



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

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

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

Inhaltsverzeichnis der Fachkapitel

Allgemeine Grundlagen

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

Abdichtung bewegter Maschinenteile

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

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

Abdichtung ruhender Maschinenteile

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

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

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



12

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

Grundlagen, Anwendungsbereiche, Bauelemente, Wirkungsweise, automatische Spalteinstellung, Verformung der Gleitringe, Anpassungsverschleiß, Kräfte am Gleitring, Belastungsfaktor, konvergenter Spalt, Hydrostatik, wellige Dichtflächen, Einlaufverschleiß, Hydrodynamik, Hydrodynamische Kennzahl, Thermodynamik, stabile Verdampfung, „Puffende“ Instabilität, Dampfblasen, Gestaltung der Dichtkammer, Zirkulation, Wärmeübergang, Verwirbelungsverluste; Leckraten in der Praxis, hydrodynamische Dichthilfen, Rückförderung, Ausfallursachen und Zuverlässigkeit. Literatur.

12.1 EINFÜHRUNG

Bei einer Wellendichtung hat der Dichtspalt in aller Regel eine der beiden in Bild 1 dargestellten geometrischen Lagen:

- der Spalt wird von zwei *zylindrischen* Flächen gebildet, die Leckage strömt in *axialer* Richtung durch den Dichtspalt. Die *Spalthöhe* wird durch eine *radiale* Relativbewegung der Dichtflächen verändert; diese Anordnung wird auch *Radialdichtung* genannt.
- der Spalt wird von zwei *ebenen Stirnflächen* gebildet, die Leckage strömt in *radialer* Richtung durch den Dichtspalt. Die *Spalthöhe* wird durch eine *axiale* Relativbewegung der Dichtflächen verändert; diese Anordnung wird auch *Axialdichtung* genannt.

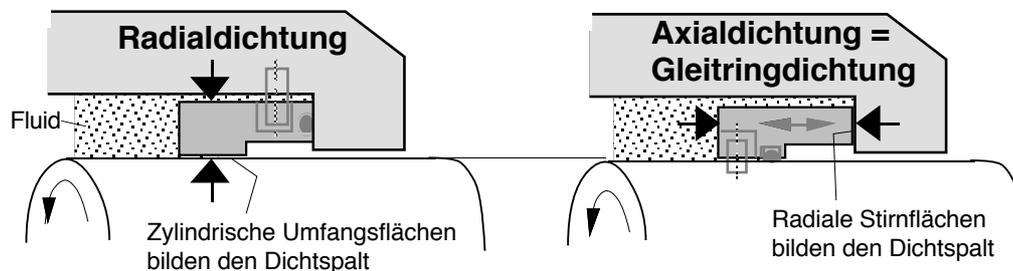


Bild 1 Prinzip der Radialdichtung und der (Axial-) Gleitringdichtung



Die Wellendichtungen der frühen Technik waren Radialdichtungen in Form der klassischen *Stopfbuchspackung*, bei der ein weicher Dichtkörper in einen zylindrischen Einbauraum (die Stopfbuchse) „gepackt“ war. Später, als die Wellen immer schneller liefen und die Drücke immer höher wurden, gab es erhebliche Schwierigkeiten mit den Weichpackungen, einmal wegen des unzuverlässigen Anziehens der Stopfbuchsbrille und zum anderen wegen der zur sicheren Kühlung und Schmierung erforderlichen, relativ hohen Leckage (s. *Kapitel 11*).

Bald merkten die Ingenieure, daß nicht ein langer, sondern vor allem ein enger Dichtspalt die Abdichtung verbessert. Mit dem Nachziehen der Stopfbuchse war dies nicht zuverlässig zu erreichen. Im modernen Maschinenbau werden deshalb zur Abdichtung von rotierenden Wellen heute vorwiegend Gleitringdichtungen (Axialdichtungen) verwendet. Diese Veränderung begann mit der Erkenntnis, daß man mit einem kurzen engen Spalt zwischen zwei Stirnflächen viel effektiver abdichten kann als mit dem langen unkontrollierbaren Spalt einer Stopfbuchspackung. Gegen Ende des neunzehnten Jahrhunderts versuchte man erstmals, Schiffspropellerwellen mit stirnseitig gleitenden sogenannten Schleifringdichtungen abzudichten. Zu dieser Zeit gab es jedoch weder geeignete Gleitflächenwerkstoffe noch klare Vorstellungen über die notwendigen konstruktiven Maßnahmen. Überzeugende Erfolge stellten sich anfangs nicht ein. Erst in den späten Zwanziger Jahren kamen, hauptsächlich in Kältekompressoren, Gleitringdichtungen zum Einsatz, die es mit den bis dahin verwendeten Stopfbuchspackungen aufnehmen konnten.

Inzwischen wurden im Bereich der *druckbelastbaren* Wellendichtungen die Weichpackungen von den Gleitringdichtungen nahezu ganz verdrängt. Die *drucklose* Abdichtung von Wellen ist hingegen die Domäne der wesentlich kleineren und wirtschaftlicheren Radialdichtungen aus Polymerwerkstoffen (s. *Kapitel 8 und 9*).

Bei Gleitringdichtungen ermöglicht die Anpressung von plangeläpften Stirnflächen die selbsttätige Einstellung eines sehr engen Dichtspalts. Durch Läppen erreicht man die kleinstmögliche Rauheit und Welligkeit. Bei rotierender Welle bildet sich im Idealfall an den engsten Stellen ein weniger als 1 µm hoher Dichtspalt. Die technische Beherrschung eines so engen Spalts verlangt eine hohe Qualität und sachgerechte Auswahl der Gleitringdichtung und erfordert eine genaue Kenntnis der maßgeblichen tribologischen Vorgänge und der Verformungen der Dichtkörper. Unumgänglich sind auch eine genaue Spezifikation und Überwachung der Betriebsbedingungen, des Einbauumfelds und der Montage.

12.2 GRUNDLAGEN

Vor allem wegen ihrer sehr kleinen Leckraten werden Gleitringdichtungen heute in allen Bereichen der Technik angewendet. Im Vergleich zu Stopfbuchspackungen haben Gleitringdichtungen einen wesentlich engeren Dichtspalt und eine viel geringere Reibung. Gleitringdichtungen haben nur 2... 3 Millimeter breite Gleitflächen. Der axial bewegliche Gleitring



gleicht Verschleiß und Wärmedehnungen automatisch aus. Somit entfällt die Notwendigkeit einer Nachstellung im Betrieb. Andererseits bestehen Gleitringdichtungen aus vielen Einzelteilen und sowohl ihre Konstruktion als ihre Herstellung erfordern große Sorgfalt und umfangreiches Fachwissen. Deshalb erfordern Gleitringdichtungen im Vergleich zu Stopfbuchspackungen höhere Investitionskosten. Dieser Aufwand wird aber durch höhere Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit bei weitem ausgeglichen.

Anwendungsbereiche

Gleitringdichtungen werden heute in allen Bereichen der Technik zur Abdichtung druckbelasteter Wellendurchtrittsstellen angewendet. In sehr großen Stückzahlen findet man sie in den Kühlwasserpumpen der Automobile und in Haushaltgeräten. Die meisten Prozeßpumpen der chemischen und petrochemischen Industrie und der Papierindustrie sind mit Gleitringdichtungen ausgerüstet. Im Maschinenbau werden sie in Werkzeugmaschinen, Kompressoren, Getrieben, Mischern und Rührwerken verwendet. Die Abdichtung umweltgefährdender Flüssigkeiten erfordert oft komplexe und dementsprechend aufwendige Sperrkammersysteme, wobei produktseitig in aller Regel eine Gleitringdichtung verwendet wird. Für höchste Dichtheits- und Sicherheitsanforderungen in Prozeß- und Kraftwerkspumpen sind Gleitring-Dichtsysteme manchmal teurer als die abgedichtete Pumpe.

Die folgenden Abschnitte befassen sich mit *flüssigkeitsgeschmierten* Gleitringdichtungen. *Gasgeschmierte* Gleitringdichtungen werden am Ende des Kapitels 13 behandelt.

12.3 BAUELEMENTE UND WIRKUNGSWEISE

Bild 2 zeigt den Querschnitt einer konventionellen Bauform der Gleitringdichtung. Der als *Gleitring* bezeichnete *axial bewegliche* Dichtring wird von einer Feder an den *Gegenring* gepreßt. Zur sekundären Abdichtung sind hier O-Ringe eingebaut. Mitnehmerstifte übertragen das Reibmoment und verhindern das Mitdrehen des Gegenrings. Ebenso greifen Mitnehmer in den Gleitring ein und erzwingen dessen Rotation, ohne jedoch seine axiale Beweglichkeit zu behindern. Der Raum zwischen der Gleitringdichtung und dem sie umgebenden Gehäuse wird als *Dichtkammer* bezeichnet. Bei der hier gezeigten Dichtung *rotiert* der *Gleitring* mit der Welle und der *Gegenring ruht* relativ zum Gehäuse. Oft wird auch die umgekehrte Anordnung gewählt. Durch die axiale Beweglichkeit des Gleitrings werden Verschleiß und Wärmedehnung automatisch kompensiert, das heißt, Gleitring und Gegenring bleiben ständig im Kontakt. Häufig besteht einer der Ringe aus imprägniertem Kohlegraphit, der andere aus Metall oder Keramik. *Kapitel 14* behandelt speziell die Werkstoffe der Gleitringe. Bild 3 zeigt eine kompakte Gleitringdichtung mit rotierendem Gegenring, besonders geeignet für höhere Wellendrehzahl und für zähere Flüssigkeiten. Diese Anordnung vermeidet das Entstehen einer Unwucht und hat geringere Verwirbelungsverluste.

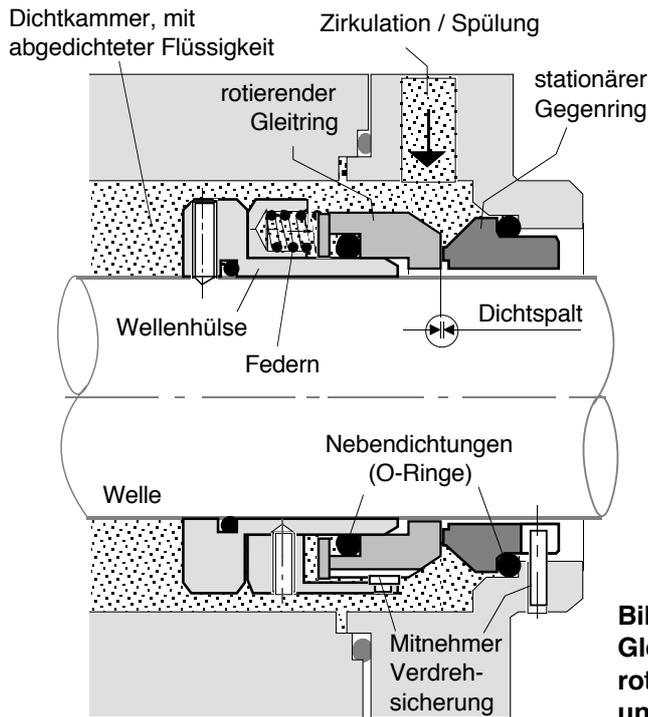


Bild 2
Gleitringdichtung mit
rotierendem Gleitring
und stationärem Gegenring

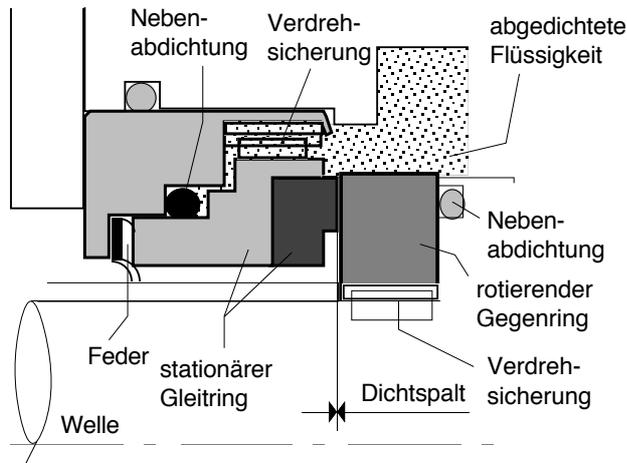


Bild 3
Gleitringdichtung mit
rotierendem Gegenring
und stationärem Gleitring

Normalerweise werden Gleitringdichtungen so eingesetzt, daß der *höhere Druck von außen* auf die Dichtringe wirkt. Die Gründe dafür werden später ausführlich behandelt.

Im Zustand der Ruhe berühren sich die plangeläppten Dichtringe, bei rotierender Welle trennen sie sich aber infolge von komplexen tribologischen Wechselwirkungen zwischen den Dichtflächen und der abgedichteten Flüssigkeit. Unter günstigen Bedingungen bildet sich ein dynamischer Dichtspalt von der Größenordnung $1 \mu\text{m}$. Im Folgenden werden diese tribologischen Vorgänge im Einzelnen erläutert.

Selbsttätige Spalteinstellung

Eine charakteristische Eigenschaft einer Gleitringdichtung ist die selbsttätige Spaltstabilisierung. Sie ist wichtig für das Abdichtverhalten, für Reibung, Verschleiß und Lebensdauer. Alles hängt davon ab, daß Flüssigkeit in den Spalt eintritt und dort einen sehr dünnen Schmierfilm bildet, der die Dichtflächen möglichst berührungslos auf Distanz hält. Prinzipiell wurden die physikalischen Mechanismen der Druckerzeugung in engen Dichtspalten bereits in Kapitel 4 mathematisch behandelt.

Bild 4 veranschaulicht, daß eine Gleitringdichtung im Prinzip wie ein kombiniertes hydrostatisch-hydrodynamisches Lager wirkt. Zunächst presst der Druck die abzudichtende Flüssigkeit in den Dichtspalt. Oberflächenkräfte und die Zentrifugalkraft haben in der Regel nur untergeordnete Bedeutung. In radialer Richtung fällt der Druck auf den Gegendruck, meist den Atmosphärendruck. Falls durch den radialen Druckabfall in der Flüssigkeit der Dampfdruck unterschritten wird, entsteht im Dichtspalt ein Phasenwechsel von Flüssigkeit zu Dampf, wobei sich der Druckverlauf wesentlich verändert. Der mittlere Druck dieser radialen Strömung erzeugt eine *hydrostatische* Tragkraft, die von der Druckdifferenz, vom radialen Verlauf der Spalthöhe und eventuell von einem Phasenwechsel abhängt.

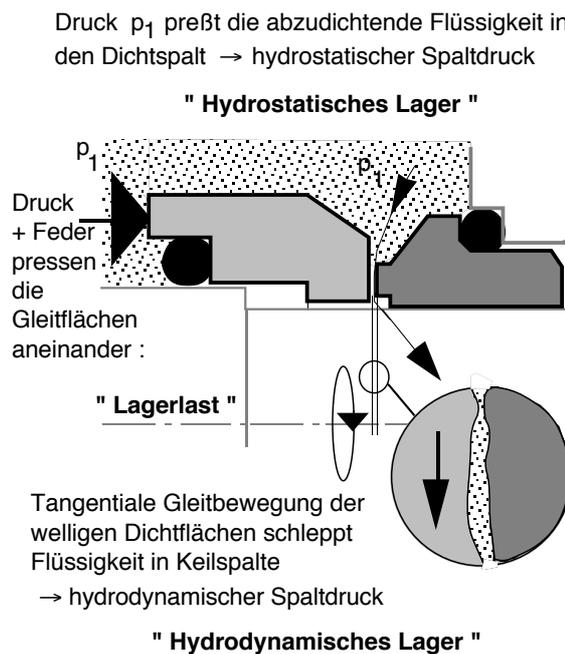


Bild 4
Hydrostatische und hydrodynamische Druckerzeugung im Spalt der Gleitringdichtung

Bei rotierender Welle wird die Flüssigkeit zusätzlich in Umfangsrichtung durch den Dichtspalt geschleppt. Wegen der minimalen restlichen Unebenheiten der Spaltflächen entstehen dabei einzelne Druckfelder und insgesamt eine *hydrodynamische* Tragkraft, die von der Zähigkeit der Flüssigkeit, der relativen Gleitgeschwindigkeit der Spaltwände und von der Variation des Dichtspalts in Umfangsrichtung abhängt.



Der Druck steigt, wo der Spalt sich in Umfangsrichtung lokal verengt; in divergierenden Spaltbereichen fällt der Druck, bis die Flüssigkeit verdampft oder Gase ausscheidet (Kavitation).

