte (siehe auch [1]) von Einbauverhältnissen nach Bild 2a ausgegangen werden.

Durch diese Einbaulage, die das seitliche Ausweichen des O-Ringes begrenzt, Bild 3, ergeben sich auch Konsequenzen für das gesamte Kraft-Verformungsverhalten. Die für den Entlastungszustand der Abdichtung wichtige elastische Rückfederung wird, wie Bild 4 zeigt, weder vom Ringdurchmesser noch von der Einbautoleranz

$$T = D_N - D_A \quad (1)$$

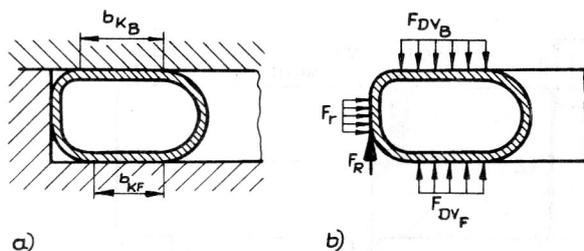
in der Größenordnung des Meßfehlers beeinflusst [3].

Durch die seitliche Anlage des O-Ringes an der Nutinnenwand entstehen beim Vorspannen Reibungskräfte. Sie bewirken flansch- und deckelseitig unterschiedliche Kontakt-



**Bild 4**  
Einfluß der realen Einbauverhältnisse auf die elastische Durchsenkung (O-Ring 6x1x180, Werkstoff X8CrNiTi18.10 AS)

- ohne Nut
- ▲ T = 0,2 mm
- T = 0,35 mm
- ◆ T = 0,5 mm
- T = 0,6 mm
- ▤ gerades Rohr



**Bild 5**  
Einbauzustand der O-Ringdichtung  
a) verformter Dichtungsring  
b) Beanspruchung im Einbauzustand

breiten, Bild 5, und zwar, wie Bild 6 zeigt, unabhängig von der im unverformten Zustand bestehenden Paßtoleranz zwischen O-Ring und Einlegenut. Durch geeignete Schmierung des Dichtungsringes beim Einbau (Montageerleichterung) reduziert sich die Reibungskraft und damit der Unterschied der Kontaktbreiten (ungeschmiert ca. 15 %) maßgeblich.

Wie die Meßkurven in Bild 6 und die daraus ermittelte tatsächliche Kontaktbreite

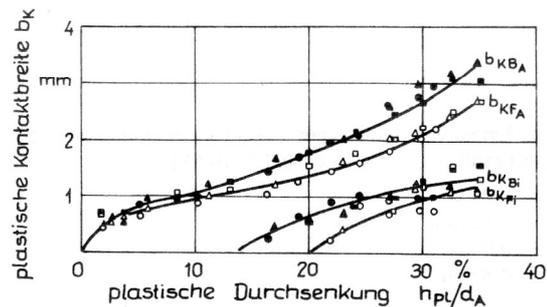
$$b_{K_{\text{tats}}} = b_{K_A} - b_{K_i} \quad (2)$$

in Bild 7 zeigt, beträgt die wirksame Breite im für den Dichtungseinsatz in Frage kommenden Bereich  $15\% \leq \Delta h_{pl} \leq 35\%$  deckelseitig zwischen 85 bis 55 % des Außenkantenabstandes. Daraus ergibt sich zwangsläufig eine Erhöhung der zu

$$p_{Dv} = \bar{F}_{Dv}/b_{K_A} \quad (3)$$

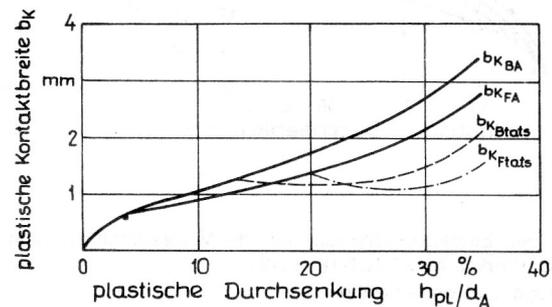
ermittelten Vorpressung zwischen 20 und 80 %.

