



**Autoren:**  
Prof. Dr.-Ing. Heinz K. Müller  
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.

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

 <b>DICHTOMATIK</b> Any seal. Any time.	<b>DICHTOMATIK</b> GmbH Albert-Schweitzer-Ring 1 • 22045 Hamburg Tel:+49(0)40-66989-0 • Fax:+49(0)40-66989-101 <a href="mailto:mail@dichtomatik.de">mail@dichtomatik.de</a> • <a href="http://www.dichtomatik.de">www.dichtomatik.de</a>
 <b>elringklinger</b> Kunststofftechnik	<b>ElringKlinger</b> Kunststofftechnik GmbH Etzelstrasse 10 • 74321Bietigheim-Bissingen Tel:+49(0)7142-583-0 • Fax:+49(0)7142-583-200 <a href="mailto:info.ekt@elringklinger.com">info.ekt@elringklinger.com</a> • <a href="http://www.elringklinger-kunststoff.de">www.elringklinger-kunststoff.de</a>
 <b>GFD</b>	<b>GFD</b> – Gesellschaft für Dichtungstechnik mbH Hofwiesenstr. 7 • 74336 Brackenheim Tel:+49(0)7135-9511-0•Fax:+49(0)7135-9511-11 <a href="mailto:info@gfd-dichtungen.de">info@gfd-dichtungen.de</a> • <a href="http://www.seals.de">www.seals.de</a>
 <b>ISGATEC</b> G M B H	<b>ISGATEC</b> GmbH Am Exerzierplatz1A • 68167Mannheim 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>
 <b>Parker</b>   Prädifa	<b>Parker Hannifin</b> GmbH ·Dichtungsgruppe Europa Arnold-Jäger-Str.1 • 74321Bietigheim-Bissingen Tel:+49(0)7142-351-0 • Fax:+49(0)7142-351-293 <a href="mailto:sci.seal.eu@parker.com">sci.seal.eu@parker.com</a> • <a href="http://www.praedifa.de">www.praedifa.de</a>
 <b>SEALWARE</b>	<b>SEALWARE</b> International Dichtungstechnik GmbH Feldbergstr.2 • 65555Limburg 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>
 <b>VTH Verband</b> <b>Technischer Handel E.V.</b>	<b>VTH</b> Verband Technischer Handel e.V. Prinz-Georg-Straße 106 • 40479Düsseldorf Tel:+49(0)211-445322 • Fax:+49(0)211-460919 <a href="mailto:vth-verband@t-online.de">vth-verband@t-online.de</a> • <a href="http://www.vth-verband.de">www.vth-verband.de</a>
 <b>xpress seals</b> Dichtungen mit Persönlichkeit	<b>xpress seals</b> GmbH Fangdieckstr.70-74 • 22547 Hamburg Tel:+49(0)40-879744510 • Fax:+49(0)40-879744569 <a href="mailto:info@xpress-seals.com">info@xpress-seals.com</a> • <a href="http://www.xpress-seals.com">www.xpress-seals.com</a>



# 19

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

## Zentrifugal-Wellendichtungen

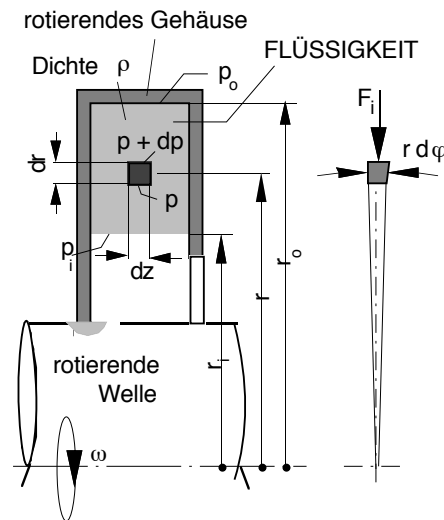
Druckverlauf in einem rotierenden Flüssigkeitsring, maximaler Druckanstieg, Zentrifugaldichtung für Gase mit Sperrflüssigkeit, rotierender Siphon, Einfluß von Rippen an der rotierenden Wand, flüssigkeitsgesperrte Gasdichtung mit rotierender, verrippter Scheibe, Abdichtung von Flüssigkeiten, Vorteile mehrstufiger Zentrifugaldichtungen, Berechnung der abdichtbaren Druckdifferenz, Reynoldszahl, Leistungsverlust durch Verwirbelung, optimale Spalthöhen und Rippenformen, Kühlstrom, Axialschub; Beispiele, Literatur.