Die hydrostatischen und die hydrodynamischen Effekte ergeben zusammen eine „Spalkraft“, die den Gleitring vom Gegenring weg drückt. Zugleich erzeugt die Feder und der Druck von außen eine „Schließkraft“, die die beiden Ringe zusammenpreßt. Während bei gegebenem Druck

die Schließkraft konstant ist, nimmt die Spalkraft zu, sobald sich der Gleitring dem Gegenring annähert. Dies verhindert die Berührung der Dichtflächen. Es stellt sich ganz von selbst eine Spalthöhe ein, bei der Schließkraft und Spalkraft gleich groß sind.

Etwas kompliziertere Verhältnisse ergeben sich, wenn die Flüssigkeit im Dichtspalt verdampft. Dann kommt die Thermodynamik des Phasenwechsels ins Spiel, die im Vergleich zu einer reinen Flüssigkeitsströmung zu einer Veränderung des hydrostatischen und hydrodynamischen Druckverlaufs und damit der Spalteinstellung führt. Bei der Abdichtung niedersiedender Flüssigkeiten kann dampfförmige Leckage für das Auge unerkennbar entweichen. Überdies kann das Verdampfen dazu führen, daß gelöste Stoffe sich im Spalt oder am Spaltrand ablagern. Dies kann sowohl Verschleiß hervorrufen als auch die Spaltwände mit der Zeit auseinander treiben, wodurch schließlich exzessive Leckage entstehen kann.

Der Spaltdruck hängt von vielen Faktoren ab. Betrachtet man sie als hydrostatisches Lager, ist die Gleitringdichtung insofern begünstigt, als ihre Lagerbelastung stets automatisch dem Speisedruck angepaßt ist. Wie später noch im Detail erläutert wird, verändern sich im Betrieb die Spaltform und somit auch der Druckverlauf. Wie bei einem mikrometerdünnen Schmierfilm nicht anders zu erwarten, hat dies wesentliche Folgen für die Spalkraft und das Dichtverhalten. Die Spalte von Gleitlagern sind zehnmal bis hundertmal größer als bei Gleitringdichtungen. So große Dichtspalte gibt es zwar auch, etwa bei Drosseldichtungen in mehrstufigen Dichtsystemen. Deren Leckage ist jedoch vergleichsweise groß. Gleitringdichtungen sind gerade deshalb so erfolgreich, weil sie extrem kleine Leckraten aufweisen. Dies setzt aber voraus, daß im Betrieb der Dichtspalt kleiner als $1\mu\text{m}$ ist.

Es mag zunächst als unrealistisch oder gar unmöglich erscheinen, in der Praxis einen sich selbsttätig einstellenden Dichtspalt von weniger als $1\mu\text{m}$ zu erzeugen. Kann man überhaupt Spalthöhen berechnen, wenn im Betrieb die Spaltform sich immer wieder beträchtlich verändert? Aus der Theorie der hydrodynamischen Gleitlager wissen wir, daß selbsttätig ein stabiler Spalt entsteht, wenn die Gleitflächen Keilspalte oder Stufen aufweisen, deren Höhe von derselben Größenordnung ist wie der angestrebte mittlere Lagerspalt. Übertragen auf Gleitringdichtungen heißt dies, daß die Unebenheiten der Spaltwände allerhöchstens $1\mu\text{m}$ betragen sollten. Glücklicherweise kann man mit einer präzisen Läppbearbeitung eine restliche Rauheit bzw. Welligkeit von etwa $0.1\mu\text{m}$ erreichen. Damit läßt sich also zumindest die Voraussetzung für die selbsttätige Erzeugung eines sehr engen Dichtspalts schaffen. Kann man einen solchen Dichtspalt aber auch berechnen?



Aufgrund von Reibwärme, Wärmeübergang, Phasenübergang und Verschleiß werden die Gleitringe und deren Oberflächen verformt und der Druckverlauf verändert. Wegen der komplizierten Wechselwirkungen ist es praktisch unmöglich, die Spaltform im Betriebszustand unter Berücksichtigung aller Einflußgrößen zu berechnen. Wenn man also zur Abschätzung der Leckage Formeln entwickelt und benutzt, sollte man stets die vielen Vereinfachungen im Auge behalten, mit denen solche Berechnungen notwendigerweise behaftet sind. Trotz dieser Einschränkungen lohnt es sich, den Einfluß der wesentlichen Parameter auf die Gestaltung und den Betrieb von Gleitringdichtungen analytisch abzuschätzen und zu diskutieren.

Unterschiedliche Betriebsbedingungen

Bei *hohem Druck* und insbesondere wenn zugleich die Gleitgeschwindigkeit hoch ist, muß die Gleitringdichtung so beschaffen sein, daß unter allen Umständen ein Flüssigkeitsfilm die Gleitflächen sicher trennt. Ein Berühren der Gleitflächen kann unter solchen Bedingungen schnell zum katastrophalen Versagen führen. Dafür müssen dann höhere Leckraten in Kauf genommen werden. Konstruktive Maßnahmen zur Beherrschung hohen Drucks werden später besprochen.

Bei *geringem Druck* (wenige bar) dürfen Gleitringdichtungen, mindestens zeitweilig, im Zustand der Mischreibung laufen. Die Leckraten sind dabei sehr klein. Die Schließkraft wird hier nur teilweise vom hydraulischen Spaltdruck, der Rest von Erhebungen der Spaltflächen aufgenommen. Die Reibleistungsdichte ist verhältnismäßig klein. Dafür sind aber Reibung, Leckage und Verschleiß dauernden Schwankungen unterworfen. Bei hinreichender Kühlung ist dies ungefährlich. Die physikalischen Ursachen für dieses typische Betriebsverhalten sind charakteristische Verformungen der Gleitringe, die nun ausführlicher erläutert werden.

Verformung der Gleitringe im Betrieb

Im Betrieb werden der Gleitring und der Gegenring durch den Druck und die Reibungswärme deformiert. Im wesentlichen entsteht dabei eine axialsymmetrische Stülpung der Ringe, das heißt, die anfänglich radial ebenen Dichtflächen werden konkav oder konvex. Bild 5 zeigt

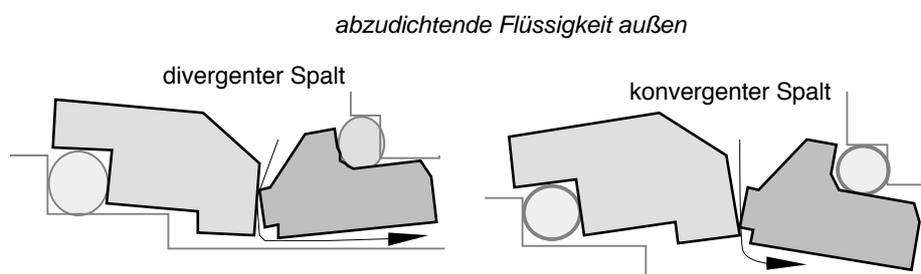


Bild 5 Änderung der Spaltform bei Verformung der Gleitringe

(stark vergrößert) eine Stülpung der Ringquerschnitte.

Zur Vermeidung exzessiver Leakage soll in der Praxis die Abweichung von der Planparallelität nicht größer als ca. $1 \mu\text{m}/\text{mm}$ sein. Die folgenden Betrachtungen werden zeigen, daß bereits eine so kleine Verformung das Verhalten der Dichtung beträchtlich verändert. Außer dem Druck und der Reibwärme gibt es noch weitere Einwirkungen, die eine Deformation der Ringe verursachen können. Beispielsweise ist bei Kohlegraphitringen mit großem Durchmesser die von der Nebenabdichtung (O-Ring) übertragene Reaktionskraft ebenso zu berücksichtigen wie die Fliehkraft bei schnell laufenden Ringen.

Temperaturbedingte Stülpung (T-Verformung): Infolge der Reibungswärme dehnt sich ein Gleitring im Bereich der heißen Gleitfläche aus. Dadurch verdreht sich der Ringquerschnitt, Bild 6(a). Man nennt das „thermische Stülpung“. Bei einer von außen druckbelasteten Gleitringdichtung führt das thermische Stülpfen beider Ringe zu einem in Leckagerichtung *konvergenten* Spalt („V-Spalt“), das heißt, die Gleitflächen haben am Außendurchmesser den größten Abstand und nähern sich zum Innendurchmesser hin. Per Definition ist thermisches Stül-

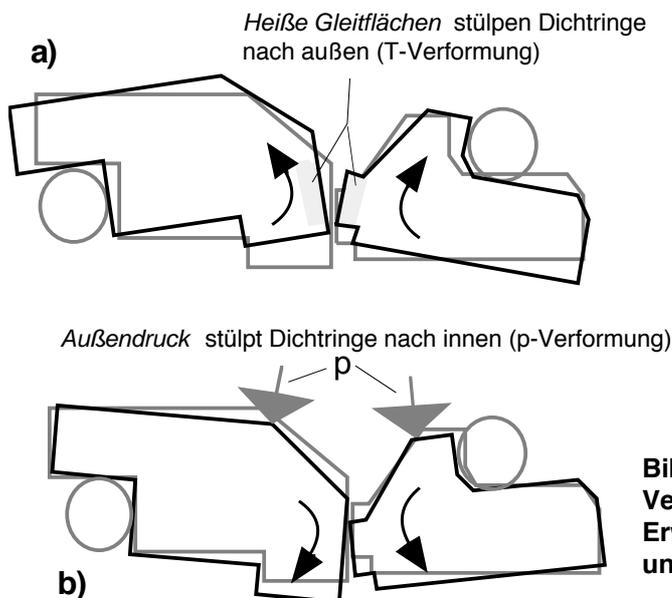


Bild 6
Verformung der Dichterringe bei Erwärmung der Gleitflächen (a) und bei Druck von außen (b).

pen positiv, wenn die Spalthöhe dabei zur Hochdruckseite hin zunimmt.

Eine Gleitringdichtung mit (in Leckagerichtung) konvergentem Spalt verhält sich ähnlich wie ein hydrostatisches Gleitlager: Wenn die Gleitflächen sich annähern, steigt der mittlere Spaltdruck (unabhängig von der Rotation), und die Spaltflächen werden demgemäß stärker auseinandergedrückt. (Dieses Verhalten wird später im Abschnitt 12.4 physikalisch begründet). Dadurch wird die Dichtung hydrostatisch stabilisiert. Bei Hochdruck-Gleitringdichtungen wird dieser Effekt oft gezielt zur Erzeugung einer stabilen Spalthöhe ausgenutzt. Die thermische Stülpung ist positiv und unterstützt die Spaltstabilisierung, jedoch nur bei einer *von außen*



druckbelasteten Gleitringdichtung („Druck am Außendurchmesser“).

Bei Niederdruck-Gleitringdichtungen, deren Stirnflächen sich anfänglich berühren (Mischreibung) hat die thermische Stülpung komplexere Folgen. Die anfänglich hohe Reibleistung bewirkt (wiederum nur bei einer außen druckbeaufschlagten Gleitringdichtung) eine positive thermische Stülpung. Dadurch kann von außen Flüssigkeit in den Spalt eindringen und die Gleitflächen sowohl entlasten als auch kühlen. Infolge dessen nimmt der Grad der thermischen Stülpung wieder ab. Ob eine solche Dichtung schließlich einen Gleichgewichtszustand erreicht oder mit ständig wechselnder Reibung läuft, hängt sowohl von ihrer speziellen Bauweise, vom abgedichteten Druck und außerdem vom sogenannten Anpassungsverschleiß ab, der im nächsten Abschnitt besprochen wird.

Druckbedingte Stülpung (p-Verformung): Je nach Querschnittsform der Dichtringe kann der Druck eine Schrägstellung der Spaltflächen hervorrufen, die der thermischen Stülpung entgegen gerichtet ist. Bei *von außen druckbelasteten* Gleitringdichtungen führt die druckbedingte Stülpung in der Regel zu einem in Leckagerichtung divergenten Spalt („A-Spalt“), Bild 6(b). Da die Spalthöhe dabei zur Hochdruckseite hin abnimmt, wird diese Stülpung als „negativ“ bezeichnet.

Bild 6 zeigt, daß bei von außen druckbelasteten Gleitringdichtungen die T-Verformung der p-Verformung entgegengerichtet ist, sich beide Einflüsse also mindestens teilweise kompensieren. Die p-Verformung läßt sich mittels FE-Berechnung verhältnismäßig einfach ermitteln. Die Dichtungshersteller konstruieren die Querschnitte der beiden Dichtringe oft so, daß – ausschließlich unter der Wirkung des Drucks – die Spaltflächen bei jedem Druck nahezu parallel bleiben. Eine so ausgelegte Gleitringdichtung wird demnach hauptsächlich von der thermischen Stülpung (hydrostatisch) beeinflusst.

Anpassungsverschleiß

Bild 7 zeigt eine von außen druckbelastete Gleitringdichtung. Angenommen die p-Verformung bewirke aufgrund der Formgebung des Gleitrings einen divergenten „A-Spalt“, dann entsteht beim Anfahren sofort eine sehr hohe Pressung am Außendurchmesser (Spalteintritt), da die gesamte Schließkraft auf die Ringkante konzentriert ist. Beim Start entsteht dort eine hohe Reibleistungsdichte, und zugleich kann keine Flüssigkeit in den Spalt eindringen. Das kann zu einem kritischen Zustand führen, und die ungeschmierten Dichtflächen können im Extremfall durch Wärmespannungsrisse zerstört werden. Derartige Schäden werden vermieden, wenn einer der Gleitringe aus einem kontrolliert verschleißfähigen Werkstoff besteht, so daß die hohe Kantenpressung schnell und sicher abgebaut wird. Der verschleißfähige Werkstoff muß so beschaffen sein, daß sehr kleine Partikel so gleichmäßig abgerieben werden, daß die verschleißende Fläche glatt und ohne Riefen oder Freßfurchen bleibt. Die verschleißende Gleitfläche wird sozusagen im verformten Zustand „nachgeläppt“ und paßt sich dabei an die Gegengleitfläche an, so daß die Gleitflächen schließlich einen nahezu parallelen Spalt bilden. Die verschleißfähigen Gleitringe bestehen meist aus Kohlegraphit, einer feinkörnigen Keramik. Die Eigenschaften der Gleitringwerkstoffe werden in *Kapitel 14* ausführlich besprochen.

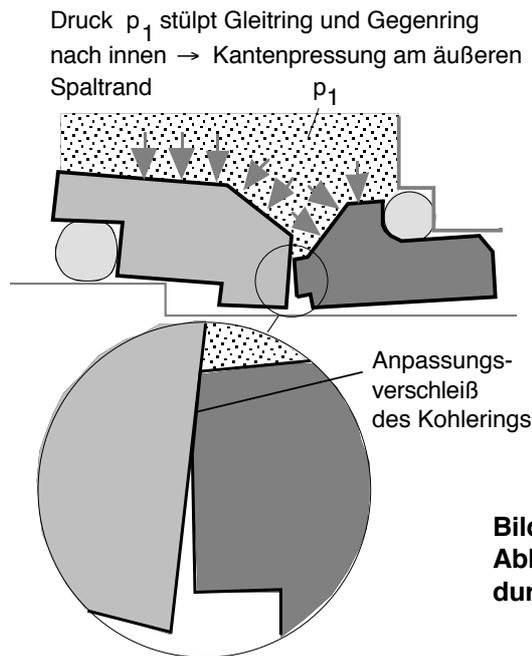


Bild 7
Abbau der Kantenpressung durch Anpassungsverschleiß

Bild 8 veranschaulicht zum Beispiel für eine spezielle, unentlastete Gleitringdichtung den während 50 Stunden Einlaufzeit gemessenen Verschleiß und den danach auftretenden mittleren Verschleiß, der in diesem Fall ca. 0,2 mm pro 1000 Betriebsstunden betrug.