Fertigungsbedingt kann jeder O-Ring bei der Montage über der Länge in den Extrembereichen



**Bild 6**  
Kontaktbreite bei Nutbegrenzung [3]  
(O-Ring 6x1x180, Werkstoff X8CrNiTi18.10 AS)

- ▲△ T = 0,2 mm
- T = 0,35 mm
- T = 0,6 mm



**Bild 7**  
Wirksame (tatsächliche) Kontaktbreite z3]  
(O-Ring 6x1x180, Werkstoff X8CrNiTi18.10 AS)

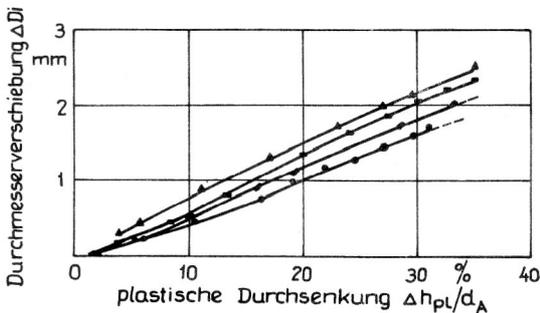
$$\Delta h_{\max} = h_{\max} - H_{N_{\min}} \quad (4a)$$

und

$$\Delta h_{\min} = h_{\min} - H_{N_{\max}} \quad (4b)$$

verformt werden, so daß auch die Kontaktbreite keine konstante Größe über der Länge ist und somit auch Pressungsunterschreitungen gegenüber den nach Gl. (3) berechneten Werten möglich sind. Die Sicherheit der vereinfachten Rechnung nach Gl. (3) ist bei Einhaltung einer minimalen plastischen Rohrdurchsenkung von 15 % gegeben, wenn die Summentoleranz für den kritischen Fall nach Gl. (4a) einen Beitrag von 0,2 mm nicht überschreitet [3].

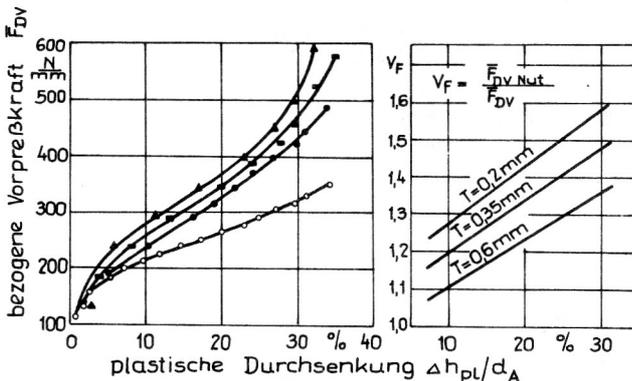
Bild 8 zeigt die für die Bemessung der Nutbreite (bzw. Auflagebreite) wichtige Verschiebung des Ringinnendurchmessers in Abhängigkeit von der Einbautoleranz [3].



**Bild 8**  
Einfluß der Einbauverhältnisse auf den O-Ringinnendurchmesser (O-Ring 6x1x180, Werkstoff X8CrNiTi18.10AS)

- ▲ T = 0,2 mm
- T = 0,35 mm
- ◆ T = 0,5 mm
- T = 0,6 mm

a)



**Bild 9**  
Einfluß der Einbauverhältnisse auf die Vorpreßkraft (O-Ring 6x1x180, Werkstoff X8CrNiTi18.10AS)

- a) Beträge der Vorpreßkräfte  
b) Verhältnisse der Vorpreßkräfte

- ▲ T = 0,2 mm
- T = 0,35 mm
- T = 0,6 mm
- ohne Nut

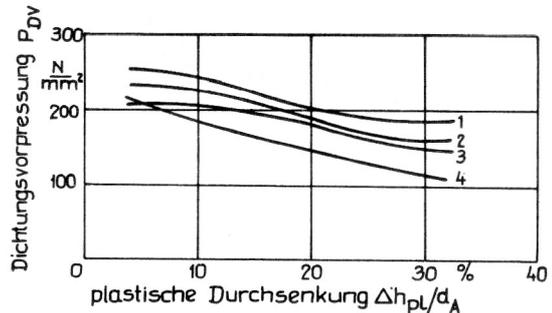
Die versteifende Wirkung der Nutbegrenzung und der Einfluß der Einbautoleranz auf die Vorpreßkräfte, die ein lineares Anwachsen gegenüber dem seitlich nicht in seiner Ausdehnung behinderten O-Ring in Größenordnungen von 15 ... 55 % im vorgesehenen Verformungsbereich erkennen lassen, wird aus Bild 9 deutlich [3].

Für die Dichtungsvorpressung wird mit den Ergebnissen und Festlegungen zur Kontaktbreite Gl. (3) modifiziert:

$$p_{DV_{\min}} = \bar{F}_{DV_N} / b_{K_{BA}} \quad (5)$$

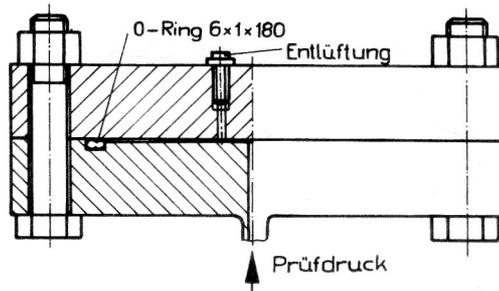
Die so ermittelten Pressungswerte sind in Bild 10 dargestellt und denen des frei verformbaren Ringes gegenübergestellt. Dabei zeigt sich in Abhängigkeit von den Einbautoleranzen neben höheren Pressungswerten eine flachere und damit für den Dichtungseinsatz günstigere Charakteristik  $p_{DV} = f(\Delta h_{pl})$ . Es wird deutlich, daß enge Paßtoleranzen höhere Pressungswerte und damit bessere Dichtwirkungen ergeben [3].