### 19.1 EINFÜHRUNG

In Zentrifugal-Wellendichtungen (kurz: Zentrifugaldichtungen) wird der radiale Druckanstieg in einem rotierenden Flüssigkeitsring zum Erzeugen einer Dichtwirkung ausgenutzt. Dieser Zentrifugaldruck wirkt entweder dem Druck einer abzudichtenden Prozeßflüssigkeit entgegen, oder er bildet einen Sperrdruck gegen den Durchtritt eines Prozeßgases. Die Rotation des Flüssigkeitsrings wird entweder von einem rotierenden zylindrischen Gehäuse oder von einer in einem Gehäuse rotierenden Scheibe erzeugt. Da sich die Dichtteile nicht berühren, läuft eine Zentrifugaldichtung ohne Verschleiß. Andererseits verschwindet die Dichtwirkung einer Zentrifugaldichtung bei kleiner Drehzahl bzw. stillstehender Welle. Wenn auch unter diesen Bedingungen Dichtheit verlangt wird, bedarf es - wie bei der Gewinde-Wellendichtung - zusätzlicher Berührungsdichtungen.

### 19.2 DRUCKANSTIEG IN EINEM ROTIERENDEN FLÜSSIGKEITSRING

Bild 1 zeigt einen Flüssigkeitsring in einem rotierenden Gehäuse. Einige Zeit nachdem das Gehäuse sich zu drehen beginnt, bewegen sich die von der Wand adhäsiv mitgeschleppten und durch Kohäsion miteinander verbundenen Flüssigkeitsteilchen mit der gleichen Winkelge-



**Bild 1**  
**Rotierender Flüssigkeitsring:**  
 Kräftegleichgewicht an  
 einem Flüssigkeitsteilchen

schwindigkeit  $\omega$  wie die Welle, das heißt, der Flüssigkeitsring rotiert wie ein fester Körper. Ein Flüssigkeitsteilchen mit der Masse  $m = \rho r d\varphi dz$ , das ständig mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  im Abstand  $r$  um die Drehachse rotiert, erfährt die Winkelbeschleunigung  $a = r \omega^2$ . Das Teilchen wird durch eine zentripetale Kraft  $F_i$  auf seiner Bahn gehalten, wobei  $F_i = m \cdot a$  ist. Physikalisch entsteht diese Kraft durch einen Unterschied  $dp$  der Drücke, die von innen und von außen auf das Teilchen wirken. Bei Vernachlässigung von Gliedern zweiter Ordnung ist

$$F_i = dp \cdot r \cdot d\varphi \cdot dz \quad (1)$$

Mit  $F_i = m \cdot a$  folgt

$$dp \cdot r \cdot d\varphi \cdot dz = \rho \cdot r \cdot d\varphi \cdot dz \cdot r \cdot \omega^2 \quad (2)$$

Aus Gl. (2) ergibt sich der radiale Druckgradient im Abstand  $r$  von der Drehachse zu

$$\frac{dp}{dr} = \rho \cdot r \cdot \omega^2 \quad (3)$$

Da alle Flüssigkeitsteilchen mit derselben Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  rotieren, ergibt sich nach Integration als Druckdifferenz zwischen dem Innenrand des Flüssigkeitsrings (Radius  $r_i$ ) und der Innenfläche des rotierenden Gehäuses (Radius  $r_o$ )

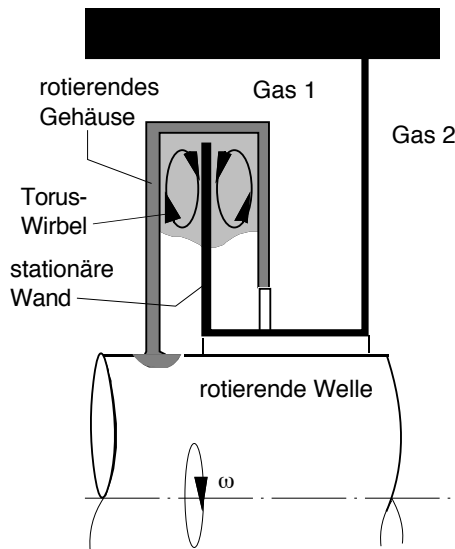
$$p_o - p_i = \frac{\rho}{2} \omega^2 \cdot (r_o^2 - r_i^2) \quad (4)$$

### 19.3 ZENTRIFUGAL-WELLENDICHTUNG FÜR GASE

Damit überhaupt eine Dichtwirkung entsteht, muß der rotierende Flüssigkeitsring durch eine eintauchende Trennwand geteilt werden, so daß quasi ein rotierender Siphon entsteht, Bild 2.