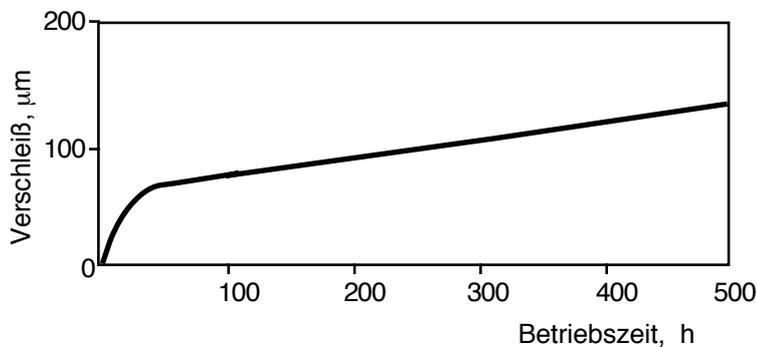


Bild 8
Gemessener Verlauf des Verschleißes einer speziellen Gleitringdichtung

Die Erfahrung zeigt, daß der Anpassungsverschleiß oft von unregelmäßigen, manchmal auch quasi periodischen Veränderungen der Reibung begleitet ist, die einige Stunden anhalten können, bis die Dichtung schließlich einen gleichmäßigen Betriebszustand erreicht. Das wechselhafte Verhalten beim Einlauf ist hauptsächlich auf p- und T-Verformungen zurückzuführen. Ist der Schmierfilm verhältnismäßig dick und die Reibung demgemäß klein, so kühlen die Spaltflächen ab bis sie sich am Außendurchmesser berühren. Dabei nimmt die Reibung und folglich auch die Temperatur zu, die erwärmten Ringe stülpen wieder nach außen und bilden erneut einen konvergenten V-Spalt, wodurch die Filmdicke wieder zunimmt. Bild 9 beschreibt schematisch einen experimentell beobachteten zyklischen Reibungsverlauf einer Gleitringdichtung wobei außer den p- und T-Verformungen auch ein Verdampfen im Spalt in Betracht gezogen wurde, ein Vorgang der später noch eingehender betrachtet wird.

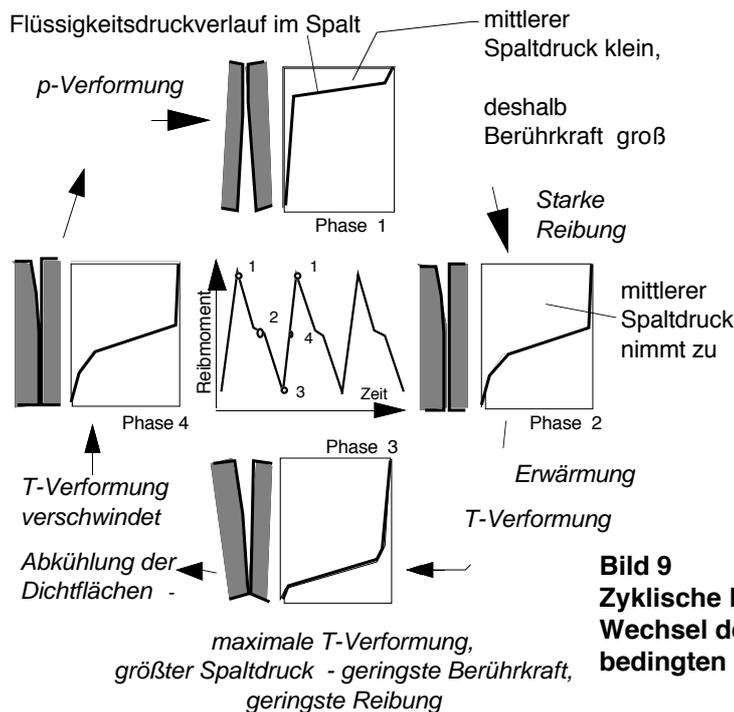


Bild 9
Zyklische Reibung durch zeitlichen Wechsel der druck- und temperaturbedingten Verformungen

Prinzipiell müssen sich die Gleitflächen bei jeder Änderung der Betriebsbedingungen erneut durch Verschleiß aneinander anpassen. Der zeitliche Verlauf des Verschleißes ist dem entsprechend abhängig von der Fahrweise des abgedichteten Aggregats. Häufiges Anfahren und Abstellen oder häufige Veränderungen von Druck und Drehzahl führen zu höherem Verschleiß und vermindern die Lebensdauer einer Gleitringdichtung.

Probleme bei innen druckbelasteten Gleitringdichtungen: Die Erfahrung zeigt, daß Gleitringdichtungen schlecht funktionieren, wenn der Druck der abgedichteten Flüssigkeit am Innendurchmesser des Dichtspalts ansteht (innen druckbeaufschlagt). Die *T*- und die *p*-Verformung ist dann gleichgerichtet. Beim ersten Start berühren sich die Spaltwände auf der Innenseite und der Spalt klappt zur drucklosen Außenseite hin. Die gesamte Schließkraft konzentriert sich auf den Innenrand und führt dort schnell zu relativ starkem Verschleiß. Nach dem Abstellen und Abkühlen verschwindet die *T*-Verformung und es bildet sich ein *nach außen hin* konischer Spalt. Beim Wiederanfahren führt dies zu einer hohen Leckrate. Aus diesem Grund sollte man innen druckbeaufschlagte Gleitringdichtungen meiden oder sie allenfalls bei geringem Druck einsetzen.

Das hier angesprochene Problem tritt auch bei „Druckumkehr“ auf, das heißt, bei Gleitringdichtungen, die normalerweise von außen druckbeaufschlagt sind, bei denen aber unter bestimmten Bedingungen der Druck innen höher ist. In diesem Fall sollte die Nebendichtung so angeordnet sein, daß die Gleitringdichtung im Zustand *Druck von innen* unentlastet ist, das heißt, axial mit dem vollen Druck angepreßt wird. Welche konstruktiven Maßnahmen dafür erforderlich sind wird am Ende des folgenden Abschnitts erläutert.

Gestützt auf empirisches Fachwissen wurde bis hierher das Verhalten von Gleitringdichtungen qualitativ und phänomenologisch beschrieben. Dabei wurde deutlich, daß viele Einflußgrößen in äußerst komplexer Weise zusammenwirken. Das Verhalten einer Gleitringdichtung wird noch besser verständlich, wenn man die tribologischen Vorgänge und deren Zusammenspiel quantitativ betrachtet. Dies soll im Folgenden geschehen.

Das Gleichgewicht der Kräfte am Gleitring

Für die zuverlässige Funktion der Gleitringdichtung ist es wichtig, die Kraft, mit der der Gleitring an den Gegenring angepreßt wird, die *Schließkraft*, richtig zu dimensionieren. Ist sie zu groß, entsteht exzessiver Verschleiß und die Lebensdauer ist kurz, ist sie aber zu klein, dann wird die Leckage exzessiv groß. Deshalb ist es erforderlich, zunächst die Faktoren zu betrachten, mit denen die Schließkraft beeinflußt und dadurch die Dichtung „entlastet“ werden kann. Bild 10 veranschaulicht die Kräfte, die den Gleitring an den Gegenring anpressen. Zunächst sei darauf hingewiesen, daß die Drücke p_1 , p_2 und p_h *Absolutdrücke* sind. Die Nebendichtung des Gleitings dichtet auf einer zylindrischen Fläche mit dem Radius r_d .

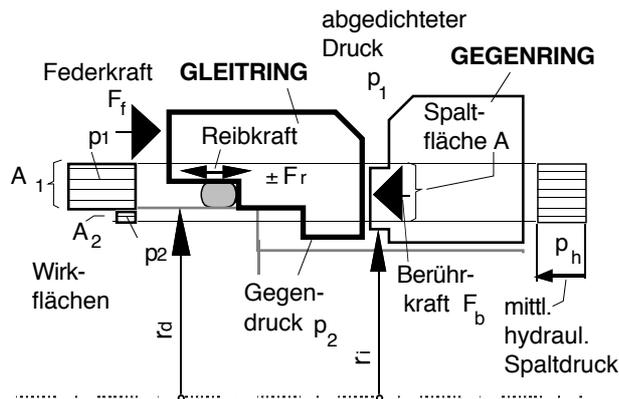


Bild 10
Axial auf den Gleitring
wirkende Kräfte
(p: Absolutdrücke)

Die Schließkraft: Mit der Wahl von r_d legt der Konstrukteur die Wirkfläche A_1 fest, auf die der höhere Druck p_1 wirkt. Wenn, wie in Bild 10, p_1 von außen wirkt und $r_d > r_i$ ist, nennt man die Gleitringdichtung „entlastet“. Der niedere Druck p_2 wirkt auf die Fläche $A_2 = A - A_1$, wobei A die gesamte Fläche des Dichtspalts ist. Die Druckdifferenz ist $\Delta p = p_1 - p_2$. Die axialen Kräfte $p_1 \cdot A_1$ und $p_2 \cdot A_2$ sowie die Federkraft F pressen den Gleitring an den Gegenring. Alle weiteren axialen Druckkräfte sind ausgeglichen. Die auf die Spaltfläche A bezogene Federkraft F wird als Federpressung p_f bezeichnet, $p_f = F/A$. Wenn im Betrieb – wegen thermischer Nachstellbewegungen oder infolge eines Verschleißes der Gleitflächen – der Gleitring axial rutscht, entsteht an der Nebendichtung zusätzlich noch eine Reibkraft F_r . Je nachdem, in welche Richtung der Gleitring rutscht, vermindert oder vergrößert die Reibkraft $\pm F_r$ die Schließkraft. Bezogen auf die Spaltfläche A ist die reibkraftbedingte Flächenpressung $\pm p_r = \pm F_r / A$.



Die Öffnungskraft: Der hydrostatische Druckverlauf beginnt mit dem Druck p_1 und endet beim Gegen- bzw. Umgebungsdruck p_2 . Der Mittelwert des *absoluten* hydrostatischen Drucks ist p_{st} . Bei einem Dichtspalt mit parallelen Wänden ist $p_{st} = p_2 + 0,5 \cdot \Delta p$. Der hydrostatische *Überdruck* im Spalt (d.h. der den Gegendruck p_2 übersteigende hydrostatische Druck) ist $p_{st} - p_2 = 0,5 \cdot \Delta p$.

Bild 11 zeigt den hydrostatischen Druckverlauf bei unterschiedlichen Spaltformen. Wenn der Spalt sich in Strömungsrichtung verengt (oder die Flüssigkeit im Spalt verdampft) ist der Spaltüberdruck größer als $0,5 \cdot \Delta p$. (Tatsächlich verengt sich der Spalt auch, wenn die Spaltwände parallel sind, da ja der Umfang nach innen kleiner wird. Die damit zusammenhängende Druckänderung ist jedoch gering und kann bei üblichen Gleitringdichtungen vernachlässigt werden).

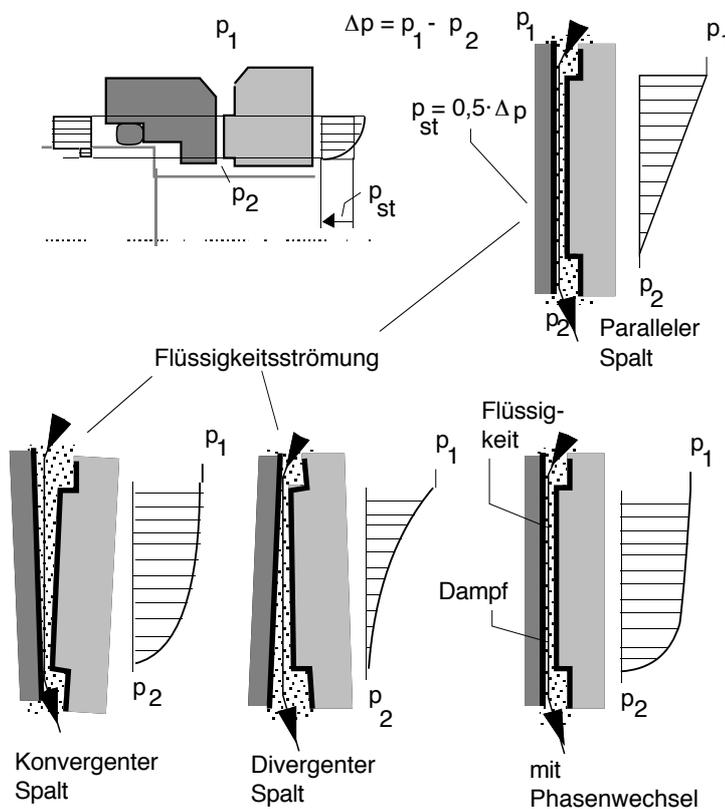


Bild 11
Verlauf des hydrostatischen Spaltendrucks einer Gleitringdichtung bei verschiedenen Spaltformen

Wenn die Spalthöhe in Umfangsrichtung variiert, entsteht bei rotierender Dichtung – wie bei einem hydrodynamischen Axiallager – ein *hydrodynamischer* Spaltdruck, dessen mittlerer *Absolutwert* mit p_{dyn} bezeichnet wird. Der absolute hydraulische Spaltdruck (= Summe des hydrostatischen und hydrodynamischen Spaltdrucks) ist $p_h = p_{st} + p_{dyn}$. Der *hydraulische Überdruck* im Dichtspalt beträgt somit insgesamt $p_{sp} = p_{st} + p_{dyn} - p_2$.



Reicht die hydraulische Öffnungskraft zur Kompensation der Schließkraft nicht aus, dann berühren sich die Spaltflächen an den höchsten Stellen (Mischreibung). Außer dem Spaltdruck wirkt dann auf den Gleitring zusätzlich eine Berührkraft F_b . Entsprechend ist die mittlere *Berühr*pressung $p_b = F_b / A$.

Zusammengefaßt gilt für die Drücke und Pressungen:

p_1	absoluter Druck des abgedichteten Fluids
p_2	absoluter Druck nach dem Dichtspalt (Gegendruck)
$\Delta p = p_1 - p_2$	Druckdifferenz
$p_h = p_{st} + p_{dyn}$	mittlerer absoluter Spaltdruck
$p_{sp} = p_h - p_2$	mittlerer Spalt <i>über</i> druck („Spaltdruck“)
$p_b = F_b / A$	Berührpressung bei Mischreibung
$p_f = F_f / A$	Pressung infolge der Federkraft F_f
$p_r = F_r / A$	Pressung infolge der Reibkraft F_r der Nebendichtung

Für das axiale Kräftegleichgewicht am Gleitring gilt (s. Bild 10):

$$p_1 \cdot A_1 + p_2 \cdot A_2 + (p_f \pm p_r) \cdot A = (p_{st} + p_{dyn} + p_b) \cdot A \quad (1)$$

oder

$$\Delta p \cdot A_1 + p_2 \cdot A + (p_f \pm p_r) \cdot A = (p_h + p_b) \cdot A \quad (2)$$

Flächenverhältnis und Belastungsfaktor

Mit den Definitionen:

$$\text{Flächenverhältnis} \quad k = A_1 / A,$$

$$\text{Belastungsfaktor} \quad \kappa = k + (p_f \pm p_r) / \Delta p$$

ergibt sich schließlich für das *axiale Kräftegleichgewicht* am Gleitring (bei Mischreibung)

$$\kappa \cdot \Delta p = p_{sp} + p_b \quad (3)$$

Die linke Seite der Gleichung 3 repräsentiert den Schließdruck, die rechte Seite die hydraulischen Öffnungsdrücke und eine eventuell vorhandene Berührpressung. Der Belastungsfaktor κ bestimmt die Schließkraft und hängt ab vom Wirkradius r_d , von der Kraft der Anpreßfeder, von der Reibung der Nebendichtung und von der Druckdifferenz Δp . In Abhängigkeit vom Flächenverhältnis k gilt für das axiale Kräftegleichgewicht:

$$k + (p_f \pm p_r) / \Delta p = (p_{sp} + p_b) / \Delta p \quad (4)$$



Bei gleichbleibender Druckdifferenz verändert sich der Belastungsfaktor κ nur, wenn eine Reibkraft an der Nebendichtung wirksam ist. Eine solche tritt aber nur bei axialen Ausgleichsbewegungen auf, im stationären Betrieb verschwindet sie. *Im normalen Betrieb ist der Belastungsfaktor $\kappa = k + p_f/\Delta p$.* Falls die Druckdifferenz Δp wesentlich größer ist als die Federpressung p_f , dann gilt $\kappa \approx k$, das heißt, der Belastungsfaktor ist annähernd gleich groß wie das Flächenverhältnis.