Als Kompromiß aus den gegenläufigen Tendenzen der Kraftzunahme, Bild 9, und der Abnahme der Pressungswerte, Bild 10, mit Vergrößerung der Verformung sowie der für die Bildung der „Achtform“ erforderlichen Mindestdurchsenkung  $\Delta h_{pl}/d_A = 15\%$  [3] wird als Einsatzbereich der O-Ringdichtung  $18\% \leq \Delta h_{pl}/d_A \leq 20\%$  vorgeschlagen.



**Bild 10**  
Einfluß der Einbauverhältnisse auf die Dichtungsvorpressung (O-Ring 5x1x180, Werkstoff X8CrNiTi18.10AS)

- 1 T = 0,2 mm
- 2 T = 0,35 mm
- 3 T = 0,6 mm
- 4 ohne Nut



**Bild 11**  
Druckvorrichtung

Wie Abdichtversuche mit einer speziellen Vorrichtung, Bild 11, die in Anlehnung an TGL 20376 für einen Nenndruck PN 200 ausgelegt wurde, zeigen, sind nur bei exakter Einhaltung der Qualitätsparameter von Dichtung und Einlege-  
nut [3] dichte Verbindung zu erreichen.

### 3. Zusammenfassung

Zur Problematik der Metall-O-Ringdichtung im Chemieanlagenbau sind Versuchsergebnisse, die den Einfluß des O-Ringdurchmessers, sowie der Einbauverhältnisse belegen, aufgezeigt und in Form von Kennlinien, deren Nutzung dem Dichtungsanwender schon in [1] an einem Beispiel erläutert wurden, dargestellt.

Für die freundliche Unterstützung bei der Durchführung der Druckversuche danken wir Herrn Dipl.-Ing. Classen an der Ingenieurhochschule Wartenberg für die Hilfe bei der Dichtungsringherstellung sowie der Durchführung der Dichtversuche danken wir besonders Herrn Dr.-Ing. Salzberg im VEB Geräte- und Reglerwerk Teltow.

#### Bezeichnungen

D	Dichtungsringdurchmesser in mm
$\Delta D$	Durchmesserverschiebung in mm
F	Kraft in N
$\bar{F}$	auf die Dichtungslänge bezogene Kraft in N/mm
$F_R$	Reibungskraft in N
$F_r$	radiale Stützkraft in N
$H_N$	Nuttiefe in mm
T	Paßtoleranz in mm
$V_F$	Verhältniszahl (Kräfte)
$b_K$	Kontaktbreite in mm
d	Rohrdurchmesser in mm
h	Rohrhöhe in mm
$\Delta h$	Rohrdurchsenkung in mm
p	Druck in MPa

#### Indizes

A	außen
B	Deckel
D	Dichtung
F	Flansch
N	Nut
S	Schrauben
V	Vorpressung
el	elastisch
i	innen
max	maximal
min	minimal
pl	plastisch
thats	tatsächlich

#### LITERATUR

- [1] Kühnrich, J.; Selke, P.: Hochdruckdichtungen aus Stahl. Maschinenbautechnik, Berlin 36 (1987) 2, S. 57 bis 60.
- [2] Selke, P.; Kühnrich, J.: Der Einfluß von Werkstoff und Behandlungszustand auf das Dichtverhalten von O-Ringdichtungen aus Stahl. Maschinenbautechnik, Berlin 37 (1988) 1, S. 14 bis 17.
- [3] Selke, P.: Auslegung von Metall-O-Ringdichtungen aus Stahl für die statische Abdichtung an rotationssymmetrischen Dichtflächen. Dissertation A, Technische Universität Karl-Marx-Stadt 1989.
- [4] Krägeloh, E.: Anforderungen an Dichtungen. Konstruktion, Berlin (West), Heidelberg, New York 20 (1986) 6, S. 206 bis 212.

#### Anschrift der Verfasser:

Dr.-Ing. Peter Selke (KDT)  
Ingenieurschule für Maschinenbau Wildau  
Doz. Dr.-Ing. Joachim Kühnrich (KDT)  
Technische Universität Karl-Marx-Stadt  
Sektion Maschinen-Bauelemente  
PSF 408  
Karl-Marx-Stadt  
9 0 1 0