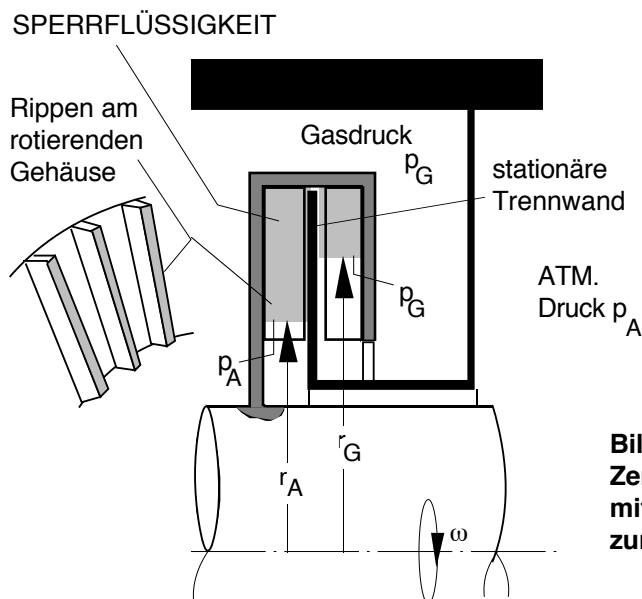


Somit trennt der Siphon den Raum mit dem Gas 1 vom Raum mit dem Gas 2. Die Trennwand verändert jedoch den Bewegungszustand der Flüssigkeitsteilchen im Siphon. Sie werden an der ruhenden Trennwand durch Flüssigkeitsreibung abgebremst, das heißt, die Teilchen in der Nähe der Trennwand rotieren langsamer. Die Fliehkraftwirkung ist somit in der Nähe der Trennwand kleiner, und die Grenzflächen der Flüssigkeit wölben sich. Es entsteht eine schraubenförmige Zirkulationsströmung, die in der Nähe der rotierenden Kammerwände nach außen und in der Nähe der ruhenden Trennwand nach innen gerichtet ist.



**Bild 2**  
Zentrifugaldichtung nach dem Prinzip rotierender Siphon

Wird nun der Gasdruck  $p_G$  größer als  $p_A$ , so verschieben sich die Flüssigkeitsoberflächen im Siphon, Bild 3. Die an das Gas mit dem Druck  $p_A$  angrenzende Fläche wird zu einem kleineren Radius  $r_A$  verschoben, die andere zum größeren Radius  $r_G$ .



**Bild 3**  
Zentrifugaldichtung mit Sperrflüssigkeit zur Abdichtung von Gas



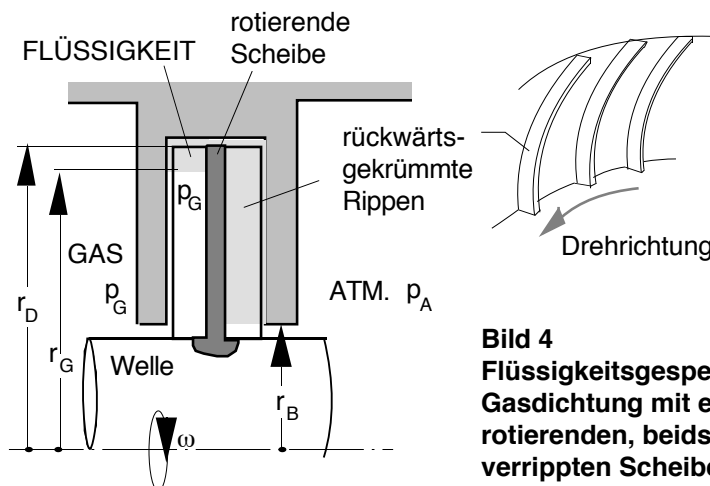
Berücksichtigt man die von der Bremswirkung der Wand verursachte Verminderung der Fliehkraftwirkung durch den Druckminderungsfaktor  $c_d$ , so gilt