Auf den ersten Blick scheint es möglich, die axiale Anpressung der Gleitflächen (und damit den Verschleiß) zu minimieren indem man erstens eine kleine Federkraft wählt und zweitens den Radius r_d der Nebendichtung und damit das Flächenverhältnis k so festlegt, daß die axialen Druckwirkungen der Flüssigkeit ausgeglichen sind. Beiden Maßnahmen sind jedoch enge funktionelle Grenzen gesetzt:

Kleinste zulässige Federkraft: Sie wird von zwei Forderungen bestimmt. Erstens darf bei Verwendung einer berührenden Nebendichtung die Federkraft F_f nicht kleiner sein als die Haftreibung der Nebendichtung. Sonst bleibt der Gleitring auf der Welle hängen, wenn sich der Gegenring - nach dem Abstellen der Maschine infolge thermischer Längsdehnung der Welle - vom Gleitring entfernt ("hang-up"). Dadurch klafft der Dichtspalt und es kommt zu exzessiver Leckage. Zweitens muß bei Axialschwingungen des Aggregats – insbesondere bei kleiner Druckdifferenz – die Trägheit des Gleitrings von der Feder kompensiert werden. Zum Beispiel erzeugen Laufungenauigkeiten der Welle oder ein schief montierter Gegenring eine Taumelbewegung des Gleitrings. Damit der Gleitring am Gegenring dauernd anliegt, muß die Federkraft stets größer sein als die zur Nachführung des Gleitrings notwendige Beschleunigungskraft. In der Praxis liegt die Federpressung p_f üblicherweise im Bereich zwischen 0,1 und 0,2 MPa.

Kleinste zulässige Flächenverhältnis: Der kleinste zulässige Wert für $k = A_1/A$ ergibt sich aus dem Umstand, daß die Gleitringdichtung sich wie ein hydrostatisches Lager verhält, dessen Speisedruck proportional zur Belastung zunimmt. Zur Erläuterung der Folgen einer übermäßigen Entlastung wird zunächst eine Dichtung mit dem Flächenverhältnis $k = 0$ betrachtet, Bild 12(a). Auf den ersten Blick scheint die Wirkung des Flüssigkeitsdrucks auf den Gleitring

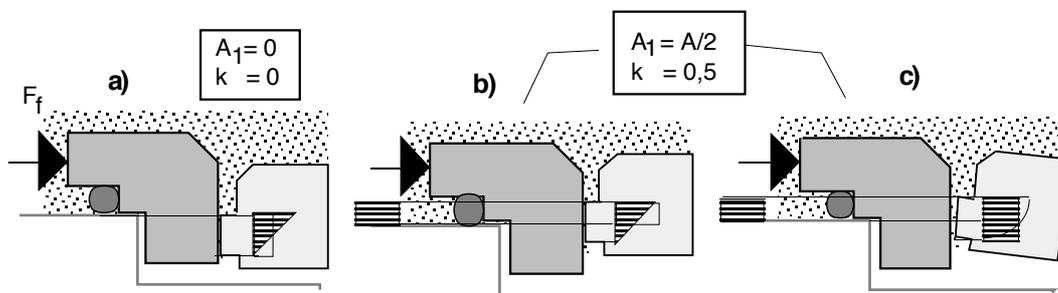


Bild 12
Verhalten einer Gleitringdichtung bei übermäßiger Entlastung
(Flächenverhältnis k ist zu klein)



völlig ausgeglichen zu sein. Dies ist aber ein Trugschluß, denn der Spalt wird zwar vom Flüssigkeitsdruck nicht geschlossen, jedoch vom hydrostatischen Spaltdruck geöffnet! Dieser ist aber proportional zur Druckdifferenz Δp und die Dichtung versagt, wenn bei zunehmendem Δp die spaltöffnende Druckkraft größer wird als die spaltschließende Federkraft. Der Gleitring wird dann vom Spaltdruck weggeschoben und es entsteht exzessive Leckage.

Selbst ein Wert $k = 0,5$ ist praktisch nicht realisierbar, Bild 12(b). Hier ist die vom höheren Druck belastete Fläche halb so groß wie die Dichtspaltfläche. Ist der Dichtspalt parallel, so fällt der Druck linear ab, und der hydrostatische Überdruck im Spalt ist halb so groß wie die Druckdifferenz. In diesem Fall wird der Gleitring hydraulisch immer mit derselben Kraft angepreßt, mit der er vom Spaltdruck weggeschoben wird. Solange der Spalt parallel ist, bleibt die Federkraft als überschüssige Anpreßkraft übrig. Dies ändert sich, wenn der Spalt auch nur geringfügig konvergiert, Bild 12(c). Dann ist der hydrostatische Überdruck im Spalt größer als die anpressende Druckdifferenz Δp , der Dichtspalt öffnet und es entsteht exzessive Leckage. Diese Überlegungen und praktische Erfahrungen haben gezeigt, daß Gleitringdichtungen nur mäßig entlastet werden dürfen.

Flächenverhältnis k in der Praxis

Hersteller von Gleitringdichtungen empfehlen, entlastete Dichtungen zu verwenden, wenn die Druckdifferenz Δp größer ist als 1 MPa. Um die Reibungswärme zu begrenzen, werden in der Praxis auch bei geringerem Druck bereits entlastete Gleitringdichtungen eingesetzt. Die in der amerikanischen Ölindustrie eingeführte Richtlinie API 682 empfiehlt generell die Verwendung von entlasteten Gleitringdichtungen. Eine maßgeschneiderte Entlastung, d.h. ein individuell angepaßter k -Wert, ist zumindest bei standardisierten Gleitringdichtungen wegen der Lagerhaltung wirtschaftlich nicht vertretbar. In der Praxis werden entlastete Gleitringdichtungen mit $k = 0,65 \dots 0,75 \dots 0,85$ ausgeführt. Ein typischer Standardwert ist das Flächenverhältnis $k = 0,75$.

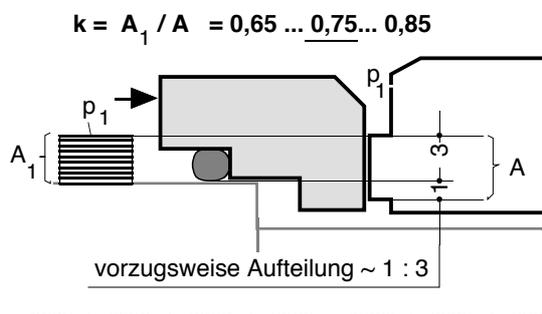


Bild 13
Bereich des Flächenverhältnisses k von "mäßig entlasteten" Gleitringdichtungen



Entlastung bei Druckumkehr

Eine Druckumkehr (d.h. $p_1 > p_2$ wird zu $p_1 < p_2$) kann beispielsweise vorkommen, wenn bei einer Doppelgleitringdichtung der Druck in der Sperrkammer zwischen den Dichtungen unbeabsichtigt abfällt. Die Gleitringdichtung funktioniert jedoch nur, wenn der *höhere* Druck p_1 stets auf die *größere* Teilfläche A_1 wirkt. Wenn im Betrieb jedoch p_1 zeitweilig kleiner wird als p_2 , wird bei einer gemäß Bild 10 ausgeführten Dichtung der Dichtring vom Gegenring weggedrückt und die Dichtung versagt. Dies kann durch einen konstruktiven Kunstgriff verhindert werden. Zu diesem Zweck gibt man der O-Ringnut eine besondere Form, Bild 14. Der Gleitring bildet die eine Stirnfläche der O-Ring-Nut, die andere befindet sich an einem mit der Welle verbundenen Bauteil. Dadurch wird der Gleitring immer an den Gegenring angepreßt, unabhängig davon, ob der höhere Druck von außen oder von innen wirkt. Ist außen der Druck p_1 höher als der innere Druck p_2 , so liegt der O-Ring axial am Gleitring an und p_1 wirkt auf eine Ringfläche, die innen vom Wirkradius r_{d1} begrenzt ist. Wenn r_{d1} größer ist als der Innenradius des Dichtspalts, ist im Fall $p_1 > p_2$ das Flächenverhältnis $k < 1$ und die Dichtung ist „entlastet“. Sobald $p_2 > p_1$ ist, wird der O-Ring in seiner Nut zur wellenfesten Stirnfläche hin verschoben und der jetzt höhere Druck p_2 wirkt nun bis zum Wirkradius r_{d2} , der hier beispielsweise gleich groß ist, wie der Außenradius des Dichtspalts. Demgemäß ist hier im Fall $p_2 > p_1$ das Flächenverhältnis $k=1$. Das jeweilige Flächenverhältnis für die beiden unterschiedlichen Druckdifferenzen wird durch die Abmessungen der wechselseitigen O-Ring-Nut konstruktiv festgelegt. Zu beachten ist, daß bei einer derartigen Anordnung der Gegenring in beiden Richtungen axial fixiert sein muß.

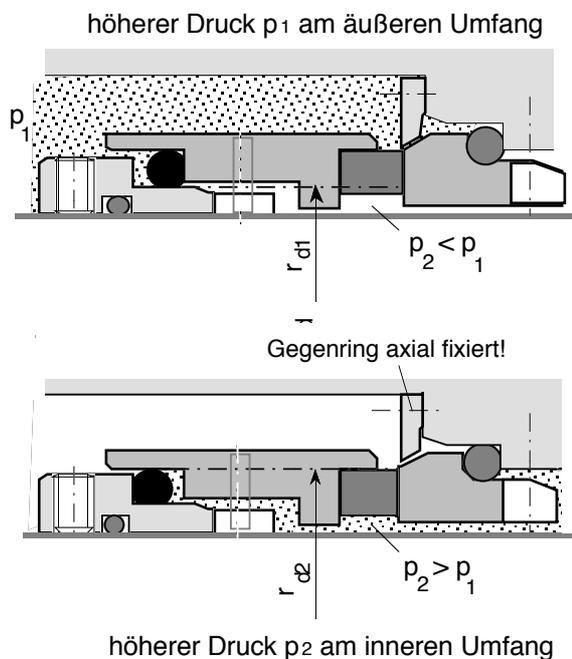
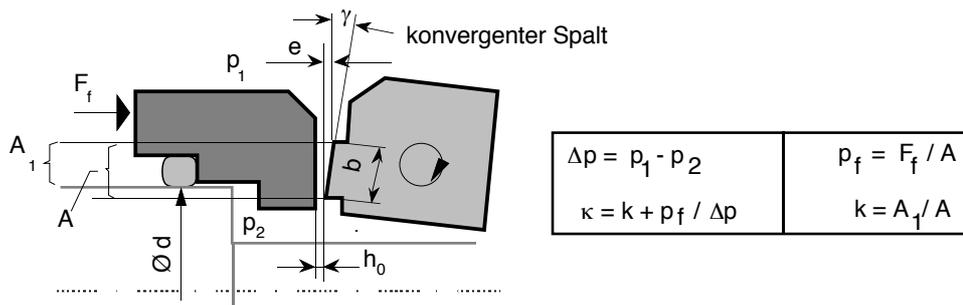


Bild 14
Wechselseitige O-Ringnut
ermöglicht Betrieb
mit Druckumkehr

12.4 HYDROSTATISCHER DRUCK IM DICHTSPALT

Die folgenden Ausführungen gelten zunächst für einen ganz mit Flüssigkeit gefüllten Dichtspalt. Dies trifft in der Regel zu für Gleitringdichtungen mit moderater Gleitflächenbelastung, bei denen die Temperatur im Dichtspalt niedriger ist als die Siedetemperatur beim Umgebungsdruck p_2 . Die Verhältnisse bei teilweise mit Dampf oder Gas gefülltem Dichtspalt werden später behandelt.

Der Dichtspalt ist stabil, wenn die Spaltflächen sich im Betrieb so verformen, daß *zum niedrucksseitigen Spaltende hin* der Dichtspalt *enger* wird. Bild 15 zeigt prinzipiell einen Spalt mit dem Winkel γ und der Konvergenzhöhe e . Verursacht von Druck- und Temperaturgradienten und vom Verschleiß können beide Gleitringe mehr oder weniger zur Konvergenz beitragen. Unten im Bild 15 ist für drei verschiedene Spalthöhen der Druckverlauf in der von Δp erzeugten hydrostatischen Spaltströmung dargestellt. Der mittlere hydrostatische Druck nimmt zu, wenn die Spaltwände sich näher kommen. Bei einem bestimmten Abstand h_0 sind die spaltschließenden und die spaltöffnenden Kräfte ausgeglichen, und diesen Abstand stellt die Gleitringdichtung automatisch ein.



Bei Annäherung der Spaltwände nimmt der mittlere hydrostatische Spaltdruck zu

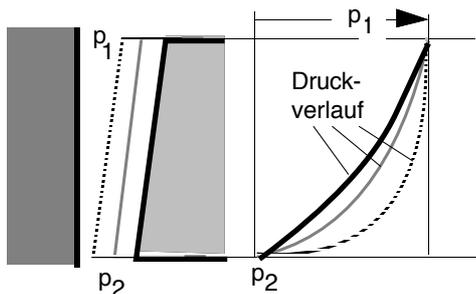


Bild 15
Hydrostatischer Spaltdruckverlauf einer entlasteten Gleitringdichtung mit konvergentem Spalt

Automatische Spalteinstellung: Eine Gleitringdichtung mit dem Konvergenzwinkel γ und der radialen Gleitflächenbreite b hat die Konvergenzhöhe $e = \gamma \cdot b$. Der Spalt stellt sich automatisch auf folgenden kleinsten Abstand h_0 ein:

$$h_0 = \gamma \cdot b \cdot \frac{1 - \kappa}{2 \cdot \kappa - 1} = e \cdot \frac{1 - \kappa}{2 \cdot \kappa - 1} \quad (5)$$



Die Spalthöhe wird um so größer, je größer γ und b sind. Obwohl in der Praxis ein linear konvergierender Spalt kaum vorkommt, liefert Gl. (5) doch einen realistischen Wert für die Größenordnung der Spalthöhe, die sich aufgrund des radialen Druckabfalls einstellt. Betrachtet man zum Beispiel eine entlastete Dichtung mit dem Flächenverhältnis $k=0,7$ und einer Federpressung von $p_f = 0,15$ MPa die bei der Druckdifferenz $\Delta p = 1$ MPa abdichtet, so wird der Belastungsfaktor $\kappa = k + p_f / \Delta p = 0,85$. Aus Gl. (5) folgt $h_0 \approx 0,2 \cdot \gamma \cdot b = 0,2 \cdot e$. Es entspricht realen Verhältnissen, wenn man bei einer Gleitflächenbreite von $b = 4$ mm eine Konizität der Dichtflächen von $e=2 \mu\text{m}$ annimmt. Daraus ergibt sich ein kleinster Spalt von $h_0 \approx 0,4 \mu\text{m}$. Falls sich e mit dem Druck nicht ändert, ergäbe sich hier bei $\Delta p=7$ MPa ($\kappa = 0,72$) ein Spalt $h_0 \approx 1,3 \mu\text{m}$. Bei den meisten Gleitringen verändert sich jedoch die Konvergenz in Abhängigkeit vom Druck und von der Reibungswärme. Die Folgen und die sich daraus ergebenden Konstruktionsrichtlinien werden später erörtert.

„Hydrostatische“ Leckage: Durch den Spalt einer Gleitringdichtung nach Bild 15 fließt infolge der Druckdifferenz Δp die „hydrostatische“ Leckrate:

$$Q = \frac{\pi \cdot \Delta p \cdot d \cdot \gamma^3 \cdot b^2 \cdot \kappa^2 \cdot (1 - \kappa)^2}{6 \cdot \eta \cdot (2\kappa - 1)^3} \quad (6)$$

Bei gegebenem Winkel γ haben Dichtungen mit großer Dichtflächenbreite b eine überproportional große hydrostatische Leckage. Dies ist ein erster Grund für die Konstruktionsempfehlung, die *Dichtflächen möglichst schmal* zu machen. Diese Forderung wird später durch die Betrachtung des Einflusses der Reibleistung bekräftigt. Bild 16 zeigt die Wirkung einer übermäßigen Entlastung infolge eines zu kleinen Flächenverhältnisses k . Für die typische Federpressung $p_f = 0,15$ MPa ist der Verlauf der hydrostatischen Leckrate als Funktion von k für ver-

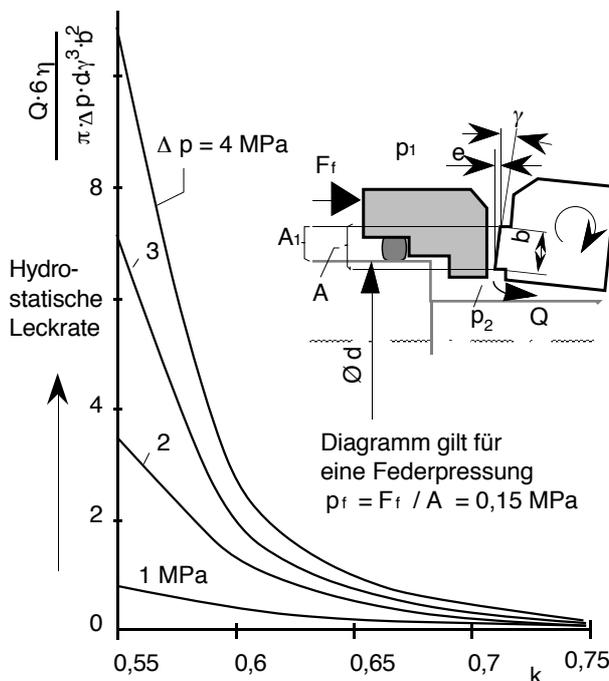


Bild 16
Hydrostatische Leckrate als Funktion des Flächenverhältnisses k für verschiedene Werte der Druckdifferenz Δp



schiedene Werte der Druckdifferenz Δp dargestellt. Für $k < 0,65$ nimmt die hydrostatische Leckage drastisch zu, bei $k = 0,6$ ist sie bereits siebenmal so groß wie bei $k = 0,7$. Da in der Praxis damit gerechnet werden muß, daß die Dichtflächen in irgendeiner Weise konvergieren, werden Gleitringdichtungen für höheren Druck nie mit einem Flächenverhältnis k kleiner als $0,65$ ausgeführt.