$$p_o - p_i = c_d \frac{\rho}{2} \omega^2 \cdot (r_o^2 - r_i^2) \quad (5)$$

Der Wert von  $c_d$  hängt ab von der effektiven Drehgeschwindigkeit der Flüssigkeit, und diese wird beeinflusst von der Form und vom Abstand der stationären und rotierenden Wände. Zum Beispiel rotieren die Flüssigkeitsringe nahezu vollständig mit der vollen Winkelgeschwindigkeit, wenn die Wände mit radialen Rippen versehen sind, Bild 3. Im Fall eines geeignet verrippten Rotors ist der Druckminderungsfaktor  $c_v \approx 0,9$ . Im Prinzip kann mit der in Bild 3 gezeigten Dichtung ein Gasdruck  $p_G$  gegenüber dem Atmosphärendruck  $p_A$  abgedichtet werden. Die Grenzflächen zwischen Flüssigkeit und Gas verschieben sich radial bis der Unterschied der Druckanstiege in den Flüssigkeitsringen zwischen  $r_G$  und  $r_A$  so groß ist wie die Gasdruckdifferenz  $p_G - p_A$ , also

$$p_G - p_A = c_v \frac{\rho}{2} \omega^2 \cdot (r_G^2 - r_A^2) \quad (6)$$

Die Anordnung nach Bild 3 ist jedoch im Hinblick auf eine praktische Verwendung zu verwickelt. Bild 4 zeigt eine für die Praxis besser geeignete Gestaltung mit einem ruhenden Gehäuse und einer beidseitig verrippten rotierenden Scheibe, die wie das Laufrad einer Kreiselpumpe die Flüssigkeit in Rotation versetzt. Im Betrieb muß ein sicherer Abstand zwischen der Grenzfläche Gas/Flüssigkeit und dem Außenradius  $r_D$  der Scheibe eingehalten werden ( $r_G < r_D$ ). Auf der Atmosphärenseite kann hingegen die ganze Kapazität der Dichtung ausgeschöpft werden, das heißt, die Flüssigkeit kann bis zum Innenradius  $r_B$  des Gehäuses vordringen.



**Bild 4**  
**Flüssigkeitsgesperrte**  
**Gasdichtung mit einer**  
**rotierenden, beidseitig**  
**verrippten Scheibe**



Bei gleichartigen Rippen auf beiden Seiten ergibt sich als maximal abdichtbare Gasdruckdifferenz

$$p_G - p_A = c_v \frac{\rho}{2} \omega^2 \cdot (r_G^2 - r_B^2) \quad (7)$$

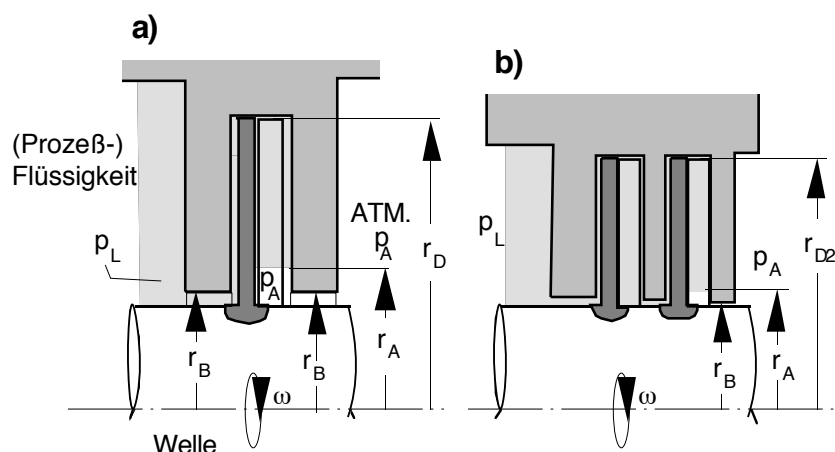
Läßt man zum Beispiel maximal  $r_G = 0,9 r_D$  zu und setzt für günstig gestaltete Rippen  $c_v = 0,9$ , so ist die maximal abdichtbare Gasdruckdifferenz

$$p_G - p_A = 0,9 \frac{\rho}{2} \omega^2 \cdot (0,8 r_D^2 - r_B^2) \quad (8)$$

Der mit einer Zentrifugaldichtung abdichtbare Druck wächst mit dem Quadrat der Drehgeschwindigkeit  $\omega$  und ist proportional zur Dichte  $\rho$  der Flüssigkeit.