Während die hydrostatische Leckage bei Hochdruckdichtungen eine bedeutende Rolle spielt, ist sie bei Niederdruck-Gleitringdichtungen ($\Delta p < 1$ MPa) kaum von Bedeutung. Gl. (5) zeigt, daß hydrostatisch überhaupt nur dann ein Spalt entsteht, wenn $\kappa < 1$ ist. Beispielsweise ist bei $k = 0,8$ und $p_f = 0,2$ MPa der Belastungsfaktor κ nur dann kleiner als 1, wenn die Druckdifferenz Δp größer als 1 MPa ist. Die meisten industriell betriebenen Pumpen-Gleitringdichtungen laufen aber mit einer Druckdifferenz von weniger als 1 MPa (10 bar), das heißt, daß in aller Regel $\kappa > 1$ ist, auch wenn es sich um sogenannte entlastete Gleitringdichtungen mit einem Flächenverhältnis $k < 1$ handelt! Bei solchen Gleitringdichtungen bewirkt ein konvergenter Dichtspalt *keine* hydrostatische Leckage.

Niederdruck-Gleitringdichtungen erfordern deshalb zur zuverlässigen Schmierung der Gleitflächen zusätzlich einen hydrodynamischen Druck im Dichtspalt.

12.5 HYDRODYNAMISCHER DRUCK IM DICHTSPALT

Bei Laboruntersuchungen zeigte sich immer wieder ein charakteristisches Verhalten von Gleitringdichtungen: Wenn eine der Gleitflächen aus einem fein verschleißfähigen Werkstoff besteht, zeigt sich bei konstanten Betriebsbedingungen nach dem Anlaufen zunächst Leckage bei stark fluktuierendem Reibmoment. Begleitet von einem spezifischen Verschleiß nehmen mit der Zeit sowohl Reibung als auch Leckage ab. Während dieses Einlaufvorgangs, der nach Änderungen von Druck, Wellendrehzahl und Flüssigkeitstemperatur erneut auftritt, herrscht im Dichtspalt von Gleitringdichtungen mit $\kappa > 1$ Mischreibung. Es gibt verschiedene Modelle, die das Auftreten von Leckage bei Mischreibung erklären. Bild 17 veranschaulicht eine mögliche Abfolge von Ereignissen im Dichtspalt während des Einlaufens. Am Umfang verteilte Reibkontaktstellen erzeugen lokale hohe Temperaturen. An den Kontaktstellen dehnt sich der Werkstoff und drängt die Gegenfläche zurück, wobei eine verhältnismäßig hohe Leckage zu beobachten ist. Aus dem sich andauernd verändernden Kontaktmuster entwickelt sich erfahrungsgemäß nach längerer Zeit, bei abnehmender Reibung und geringer werdender Leckage, eine charakteristische Welligkeit der verschleißfähigen Spaltfläche mit zwei Wellenkämmen und Wellentälern am Umfang („Zweiwelligkeit“). So entsteht schließlich eine die Spaltflächen trennende hydrodynamische Tragfähigkeit.

Zweiwellige Gleitfläche: Nach dem Ausbau eines zweiwellig eingelaufenen Gleittrings mißt man normalerweise eine Tiefe der Wellen (Kamm zu Tal) zwischen $2\ \mu\text{m}$ und $5\ \mu\text{m}$. Im Betrieb werden die Wellen vom Spaltdruck bis auf $0,1\text{...}2\ \mu\text{m}$ eingeebnet. Diese flachen Keilspalte

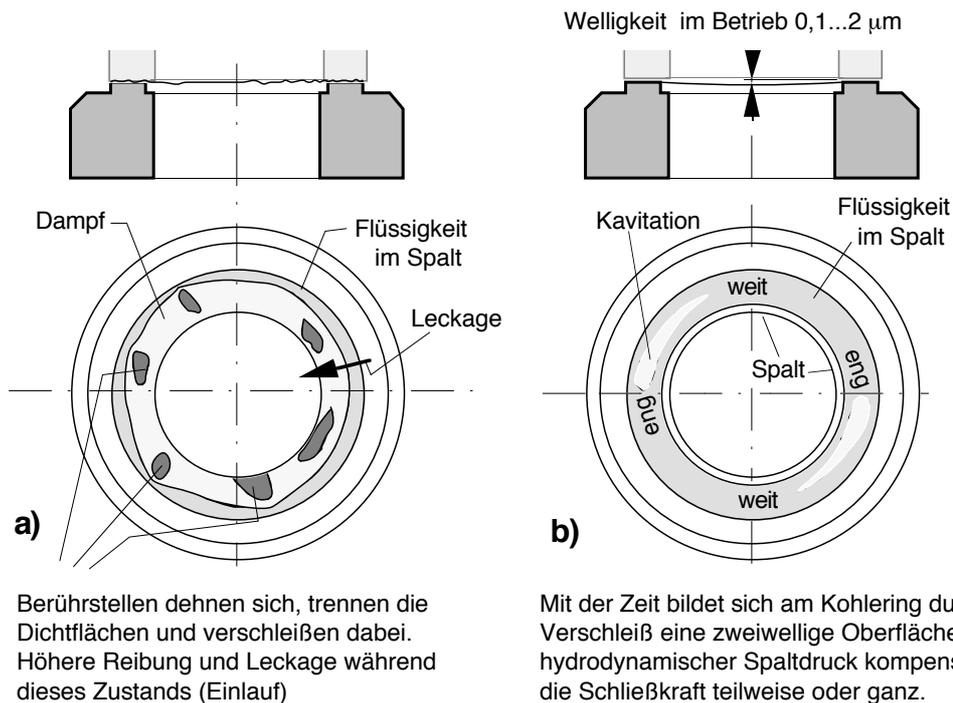


Bild 17 Veränderung der Gleitfläche eines Kohlegraphit-Gleitlings beim Einlauf

erzeugen den zur Trennung der Gleitflächen erforderlichen hydrodynamischen Spaltdruck. Im Betrieb kann der hydrodynamische Druck örtlich so hoch werden, daß dadurch lokale Verformungen von der Größenordnung der Spalthöhe entstehen. Eine Berechnung dieser Verhältnisse verlangt somit einen elasto-hydrodynamischen Ansatz.

Es gibt bislang keine eindeutige physikalische Erklärung für das Entstehen der charakteristischen zweiwelligen Gleitfläche. Im Experiment wurde nachgewiesen, daß sich die zweiwellige Struktur auf einer anfänglich plangeläppten Gleitfläche eines symmetrischen Kohlekeramikrings (ohne Bohrungen oder Nuten) bildet. Selbst wenn man einen Gleitring absichtlich in verspanntem Zustand so läppt, daß er beim Einbau eine dreiwellige Gleitfläche aufwies, entwickelte sich beim Einlauf auch auf diesem Ring schließlich eine zweiwellige Oberfläche!

Poren und Rauheit: Zum Erreichen der hydrodynamischen Tragfähigkeit sollen die Spaltflächen von Gleitringdichtungen im Fertigungszustand optimal eben geläppt sein, jedoch zugleich mikroskopisch kleine, zum Spalt hin offene Poren aufweisen, die als Flüssigkeitsspeicher wirken und beim Anlauf die Schmierung verbessern. Damit solche Poren im Betrieb erhalten bleiben, muß entweder die Gleitfläche so beschaffen sein, daß beim Verschleiß immer wieder Poren entstehen, oder die Poren müssen sich auf der harten Gleitfläche befinden. Die Erfahrung hat gezeigt, daß unter Bedingungen ständiger Mischreibung mit einer wohldefinierten geringen Rauheit bessere Ergebnisse erzielt werden als mit sehr glatten Gleitflächen.



12.6 DIE HYDRODYNAMISCHE KENNZAHL G

Die dimensionslose hydrodynamische Kennzahl G ist ein Indikator für den Betriebszustand einer Gleitringdichtung und den zu erwartenden Schmierungszustand. Sie entspricht der in der Gleitlagertechnik verwendeten Gümbelzahl bzw. Sommerfeldzahl. Bei Gleitringdichtungen ist $G = \eta\omega / (\kappa \cdot \Delta p)$, wobei η die dynamische Viskosität der Flüssigkeit im Dichtspalt, $\omega = \pi \cdot n / 30$ die Winkelgeschwindigkeit der Welle (n =Wellendrehzahl in min^{-1}), κ der Belastungsfaktor und Δp die Druckdifferenz ist. [Im anglo-amerikanischen Schrifttum ist die hydrodynamische Kennzahl anders definiert, nämlich $G' = \eta V b / W$, wobei V die Gleitgeschwindigkeit, W die wirksame Spaltschließkraft und b die radiale Gleitflächenbreite bedeuten; der Zusammenhang ist $G' = G / 2\pi$.]

Der Wert von G gibt Hinweise auf die Problematik des zu erwartenden Betriebszustands. Ein hoher G -Wert weist auf Flüssigkeitsschmierung, ein niederer auf Mischreibung hin. Tabelle 12.2 zeigt grob die Bereiche der für einige Einsatzfelder von Pumpen-Gleitringdichtungen zu erwartenden hydrodynamischen Kennzahlen G und G' :

Tabelle 12.2 Bereiche der hydrodynamischen Kennzahl G bzw. G' bei Gleitringdichtungen von Kreiselpumpen

Einsatzbereich	$10^8 \cdot G$	$10^8 \cdot G'$
Kesselspeisewasser	0,6 ... 7	0,1...1,1
Ölpipeline	2 ... 40	0,3...6
Karbamat	4	0,6
Rauchgasentschwefelung	10 ... 60	1.5...10
Pipeline (Wasser)	10	1.6
Trinkwasser	12 ...44	2...7
Zellstoffbrei	30 ... 100	5...15
Sperröl	90	14
Rohöl, Gasöl	700 ... 1400	120...220

Bild 18 zeigt die Abhängigkeiten der Reibungszahl, der Gleitflächentemperatur und der Verschleißrate von der hydrodynamischen Kennzahl G . Ähnlich wie die Stribeck-Kurve eines hydrodynamischen Gleitlagers hat der Verlauf der Reibungszahl einer Gleitringdichtung die in Bild 18(c) gezeigte typische Form. Wenn der G -Wert des Betriebszustands ungefähr $5 \cdot 10^{-9}$ oder größer ist, verringert sich bei zunehmender Belastung (bzw. bei abnehmender Drehzahl oder Viskosität) die Reibungszahl. Zugleich nimmt die Spalttemperatur zu, Bild 18(b). Dies kennzeichnet den Zustand der Flüssigkeitsreibung, bei dem die Gleitflächen durch einen Flüssigkeitsfilm getrennt sind. Fällt G unter den genannten Wert, so beginnen die höchsten Erhebungen der Gleitflächen sich zu berühren und mit der Reibungszahl und der Temperatur nimmt auch der Verschleiß drastisch zu, Bild 18(a). Generell nimmt mit abnehmendem G -Wert auch die Spalthöhe ab.

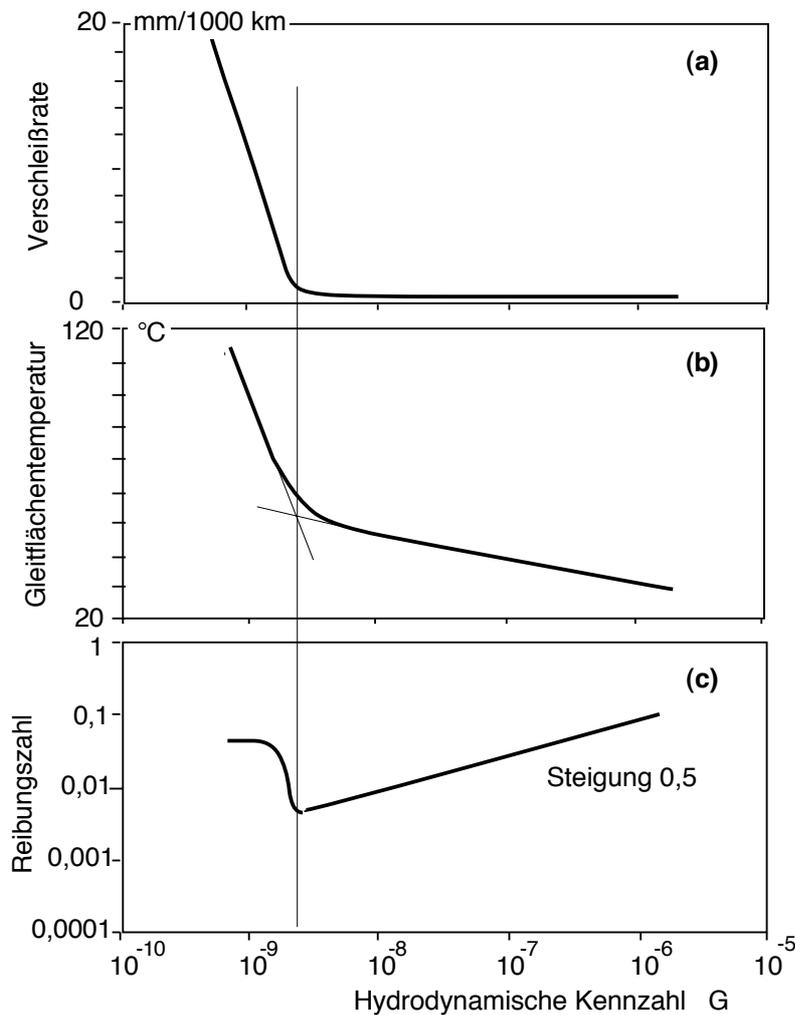


Bild 18 Abhängigkeit der Reibungszahl, der Gleitflächentemperatur und der Verschleißrate von der hydrodynamischen Kennzahl G
(Werte für eine spezielle Gleitringdichtung)

12.7 THERMODYNAMIK DER GLEITRINGDICHTUNG

Bei der Abdichtung volatiler Flüssigkeiten kann das Verdampfen innerhalb des Dichtspalts oder an seiner Peripherie das Betriebsverhalten einer Gleitringdichtung drastisch verändern. Dies gilt vor allem für Flüssigkohlenwasserstoffe, aber auch für wässrige Flüssigkeiten. Die abgedichtete Flüssigkeit kann entweder bereits im Raum vor dem Dichtspalt (in der Dichtkammer) verdampfen oder aber zwischen den Gleitflächen. Verdampfung kann in unterschiedlicher Weise auftreten:



- Entspannungsverdampfen in der Dichtkammer,
- Dampfblasenbildung in der Dichtkammer,
- Stabile Verdampfung im Dichtspalt,
- “Puffende” Instabilität im Dichtspalt.

Am gefährlichsten für eine Gleitringdichtung ist das an erster Stelle genannte großräumige und bisweilen schlagartige Entspannungsverdampfen (“flashing”) in der Dichtkammer. In der Regel ist dies aber ein Problem der Pumpenanlage. In gewissem Maß kann jedoch auch die Reibleistung der Gleitringdichtung zu dieser Erscheinung beitragen und insofern ist diese in Betracht zu ziehen. Die weiteren Punkte sind jedoch hauptsächlich der Gleitringdichtung zuzuordnen.

Dampfblasen in der Dichtkammer

Bei hoher Pumpendrehzahl oder unzureichender Kühlung entstehen in der Dichtkammer häufig Dampfblasen oder Gasblasen, Bild 19. Diese gefährden die Dichtung, weil sie sich in Bereichen niedrigen Drucks ansammeln. Die rotierenden Teile der Gleitringdichtung bewirken, daß die Flüssigkeit in der Dichtkammer mitrotiert. In einem rotierenden Flüssigkeitsring nimmt der Druck von außen nach innen ab. Blasen verhalten sich wie leichte Schwimmkörper, bewegen sich also innerhalb der Flüssigkeit in Richtung fallenden Drucks. Dies bedeutet, daß die Blasen dorthin schwimmen, wo der Rotor den kleinsten Durchmesser hat. Oft ist dies, wie in Bild 19, der Außenrand des Dichtspalts. Solange sich dort nur wenige Blasen aufhalten, kreisen diese um den Spalteintritt ohne die Dichtung nachhaltig zu beeinflussen. Sobald jedoch das Gesamtvolumen der Blasen einen kritischen Wert erreicht, schließen sie sich zu einer ringförmigen Blase zusammen, die sich vor den Spalteintritt legt und der Flüssigkeit den Zutritt zum Spalt versperrt.

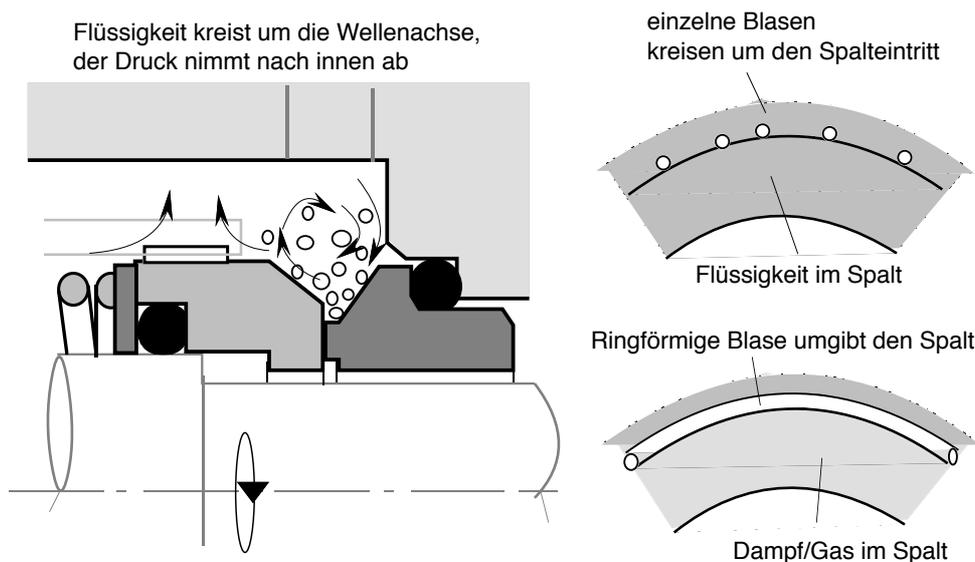


Bild 19 Dampf- oder Gasblasen in der Dichtkammer



Die ringförmige Blase hemmt einerseits den Wärmeübergang von den heißesten Stellen der Gleitringe auf die umgebende Flüssigkeit, andererseits schneidet sie den Flüssigkeitsfilm im Dichtspalt von seiner äußeren Flüssigkeitsquelle ab. Der normalerweise flüssigkeitsgeschmierte Dichtspalt füllt sich nun mit Gas bzw. Dampf. Bricht dabei die Flüssigkeitsschmierung zusammen, so laufen die Gleitflächen trocken und verschleißen. Hält dieser Zustand länger an, so kann die Dichtung durch Überhitzung, Furchenverschleiß, Blistering, Wärmespannungsrisse oder Thermoschock versagen.

Stabile Verdampfung im Dichtspalt

Unter bestimmten Bedingungen bildet sich im Dichtspalt, irgendwo zwischen dem Außendurchmesser und dem Innendurchmesser, eine Grenzfläche zwischen Flüssigkeit und Dampf. Bild 20 zeigt eine Reihe von Möglichkeiten, von einem ganz mit Flüssigkeit gefüllten Spalt bis zu einem ganz mit Dampf gefüllten.

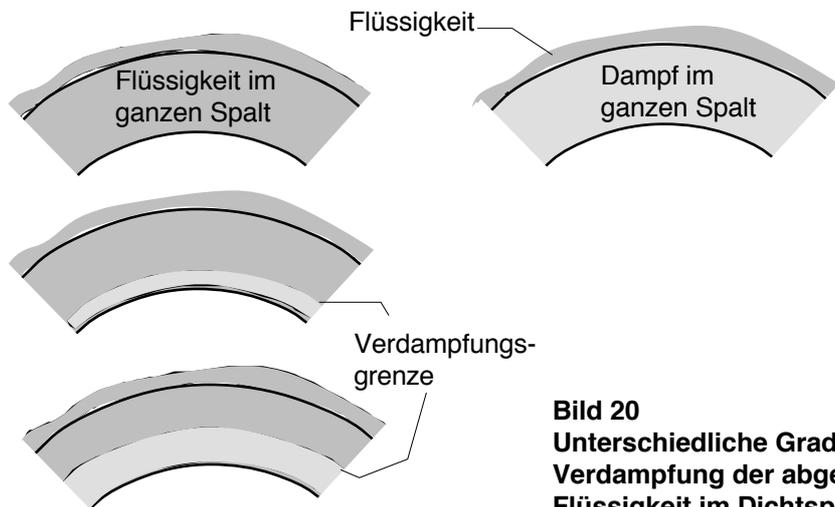


Bild 20
Unterschiedliche Grade der Verdampfung der abgedichteten Flüssigkeit im Dichtspalt

Das Verdampfen wird beim Zusammenwirken unterschiedlicher Einflüsse ausgelöst, durch eine hohe Temperatur der Flüssigkeit, durch die Reibungswärme und durch den radialen Druckabfall im Dichtspalt. Überraschend ist, daß die Masse des Leckstroms kleiner wird, sobald es zu einem stabilen Verdampfen im Dichtspalt kommt, vorausgesetzt daß keine anderen Veränderungen eintreten. Um dieses an sich wünschenswerte Verhalten zu verstehen, muß man sich mit den Einzelheiten des radialen Spaltdrucks befassen. Durch das Verdampfen im Dichtspalt bildet sich ein charakteristischer Druckverlauf. In dem mit Flüssigkeit gefüllten Bereich fällt der Druck nur wenig, im dampfgefüllten Bereich fällt er hingegen steil ab, Bild 21. Zunächst mag dies überraschen, ist doch die dynamische Zähigkeit einer Flüssigkeit viel größer als die eines Dampfes. Der Schlüssel zum Verständnis dieses Verhaltens ist jedoch die immense Zunahme des Volumens und somit der Strömungsgeschwindigkeit beim Verdampfen. Dadurch wird die Strömung quasi gedrosselt.

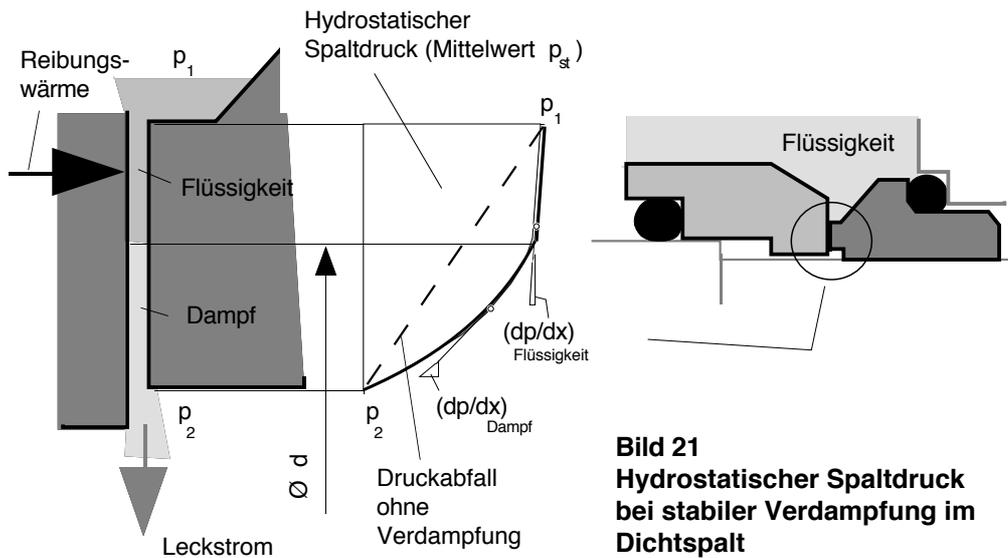


Bild 21
Hydrostatischer Spaltdruck
bei stabiler Verdampfung im
Dichtspalt

Vollends klar wird dieser Sachverhalt mit Hilfe der Strömungsdynamik, wenn man anstatt des veränderlichen Volumenstroms Q den Massenstrom M durch den Dichtspalt betrachtet, der ja überall im Spalt, in der Flüssigkeitsphase und in der Dampfphase, gleich groß ist. Allgemein gilt für den Druckgradienten dp/dx in Strömungsrichtung x im Dichtspalt:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{12 M}{\pi d h^3} \cdot \nu \quad (7)$$

Bei konstanter Spalthöhe h ist der lokale Druckgradient proportional zur *kinematischen* Viskosität $\nu = \eta / \rho$. (Bei reiner Flüssigkeitsströmung hängt wegen $\rho = \text{const.}$ der Druckgradient dp/dx nur von der *dynamischen* Viskosität η ab). Zur Veranschaulichung realer Verhältnisse: Die kinematische Viskosität von flüssigem $100^\circ\text{-H}_2\text{O}$ beträgt $\nu = 0.5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, wogegen diese bei dampfförmigem $100^\circ\text{-H}_2\text{O}$ auf $\nu = 20 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ansteigt. Demgemäß ist der Druckgradient in der Dampfphase um den Faktor 40 größer.

Nun ist die Frage zu klären, ob sich der Dichtspalt einer Gleitringdichtung auf der Basis des hydrostatischen Spaltdrucks stabil einstellen kann, wenn die Flüssigkeit im Spalt verdampft. Dazu müsste der Spaltüberdruck p_{sp} stets so groß sein wie der auf den axial beweglichen Gleitring wirkende Schließdruck $\kappa \cdot \Delta p$, s. Gleichung (3).

Mit der Spalthöhe h ändert sich auch die Reibwärme und damit die radiale Position, an der die Flüssigkeit verdampft. Der Spalt kann sich nur dann stabil einstellen, wenn der mittlere Spaltdruck p_{sp} bei abnehmender Spalthöhe zunimmt. Bild 22 zeigt für drei unterschiedliche Spaltformen den Verlauf des (spaltöffnenden) Spaltdruckverhältnisses $p_{sp} / \Delta p$ in Abhängigkeit von der Spalthöhe h . Gemäß Gleichung (3) repräsentiert der Schnittpunkt zwischen dem (spaltschließenden) Belastungsfaktor κ und der Kurve des Spaltdruckverhältnisses $p_{sp} / \Delta p$ eine Gleichgewichtslage des Gleitrings.

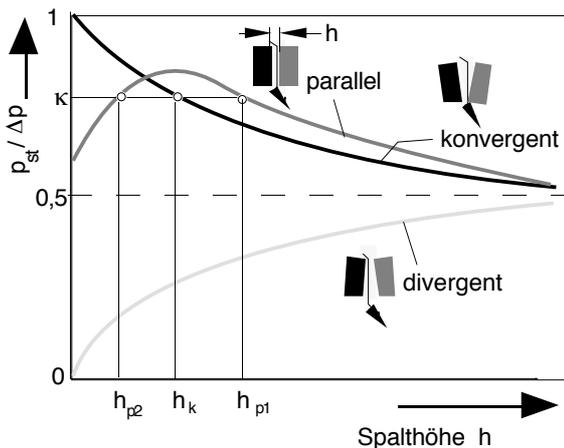


Bild 22
Gleichgewicht zwischen Schließkraft (κ) und Spaltkraft ($p_{st}/\Delta p$) bei Verdampfung im Dichtspalt

Eine thermodynamische Berechnung zeigt, daß im Fall *paralleler* Spaltflächen bei Veränderung der Spalthöhe h der Spaltdruck zunächst zunimmt und nach Überschreiten eines Maximums wieder abnimmt. Bringt man nun die Linie $\kappa = \text{const}$ der zu beurteilenden Gleitringdichtung (z.B. $\kappa = 0,8$) zum Schnitt mit der berechneten Spaltdruckkurve $p_{sp}/\Delta p$ so zeigt sich folgendes: Der Betriebspunkt bei h_{p1} hat wenig praktische Bedeutung, da die Spaltsteifigkeit, repräsentiert durch die Steigung der Kurve, hier sehr klein ist. Beim Schnittpunkt bei der Spalthöhe h_{p2} ist der Spalt hingegen instabil, weil bei abnehmender Spalthöhe die spaltöffnende Kraft abnimmt. Eine Gleitringdichtung mit *parallelen* Gleitflächen kann somit aufgrund der Verdampfung im Dichtspalt hydrostatisch *keinen stabilen* Zustand erreichen. Hingegen zeigt Bild 22, daß sich die Dichtung *stabil* einstellen kann, wenn der Dichtspalt in Strömungsrichtung *konvergent* ist. Mechanismen, die in der Praxis selbsttätig einen konvergenten Spalt erzeugen, werden später besprochen. Dabei wird sich zeigen, daß bereits eine sehr geringe Konvergenz zu einem stabilen Spalt führen kann. Erwartungsgemäß ist ein Gleichgewicht bei divergentem Spalt grundsätzlich nicht möglich, wie es die untere Kurve in Bild 22 zeigt. In diesem Abschnitt wurde nur der hydrostatische Spaltdruck betrachtet. Trotz partieller Verdampfung im Dichtspalt kann jedoch im Bereich der flüssigen Phase zusätzlich ein hydrodynamischer Druck entstehen.

Puffende Instabilität im Dichtspalt

Eine besondere Art der Verdampfung im Dichtspalt, die so genannte *puffende Instabilität*, kann ernste Betriebsstörungen verursachen. Sie äußert sich in unregelmäßig radial aus dem Dichtspalt herausspritzenden (*puffenden*) Dampfstrahlen oder Mischungen aus Flüssigkeit und Dampf. Offenbar hängt dies zusammen mit örtlich kurzzeitigem Öffnen des Dichtspalts, gefolgt von schlagartigem Schließen des Spalts, begleitet von starken Fluktuationen der Reibung. Puffende Instabilität ist verbunden mit stark schwankender Leckage, Lärm und Schäden an den Dichtflächen. Bei Gleitringen aus spröder Keramik muß mit einem Bruch der Gleitringe gerechnet werden. In Anbetracht dieser Gefahren sollte in der Praxis ein Verdampfen im Spalt tunlichst vermieden werden. Nur wo die dazu notwendige Kühlung nicht realisierbar ist, sollte ein kontrolliertes Verdampfen im Dichtspalt zugelassen werden.

Ausgelöst wird puffende Instabilität vermutlich durch lokale Verdampfung der Flüssigkeit im Dichtspalt, Bild 23. Wird einer Flüssigkeit bei einem bestimmten Druck Wärme zugeführt, so steigt ihre Temperatur bis zur Siedetemperatur, bei der die Verdampfung beginnt. Je höher der Druck, desto höher ist die Siedetemperatur. In einem flüssigkeitsgefüllten engen Spalt zwischen rauhen und welligen, relativ bewegten Wänden schwankt der hydrostatisch-hydrodynamische Druck örtlich und zeitlich sehr schnell. Deshalb verändern sich auch die zu Verdampfung führenden Bedingungen andauernd von Ort zu Ort. Nimmt man nun an, mitten im Spalt verdampfe bei momentan etwas abfallendem Druck plötzlich ein kleines Flüssigkeitsvolumen. Die zunächst in der umgebenden zähen Flüssigkeit eingespernte Dampfblase kann sich spontan nicht ausdehnen, so daß die weiter zufließende Wärmeenergie einen hohen Druck in der Dampfblase erzeugt. Schließlich „explodiert“ die Blase und reißt den Spalt auf. Aus dem so entstehenden Kanal spritzt Flüssigkeit und der Spalt schließt wieder. Der Vorgang kann sich an derselben oder an anderer Stelle wiederholen.