### 19.4 ZENTRIFUGAL-WELLENDICHTUNG FÜR FLÜSSIGKEITEN

Wenn eine Zentrifugaldichtung zur Abdichtung einer Flüssigkeit eingesetzt wird, ist der hochdruckseitige Spalt stets mit Flüssigkeit gefüllt, also immer  $r_G = r_B$ , Bild 5. Eine Dichtwirkung entsteht jetzt ausschließlich auf der Niederdruckseite der Scheibe. Ein Druckanstieg durch Zentrifugalkräfte auf der Hochdruckseite ist kontraproduktiv und sollte deshalb auf das unabwendbare Minimum beschränkt bleiben. Aus diesem Grund ist bei einer flüssigkeitsabdichtenden Zentrifugaldichtung die Scheibe auf der Hochdruckseite *nicht* verrippt. Im Spalt zwischen der glatten Scheibenwand und dem Gehäuse ist dann die effektive Winkelgeschwindigkeit der Flüssigkeit viel kleiner als  $\omega$  und der Druckminderungsfaktor beträgt  $c_s = 0,25 \dots 0,3$ . Die Scheibe ist nur auf der Niederdruckseite (Atmosphärenseite) mit Rippen versehen.



**Bild 5 Zentrifugaldichtung für Flüssigkeit**  
(a) einstufige Dichtung, (b) zweistufige Dichtung



Wenn man zuläßt, daß die Flüssigkeit auf der Niederdruckseite bis zu einem Radius  $r_A > r_B$  vordringt, so beträgt die abdichtbare Druckdifferenz zwischen dem Flüssigkeitsdruck  $p_L$  (Prozeßdruck) und dem Atmosphärendruck  $p_A$

$$p_L - p_A = \frac{\rho}{2} \omega^2 [c_v(r_D^2 - r_A^2) - c_s(r_D^2 - r_B^2)] \quad (9)$$

Legt man als Grenze  $r_A = 1,1 \cdot r_B$  fest, und nimmt für die Druckminderungsfaktoren die Werte  $c = 0,9$  und  $c = 0,3$  an, so wird die maximal abdichtbare Druckdifferenz

$$p_L - p_A \approx \frac{\rho}{2} \omega^2 (0,6 r_D^2 - 0,8 r_B^2) \quad (10)$$

### **Mehrstufige Zentrifugaldichtungen**

Die Reibleistungsverluste einer Zentrifugaldichtung nehmen mit der fünften Potenz des Scheibendurchmessers zu. Bei hoher Wellendrehzahl ist deshalb eine zweistufige Ausführung vorteilhaft. Bezeichnet man den Scheibendurchmesser der zweistufigen Dichtung mit  $r_{D2}$  und setzt wiederum  $r_A = 1,1 \cdot r_B$  erhält man

$$p_L - p_A \approx \frac{\rho}{2} \omega^2 (1,2 r_{D2}^2 - 1,4 r_B^2) \quad (11)$$

Für eine einstufige Dichtung (Scheibenradius  $r_D$ ) und eine zweistufige Dichtung (Scheibenradius  $r_{D2}$ ) erhält man dieselbe Abdichtkapazität (Druckdifferenz) unter der Bedingung

$$r_{D2} = \sqrt{0,5(r_D^2 + r_B^2)} \quad (12)$$

Führt man die zweistufige Dichtung entsprechend Gl.(12) aus und ist zugleich die Reynoldszahl  $Re > 10^6$  so ergibt sich für das Verhältnis des Reibleistungsverlusts der zweistufigen zur einstufigen Dichtung

$$\frac{P_{D2}}{P_D} = 2 \left[ \frac{\sqrt{0,5(r_D^2 + r_B^2)}}{r_D} \right]^5 \quad (13)$$

Die Reynoldszahl ist für Zentrifugaldichtungen definiert als

$$Re = \frac{r_D^2 \omega}{\nu} = \frac{\rho r_D^2 \omega}{\eta} \quad (14)$$

wobei  $\nu$  die kinematische Viskosität und  $\eta$  die dynamische Viskosität der Flüssigkeit ist.



### Leistungsverlust einer flüssigkeitsabdichtenden Zentrifugaldichtung

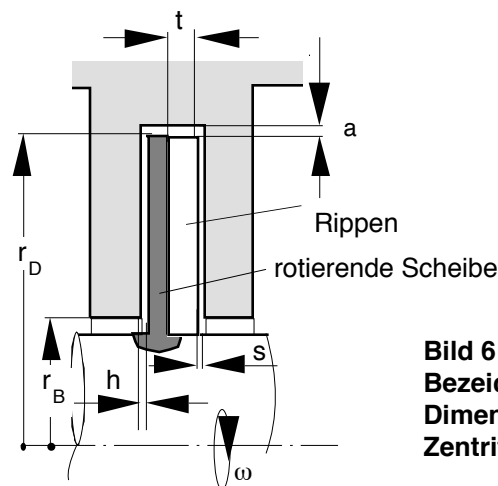
Infolge der turbulenten Verwirbelung der Flüssigkeit entsteht in einer Zentrifugaldichtung ein Leistungsverlust  $P$