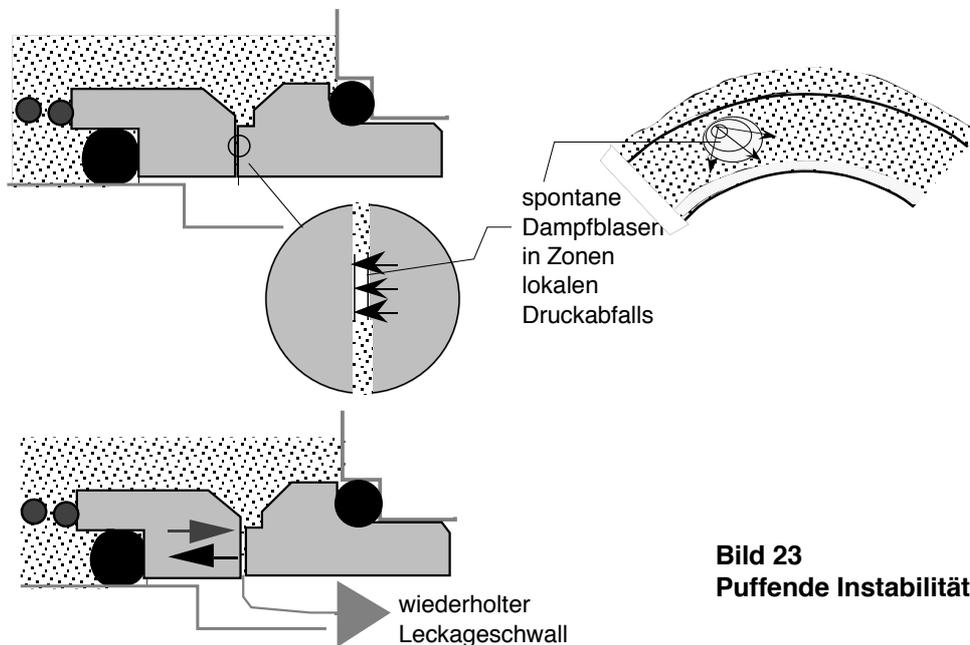


Bild 23
Puffende Instabilität

In der Praxis wurde beobachtet, daß es zu puffender Instabilität kommen kann, wenn die Dichtkammertemperatur der Siedetemperatur beim Dichtkammerdruck bis auf etwa 10 bis 50 K nahe kommt und die Dichtkammertemperatur zugleich deutlich höher ist als die Siedetemperatur der abgedichteten Flüssigkeit bei Umgebungsdruck. Rauheitserhebungen und Feststoffpartikel in der Flüssigkeit bilden Keime für die Dampfblasenbildung. Es ist bemerkenswert, daß „hart-hart“-Werkstoffpaarungen (beispielsweise Siliciumkarbid/Wolframkarbid) besonders starke puffende Instabilität zeigen können. Dies kann damit zusammenhängen, daß diese Gleitringe oft sehr glatt poliert sind und deshalb kaum Dampfblasenkeime aufweisen. Lokale Gebiete mit überhitzter Flüssigkeit können dann spontan explosionsartig verdampfen. Ein kontrolliertes Aufrauen von sehr glatten Gleitflächen kann hier Abhilfe schaffen.

Sicherheit gegen puffende Instabilität

In der Praxis muß ein genügend großer Abstand zur puffenden Instabilität eingehalten werden. Die Spalttemperatur ϑ muß auf jeden Fall niedriger sein als die *Siedetemperatur* ϑ_s beim Dichtkammerdruck p_F . Um Verdampfen in der Dichtkammer zu verhindern, muß eine *Mindestdifferenz* zwischen der *Siedetemperatur* $\vartheta_s(p)$ und der *Dichtkammertemperatur* ϑ_F bestehen. Diese Differenz wird hier als erforderlicher „Verdampfungsabstand“ bezeichnet: $\Delta\vartheta_{\text{erf}} = \vartheta_s(p) - \vartheta_F$. Bild 24 veranschaulicht diesen Sachverhalt. Ist für eine bestimmte Dichtungsanwendung der erforderliche Verdampfungsabstand $\Delta\vartheta_{\text{erf}}$ in Abhängigkeit vom Druck bekannt, so kann eine Grenzkurve $\vartheta_{F,\text{max}}$ gezeichnet werden. Oberhalb der Grenzkurve besteht die Gefahr puffender Instabilität. Der erforderliche Verdampfungsabstand $\Delta\vartheta_{\text{erf}}$ ist um so größer anzusetzen je größer die potentielle Reibleistung, mit anderen Worten, je höher der Druck p_F ist. Aus demselben Grund ist bei unentlasteten Gleitringdichtungen $\Delta\vartheta_{\text{erf}}$ größer als bei entlasteten. Da die Reibwärme auch mit der Gleitflächenbreite zunimmt gilt in thermisch kritischen Einsatzfällen grundsätzlich die Empfehlung, *entlastete* Gleitringdichtungen mit *schmalen Gleitflächen* ($b < 3\text{mm}$) anzuwenden. Besteht trotzdem Verdampfungsgefahr, sollte die Dichtkammer *gekühlt* werden. Eine Dichtung, für die ein Diagramm entsprechend Bild 24 vorliegt, ist beispielsweise beim Dichtkammerdruck p_x und der Dichtkammertemperatur ϑ_F stabil. Sie kann auf zweierlei Weise ins instabile Gebiet gelangen: Bei Erhöhung des Drucks auf p_z wird die Reibleistung zu groß, beim Absenken des Drucks auf p_y kommt die Dichtkammertemperatur der Siedetemperatur zu nahe.

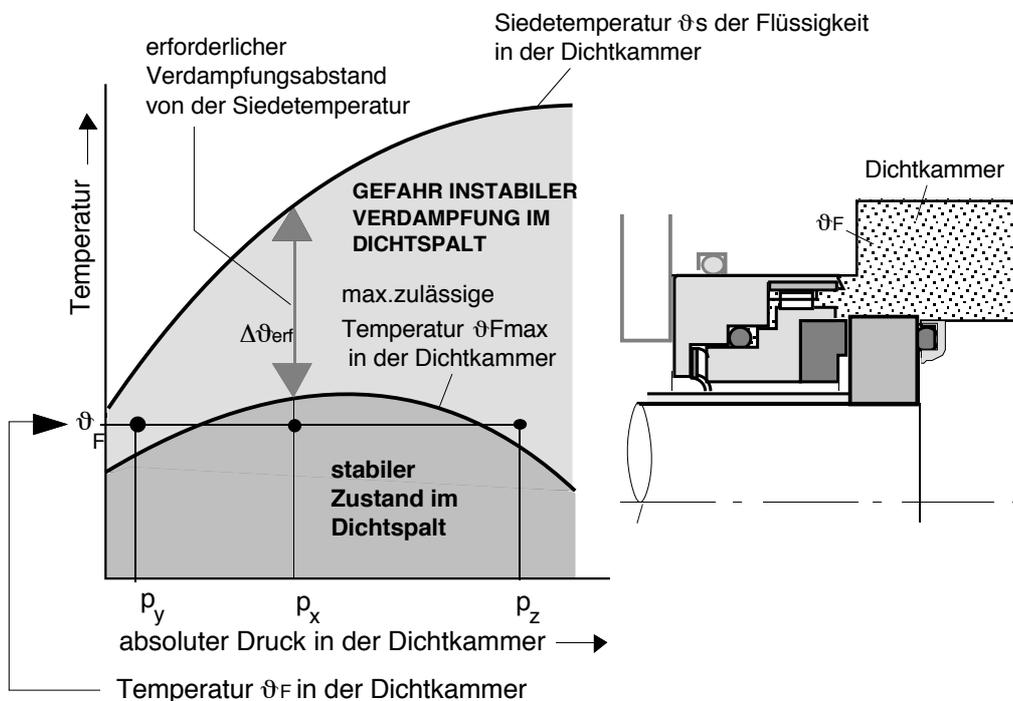


Bild 24 **Erforderlicher Verdampfungsabstand in der Dichtkammer**



Es gibt bislang kein Verfahren zur zuverlässigen Berechnung des erforderlichen Verdampfungsabstands $\Delta\vartheta_{\text{erf}}$ für eine bestimmte Gleitringdichtung bei gegebenen Betriebsbedingungen. Weder die tatsächliche Reibleistung noch der Wärmetransport vom Dichtspalt zur Flüssigkeit in der Dichtkammer können hinreichend genau berechnet werden. $\Delta\vartheta_{\text{erf}}$ kann jedoch in entsprechenden Prüfeinrichtungen experimentell bestimmt werden. Dabei wird der Verlauf des Reibmoments und/oder die Dampfleckage beobachtet und der Beginn der Instabilität ermittelt. Bei gleichbleibender Drehzahl und konstantem Dichtkammerdruck wird die Temperatur in der Dichtkammer langsam erhöht bis schließlich Instabilität auftritt. Damit ist ein Punkt der Grenzkurve ermittelt. Das Verfahren wird dann bei anderen Drücken wiederholt, bis der Verlauf der Grenzkurve feststeht, die jedoch nur für die spezielle Konstruktion und die Werkstoffe der untersuchten Gleitringdichtung bei der gefahrenen Drehzahl und der verwendeten Flüssigkeit gilt.

Manche Dichtungshersteller geben in Abhängigkeit von Dichtungsbauart, Flächenverhältnis (Entlastungsgrad), Gleitgeschwindigkeit und Art der Flüssigkeit Standardwerte für $\Delta\vartheta_{\text{erf}}$ an. Manchmal findet man auch pauschale Empfehlungen, beispielsweise bei wässrigen Flüssigkeiten und einem Druck <20 bar einen Mindestwert $\Delta\vartheta_{\text{erf}} = 100$ K für eine unentlastete Gleitringdichtung, und $\Delta\vartheta_{\text{erf}} = 50$ K für entlastete. Für Flüssigkohlenwasserstoffe empfehlen manche Hersteller je nach Dichte $\Delta\vartheta_{\text{erf}} = 5 \dots 20$ K. Tabelle 12.2 zeigt zum Beispiel einige gemessene Werte für eine wasserabdichtende Gleitringdichtung mit der Werkstoffpaarung SiC/Sinterkohle bei einer Drehzahl von 3600 min^{-1} .

Tabelle 12.2 Experimentell ermittelte Werte für die maximal zulässige Dichtkammertemperatur $\max \vartheta_F$ und den erforderlichen Verdampfungsabstand $\Delta\vartheta_{\text{erf}}$

p_F MPa, abs	ϑ_S °C	$\max \vartheta_F$ °C	$\Delta\vartheta_{\text{erf}}$ K
2	210	123	87
4	250	120	130
6	275	107	168
7	285	95	190

p_F : Dichtkammerdruck; ϑ_S : Siedetemperatur beim Druck p_F ;

$\max \vartheta_F$: max. zulässige Dichtkammertemperatur; $\Delta\vartheta_{\text{erf}}$: erforderlicher Verdampfungsabstand.

12.8 DAS UMFELD DER GLEITRINGDICHTUNG

Zirkulation durch die Dichtkammer

Bei Kreiselpumpen-Dichtungen wird in der Regel ein kleiner Teil des Pumpenförderstroms (einige Liter pro Minute) abgezweigt und durch die Dichtkammer geleitet. Der Zirkulationsstrom trägt auf unterschiedliche Weise zur Stabilisierung der hydrodynamischen und thermodynamischen Vorgänge in der Dichtung bei: Um Verdampfen zu vermeiden wird in der Dicht-

kammer ein ausreichender Druck aufrechterhalten. Zugleich wirkt der Zirkulationsstrom der Ablagerung von Partikeln und Ausscheidungen an den Dichtteilen entgegen. Bild 25 zeigt zwei Anordnungen für Kreiselpumpen nach DIN-ISO 51 99. Weitere Anordnungen findet man in VDMA 24 297, in USA in API 610 und API 682. Fördert die Pumpe heiße Flüssigkeit, so wird der Zirkulationsstrom zwischen Entnahme und Eintritt in die Dichtkammer durch einen Kühler geführt. Erosiv wirkende Partikel werden mit Zyklonabscheidern entfernt.

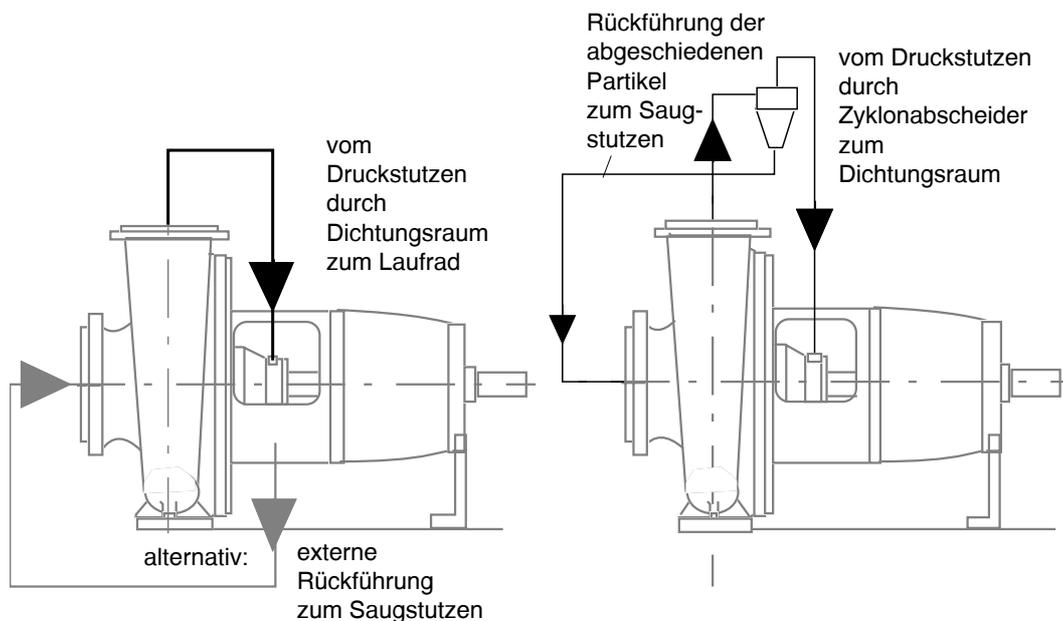


Bild 25 Zirkulation des Pumpenförderstroms durch die Dichtkammer von Kreiselpumpen zur Stabilisierung der Gleitringdichtung

Viele Schäden an Gleitringdichtungen entstehen bei der Abdichtung heißer Flüssigkeiten. Einer der Gründe ist das unbeabsichtigte Ausbleiben eines kühlenden Zirkulationsstroms durch die Dichtkammer. Es gibt wirksame aber teure Lösungen für dieses Problem in Form von Überwachungssystemen und automatisch geregelte Kühlkreisläufe. Um die damit verbundenen Kosten zu vermeiden verlangen die Anwender lieber extrem tolerante Gleitringdichtungen, denen es nichts ausmacht, wenn sie zeitweilig trocken laufen. In gewissen Grenzen ist dies vielleicht mit einer Gleitflächenkombination Wolframkarbid/antimonimprägnierte Sinterkohle realisierbar. Doch man sollte nicht Unmögliches erwarten. Es würde sich ja auch niemand ernstlich wundern, wenn ein Hochleistungsgetriebe zerstört wird, nachdem jemand während des Betriebs das Schmieröl abgelassen hat.

Strömung in der Dichtkammer

Das Umfeld der Gleitringdichtung ist ein wesentlicher Faktor für den Erfolg oder das Versagen des Dichtsystems. Die von Dampfblasen und Partikeln verursachten Dichtprobleme können durch eine gezielte Strömungsführung in der Dichtkammer entschärft werden. Die von



einer ringförmigen Blase am Spalteintritt ausgehende Gefahr wurde bereits ausführlich dargelegt. Ihr kann durch die konstruktive Gestaltung der Gleitringdichtung begegnet werden. Der rotierende Ring soll außen möglichst glatt sein. Wenn möglich, sollte der Außendurchmesser des Gleitrings am Spaltrand ebenso groß sein wie der des Gegenrings. Dies verhindert die Ansammlung von Blasen am Spaltrand. Bild 26(a) zeigt diese Merkmale, wobei die vom rotierenden Ring induzierte Strömung die Blasen vom Spaltrand wegspülen soll. Am Ende des rotierenden Rings strömt die Flüssigkeit nach außen, an der ruhenden Stirnwand wieder nach innen. Dadurch werden die Blasen vom Spaltrand weggeführt. Sowohl das Wegspülen von Blasen als auch die Kühlung der Dichtung sind um so intensiver, je höher am Spaltrand die Strömungsgeschwindigkeit der Zirkulationsströmung ist. Bei der Gleitringdichtung in Bild 26(b) bildet das Gehäuse zusammen mit den Gleitringen über dem Spalteingang eine Ringblende. Die zirkulierende Flüssigkeit strömt hier mit hoher Geschwindigkeit schräg über den Spaltrand.