$$P = c_m \frac{\rho}{2} \omega^3 r_D^5 \quad (15)$$

wobei der Faktor  $c_m$  sowohl von der Gestaltung der Dichtung als auch von der Reynoldszahl abhängt. Versuche mit Zentrifugaldichtungen ähnlich Bild 5(a) bei  $Re > 10^6$  ergaben  $c_m \leq 0,01$ . Dieser Wert berücksichtigt die Verwirbelungsleistung der ganzen Dichtung, einschließlich der seitlichen Ringräume und des Raums über der Scheibe.

### Günstige Spalthöhen und optimale Form der Rippen

Die oben für  $c_v$  und  $c_s$  angegebenen Werte gelten, wenn die Spalte zwischen Scheibe und Gehäuse in folgenden Bereichen liegen (Bild 6):  $s = 1 \dots 2$  mm;  $h = 2 \dots 3$  mm;  $a = 1 \dots 2$  mm. Die axiale Höhe der Rippen sollte  $t = 4 \dots 6$  mm betragen.

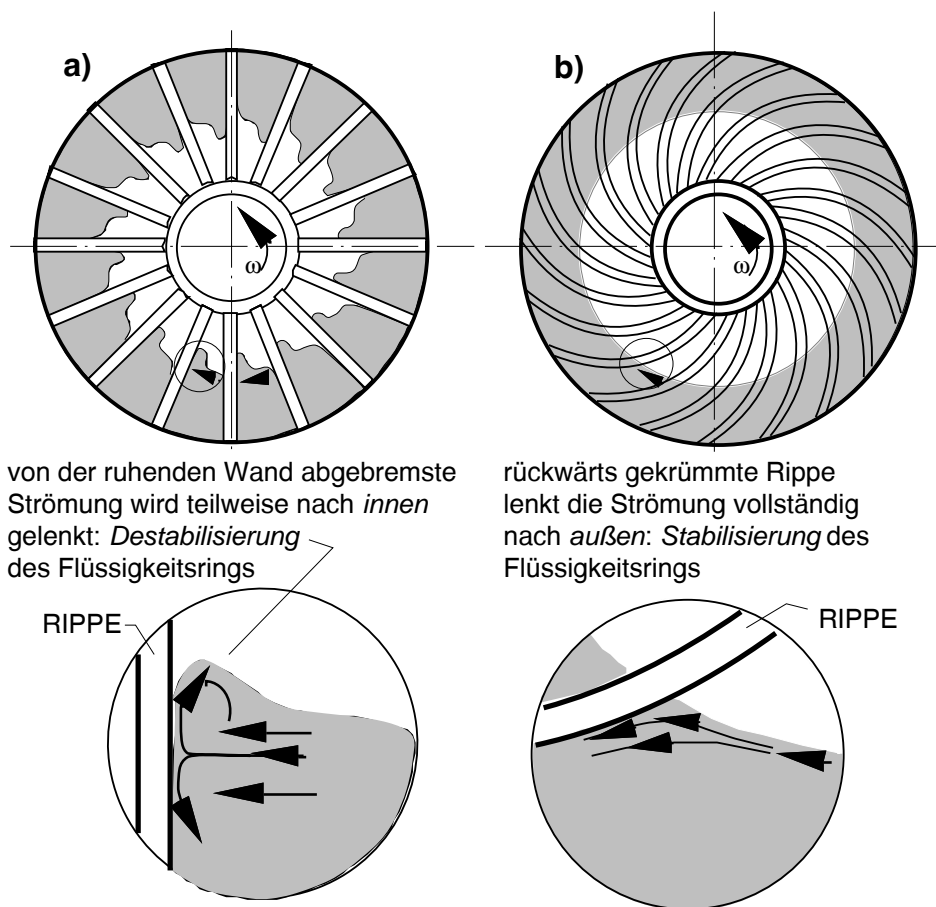


**Bild 6**  
Bezeichnungen für die Dimensionierung einer Zentrifugaldichtung

Die von den ruhenden Wänden abgebremste Strömung wird an den Rippen aufgestaut und kann instabile Radialschwingungen des Flüssigkeitsrings hervorrufen. Bild 7(a) zeigt beispielsweise, wie die von der Wand tangential geschleppte Flüssigkeit auf eine radiale Rippe trifft und dort zum Teil nach innen verdrängt wird. Dies wird vermieden, wenn die Rippen so geneigt sind, daß sie die Flüssigkeit nach außen zum Flüssigkeitsring hin lenken. Man erreicht dies mit Rippen, die mit  $45^\circ$  bis  $60^\circ$  relativ zur Drehrichtung rückwärts gekrümmt sind, Bild 7(b). Der tangentielle Abstand zwischen den Rippen sollte nicht größer als 30 mm sein.

Bild 8 zeigt eine Zentrifugaldichtung für eine Kreiselpumpe mit einer Gleitringdichtung als Hilfsdichtung für kleine Drehzahl bzw. beim Stillstand der Welle. Bei höherer Drehzahl, wenn die Zentrifugaldichtung den Prozeßdruck zu kompensieren vermag, trennen sich die Dichtflä





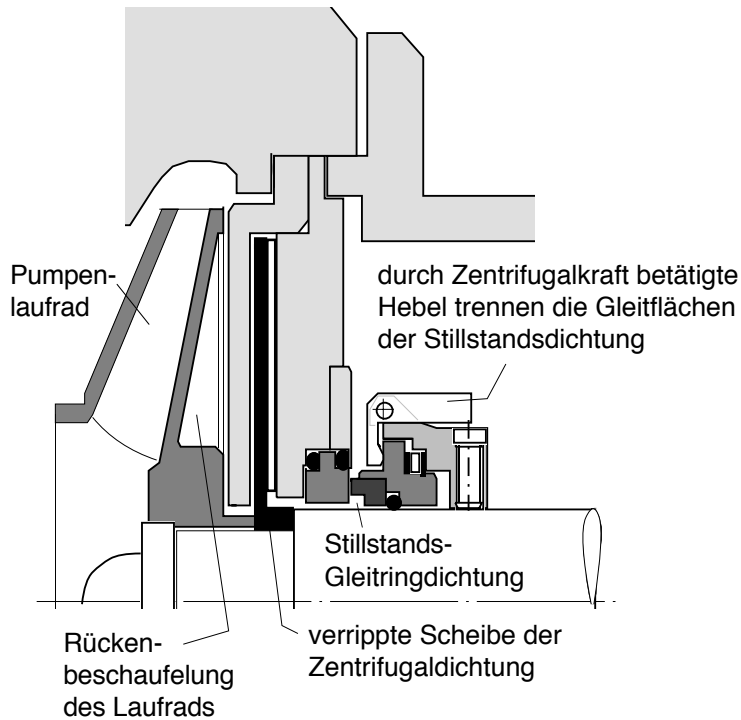
**Bild 7** Einfluß der Rippenform auf die Stabilität des Flüssigkeitsrings

chen der Gleitringdichtung. Dies wird bewirkt durch Winkelhebel, die sich infolge der Fliehkraft drehen und dabei den Gleitring axial zurückschieben. Ein weiteres Merkmal dieser Konstruktion ist die Rückenbeschaukelung des Laufrads der Kreiselpumpe. Diese Schaufeln reduzieren den Flüssigkeitsdruck bereits vor dem Eintritt in die eigentliche Zentrifugal-dichtung, wirken also als erste Stufe einer zweistufigen Zentrifugal- Wellendichtung.

### **Kühlstrom durch die Dichtkammer**

Bislang wurden Zentrifugaldichtungen ohne Durchfluß durch die Dichtkammer behandelt. Bei diesen kann die im Flüssigkeitsring erzeugte Reibungswärme nur durch die Wände des Gehäuses abfließen. Wenn dabei die Bedingungen für den Wärmetransport ungünstig sind, kann die Temperatur exzessiv ansteigen und im Extremfall die Flüssigkeit verdampfen. Deshalb wird in der Praxis ein kleiner Kühlstrom verwendet und damit die Reibungswärme konvektiv abgeführt. Um die gesamte Reibleistung  $P$  der Zentrifugaldichtung auf diese Weise abzuführen muß folgender Massenstrom  $m$  vorgesehen werden:

$$m = \frac{P}{c_p \Delta T} \quad (16)$$



**Bild 8** Zentrifugaldichtung mit Stillstands-dichtung in einer Kreiselpumpe

In Gl.(16) bedeuten  $c_p$  die spezifische Wärmekapazität der Flüssigkeit und  $\Delta T$  die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt des Kühlstroms.

### ***Axialschub***

Aufgrund der Druckdifferenz in der Dichtung entsteht ein zur Atmosphäreseite hin gerichteter Axialschub  $F_e$  an der Welle. Bei einer *einstufigen* Zentrifugaldichtung entsprechend Bild 5(a) mit dem Scheibenradius  $R_D$  und dem Innenradius  $R_B$  beträgt der Axialschub näherungsweise:

$$F_e = \frac{\pi}{2} (c_v - c_s) \frac{\rho}{2} \omega^2 (r_D^2 - r_B^2)^2 \approx \frac{\rho}{2} \omega^2 (r_D^2 - r_B^2)^2 \quad (17)$$

und entsprechend für eine zweistufige Dichtung mit dem kleineren Scheibenradius  $R_{D2}$ :

$$F_{e2} \approx \frac{\rho}{2} \omega^2 2(r_{D2}^2 - r_B^2)^2 \quad (18)$$



### Beispiele

(a) **Flüssigkeitsgefüllte Zentrifugaldichtung für Gas:** Scheibenradius  $R_D = 50$  mm, Innenradius  $r_D = 20$  mm, Wellendrehzahl  $n = 6.000 \text{ min}^{-1}$  ( $\omega = \pi n/30 = 628 \text{ s}^{-1}$ ), Sperrflüssigkeit: Mineralöl ( $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$ ). Aus Gl.(8) ergibt sich eine maximal abdichtbare Gasdruckdifferenz gegen Atmosphärendruck von 0,24 MPa (2,4 bar).

(b) **Zentrifugaldichtung für Flüssigkeit:** Zentrifugaldichtung für Kreiselpumpe nach Bild 8, Laufrad-Ø 240 mm, Pumpenwellen-Ø 46 mm, Wellendrehzahl  $n = 3.600 \text{ min}^{-1}$  ( $\omega = 377 \text{ s}^{-1}$ ). Abdichtende Flüssigkeit: Wasser mit 40°C. ( $\rho = 1.000 \text{ kg/m}^3$ ;  $\nu = 0,66 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2\text{s}^{-1}$ ). Abmessungen der Zentrifugaldichtung: Scheibenradius  $r_D = 110$  mm, Bohrungsradius  $r_B = 25$  mm.

*Einstufige Dichtung n. Bild 5(a):* Gl.(10) ergibt eine abdichtbare Druckdifferenz gegen Atmosphärendruck von 0,48 MPa (4,8 bar). Die Reynoldszahl ist  $Re \approx 7 \cdot 10^6$ . Gl.(14) ergibt einen verhältnismäßig hohen Leistungsverlust von 4,3 kW.

*Zweistufige Dichtung n. Bild 5(b):* Für gleiche abdichtbare Druckdifferenz ergibt sich nach Gl. (12) beim Scheibenradius eine Reduktion auf  $r_D = 76$  mm ( $Re = 3,3 \cdot 10^6$ ). Gl.(13) ergibt einen Wert von 0,4 für die Reduktion der Reibleistung. Somit vermindert sich die Reibleistung auf 1,7 kW.

Läßt man für den Kühlstrom einen Temperaturanstieg von  $\Delta T = 20$  K zu ( $c_p = 4187 \text{ Nm/kg K}$ ) so erhält man mit Gl.(16) einen notwendigen Kühlstrom von  $50 \text{ g/s} = 3 \text{ l/min}$  für die einstufige Dichtung und  $20 \text{ g/s} = 1,2 \text{ l/min}$  für die zweistufige Dichtung. Nach den Gln.(17) und (18) wird der Axialschub 9,4 kN bei der einstufigen und 3,8 kN bei der zweistufigen Dichtung.

## 19.5 LITERATUR

*Wood, G.M. et al.:* Performance of centrifugal shaft seals for high temperature, high pressure liquids, Machine Design, Jan. 1964, S 129

*Ketola, H.N., McGrew, J.M.:* Theory of the partially wetted disc, Third Int. Conf. on Fluid Sealing, B.H.R.A. 1967

*Thew, M.T., Saunders, M.G.:* The hydrodynamic disc seal, Third Int. Conf. on Fluid Sealing, B.H.R.A. 1967

*Thew, M.T.:* Further experiments on the hydrodynamic disc seal, Fourth Int. Conf. on Fluid Sealing, B.H.R.A. 1969, Paper H 5



### **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 Prof. Dr. Heinz Konrad Müller, Otl-Aicher-Str. 48, D-80807 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.