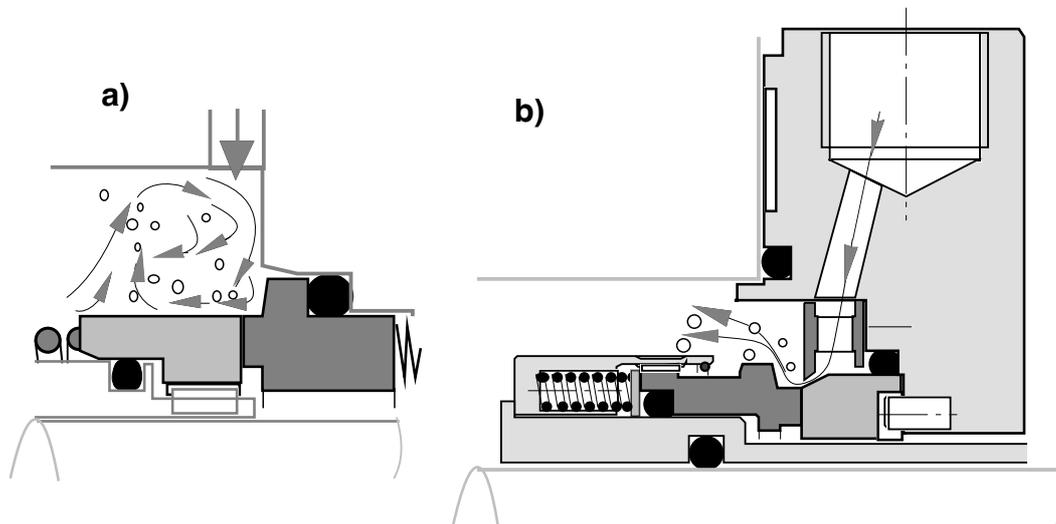


Bild 26 Wegspülen der Blasen vom Spaltrand

a) Rotation der Flüssigkeit durch Fliehkraft

b) Hohe Strömungsgeschwindigkeit durch Ringblende

Alternative Anordnungen verwenden am Umfang mehrere auf den Spaltrand gerichtete Düsen. Um eine Erosion der Dichtringe durch direkten Aufprall von mitgeführten Partikeln zu vermeiden, müssen die Düsenstrahlen schräg über den Spaltrand geführt werden.

Betriebsstörungen durch Dampfblasen, Partikelerosion oder Belagbildung sind oft Folgen einer zu engen Dichtkammer im Bereich der Gleitringdichtung. Lange Zeit war bei Kreiselpumpen die Form und Größe der Dichtkammer geprägt von der früher verwendeten Weichpackungs-Stopfbuchse. Ein optimales Gleitring-Dichtsystem erfordert jedoch einen größeren und anders gestalteten Einbauraum für die Dichtung. Im Interesse der Anwender war es deshalb dringend geboten, in Kreiselpumpen den Dichtungseinbauraum (Dichtkammer) generell zu verändern.



Bild 27 zeigt eine enge, schlecht kühl- und spülbare Dichtkammer in Form des für eine Pakung vorgesehenen Einbauraums (a). Viel günstiger ist die in modernen Kreiselpumpen verwendete geräumige selbstentlüftende Dichtkammer (b), die sich kegelig zum Laufrad hin öffnet, so daß Gasblasen entweichen können und sich weder die Reibungswärme noch Partikel stauen. Günstige Formen der Dichtkammern (Wellendichtungsräume) sind beschrieben in DIN ISO 5199 (in USA: API 682, API 610).

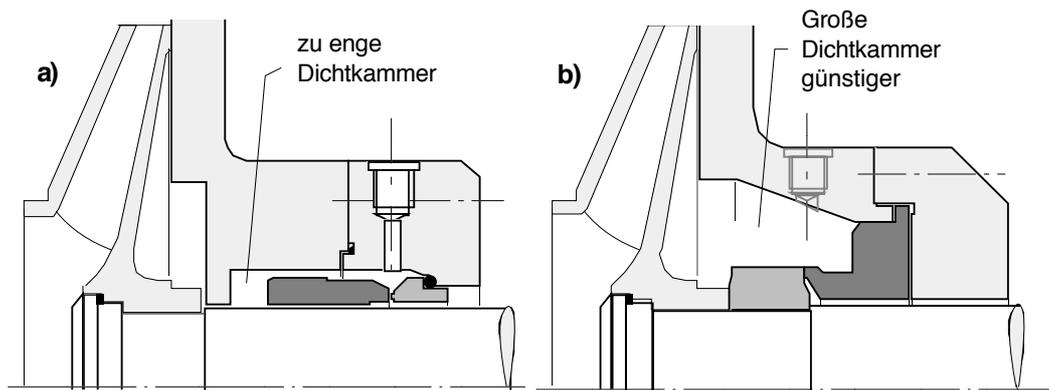


Bild 27 Einbauraum (Dichtkammer) von Gleitringdichtungen in Kreiselpumpen
a) früher üblicher Stopfbuchsraum zu eng für Gleitringdichtung
b) Geräumige Dichtkammer in modernen Kreiselpumpen

Wärmeübergang

Die Reibungswärme aus dem Dichtspalt einer Gleitringdichtung fließt im Prinzip auf verschiedenen Wegen ab. Wesentlich ist der Wärmeübergang von den Gleitringen auf die Flüssigkeit in der Dichtkammer. Er hängt ab von den Wärmeübergangskoeffizienten α ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$) der verschiedenen Oberflächen der Dichtung, abhängig von deren Ort und Lage. Manche Oberflächen sind kräftig umströmt, andere sind abgeschirmt oder liegen in einem Totraum. In einer einfachen Näherung werden effektive Mittelwerte eines Wärmeübergangskoeffizienten und einer auf effektive Längen und Durchmesser bezogenen Wärmeübergangsfläche verwendet. Der dimensionslose Wärmeübergangskoeffizient ist die Nusseltsche Kennzahl $Nu = \alpha \cdot l / \lambda$, wobei l eine Bezugslänge ist, beispielsweise die radiale Distanz zwischen Dichtung und Dichtkammerwand, und λ der Wärmeleitkoeffizient der Flüssigkeit in der Dichtkammer. Für viele Strömungssysteme ist die Nusseltsche Kennzahl eine Funktion von zwei weiteren dimensionslosen Kennzahlen:

$$Nu = a \text{Pr}^x \text{Re}^y \quad (8)$$

Die Prandtl'sche Kennzahl Pr ist definiert als $\text{Pr} = c_p \eta / \lambda$ und hängt nur ab von der Art der Flüssigkeit (c_p = isobare spez. Wärmekapazität; η = dynamische Viskosität, λ = s.o.). Die Reynoldssche Kennzahl Re ist mit dem Außendurchmesser D des Rotors und dessen Winkelgeschwindigkeit ω für einen Ringspalt mit der radialen Spalthöhe s definiert als $\text{Re} = D\omega s / 2\eta$. Die Koeffizienten a , x und y sind empirisch ermittelte Konstanten. Für turbulente Rohrströ-



mung gilt $a = 0,023$, $x = 0,4$, $y = 0,8$. Setzt man diese Werte in Gleichung (8) ein, so läßt sich die relative Intensität des Wärmeübergangs verschiedener Flüssigkeiten (bei 20°C) vergleichen. Setzt man willkürlich für Wasser 100 so ergibt sich für Ethanol 31, für leichtes Mineralöl 10 und für schweres Mineralöl 1,6. Experimentell wurden für Gleitringdichtungen in unterschiedlichen Dichtkammern die Wärmeübergangskoeffizienten gemessen. Sie reichen von etwa $\alpha = 6000 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ bei $Re = 2000$ bis zu etwa $\alpha = 50\,000 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ bei $Re = 100\,000$. Abhängig von der Dichtkammerform kann sich α unter sonst gleichen Verhältnissen um den Faktor 5 oder mehr verändern.

Druck in der Dichtkammer

Der Druck in der Dichtkammer ist von Bedeutung für das Verdampfen der Flüssigkeit und für die Anpressung der Dichtflächen. Leider gibt es jedoch bei Kreiselpumpen keinen eindeutigen Zusammenhang zwischen dem Förderdruck und dem Dichtkammerdruck. Letzterer hängt ab vom äußeren Rohrleitungssystem und von den internen Strömungskanälen der Pumpe. Oft ist nur bekannt, daß der Dichtkammerdruck irgendwo zwischen dem Saugdruck (net pump suction head, NPSH) und dem Förderdruck am Druckstutzen der Pumpe liegt. Der tatsächliche Dichtkammerdruck ist abhängig von der Form des Pumpengehäuses, der Rückenbeschauung des Laufrads und den Strömungswiderständen im Zirkulationskreislauf. Da die Dichtungshersteller in der Regel nur den höchsten für die Dichtung zulässigen Druck angeben, denken die Anwender oft zu wenig an die möglichen Folgen eines im Betrieb *zu niederen* Dichtkammerdrucks. Fällt dieser bei einer bestimmten Dichtkammertemperatur unter den Siededruck, dann verdampft schlagartig die gesamte Flüssigkeit in der Dichtkammer (Entspannungsverdampfen, flashing). Der Betreiber der Pumpe kann einen Dichtungsausfall auch dadurch verursachen, daß er zeitweilig den Förderstrom oder den Zirkulationsstrom blockiert. Die Dichtung kann dann trocken laufen und durch Überhitzung versagen. Wenn eine zeitweilig unterbrochene Flüssigkeitszufuhr plötzlich wieder einsetzt, kann ein Gleitring auch durch Thermoschock zerstört werden.

Verwirbelungsverluste

Die rotierenden Dichtteile können in der Dichtkammer durch Verwirbelung der Flüssigkeit eine beträchtliche Wärmeenergie freisetzen. Bei sehr schnell laufenden Wellen kann die Verwirbelungsleistung sogar die Reibleistung des Dichtspalts übertreffen. Es ist daher zweckmäßig, Beziehungen für eine Berechnung der Verwirbelungsleistung bereitzustellen. In den meisten Fällen ist die Strömung in der Dichtkammer turbulent. Rotierende Dichtteile fördern die Flüssigkeit radial nach außen, in der Nähe ruhender Stirnwände der Dichtkammer strömt sie wieder nach innen. Die näherungsweise Berechnung geht aus von der Strömung in einem Teilstück eines Ringraums zwischen unendlich langen, koaxialen Zylindern. Ein Korrekturfaktor berücksichtigt die Form der Dichtung und der Dichtkammer. Der Dichttring mit dem Außendurchmesser D und der axialen Länge L rotiert mit der Winkelgeschwindigkeit $\omega = \pi \cdot n / 30$ und versetzt die Flüssigkeit in der Dichtkammer mit dem Bohrungsdurchmesser D_g in Rotation, Bild 28.

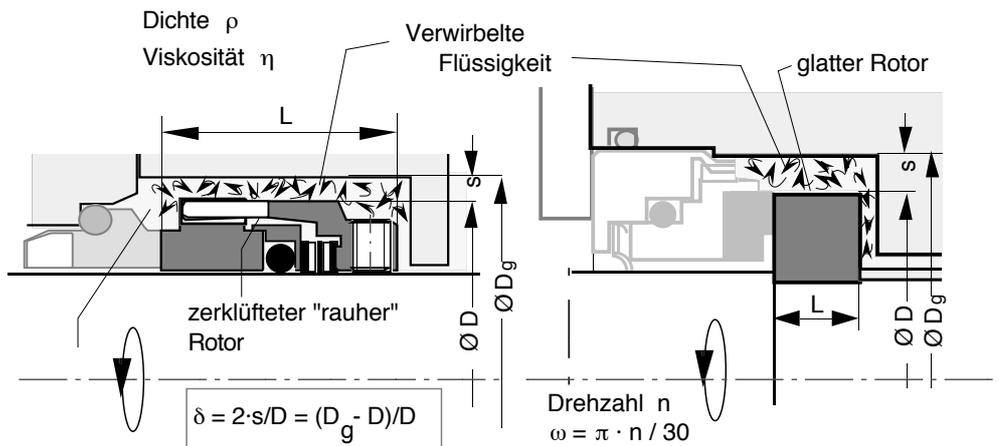


Bild 28
Reibungsverluste durch Verwirbelung der Flüssigkeit in der Dichtkammer

Die Strömung ist turbulent, wenn die Reynoldszahl $Re = [r_m \cdot \omega \cdot s \cdot \rho / \eta] > 10^3$ ist. Dabei ist $r_m = (D_g + D) / 4$ der mittlere Radius des Ringraums, $s = (D_g - D) / 2$ der Spalt zwischen Dichtring und Gehäuse, ρ die Dichte und η die dynamische Viskosität der Flüssigkeit. Nach Einführung einer bezogenen Spaltweite $\delta = 2s/D = (D_g - D)/D$ ergibt sich für die Reynoldszahl:

$$Re = D^2 \cdot \frac{\delta \cdot (\delta + 2)}{8} \cdot \frac{\omega \cdot \rho}{\eta} \quad (9)$$

Die Wirbelbildung entzieht dem Rotor einen Teil der Antriebsleistung und verwandelt sie in Wärmeenergie. Diese „Verwirbelungsleistung“ beträgt:

$$P_v = c \cdot D^4 L (1 + \delta)^2 \rho \omega^3 Re^{0,3} \quad (10)$$

Diese Formel gilt im Bereich $10^4 < Re < 10^6$. Der verhältnismäßig geringe Anteil des Verwirbelungsverlusts, der im seitlichen Raum zwischen dem rotierenden Ring und der Seitenwand des Gehäuses entsteht, wird durch den Faktor c berücksichtigt. Ebenfalls in c enthalten ist der Einfluß der Oberflächenbeschaffenheit des rotierenden Rings. Ein Rotor mit stark zerklüfteter Oberfläche erzeugt einen größeren Verwirbelungsverlust als ein glatter. Bei Gleitringdichtungen, deren rotierender Gleitring offenliegende Federn und Mitnehmer-Klauen enthält, ist $c = 0,02 \dots 0,024$. Bei einem verhältnismäßig glatten Rotor in einem mäßig zerklüfteten Gehäuse kann mit $c = 0,013 \dots 0,015$ gerechnet werden. Da der Rotordurchmesser einen großen Einfluß hat, lohnt es sich, einen sehr schnell laufenden Dichtring so klein und so glatt wie möglich auszuführen. Dies spricht wiederum dafür, bei schnell laufenden Gleitringdichtungen einen glatten Gegenring auf der Welle zu befestigen und den stark zerklüfteten Gleitring im Gehäuse ruhend anzuordnen.

Beispiel: Doppelgleitringdichtung für Injektionspumpe; Abdichtung von Sperröl mit einer Viskosität von $\eta = 0,02$ Pas bei 50°C und einer Dichte von $\rho = 900$ kg/m^3 ; rotierender Gegenring mit glatter Oberfläche:



$D = 190 \text{ mm}$, $L = 30 \text{ mm}$, $c = 0,015$; Durchmesser des Gehäuseraums: $D_g = 200 \text{ mm}$; Drehzahl $n = 6000 \text{ U/min}$ ($u = 60 \text{ m/s}$; $\omega = 628 \text{ s}^{-1}$). Für diese Werte ergibt sich die Reynoldszahl $Re = 1,4 \cdot 10^4$ und eine Verwirbelungsleistung von $P_v = 8,3 \text{ kW}$. In der Praxis wurde unter diesen Betriebsbedingungen ein Reibungsverlust von insgesamt 17 kW gemessen. Die Reibleistung der beiden Gleitdichtflächen zusammen ist somit annähernd gleich groß wie die Verwirbelungsleistung.

12.9 LECKAGE

Leckraten in der Praxis

Obwohl die Leckage das dichtungstechnisch wichtigste Kriterium ist, machen die Gleitringdichtungshersteller kaum Angaben über die im Betrieb zu erwartenden Leckraten. Dies hängt damit zusammen, daß die Leckage von sehr vielen Faktoren abhängt. Um aber wenigstens die Größenordnung anzusprechen, kann man sagen, daß bei Gleitringdichtungen mittleren Durchmessers (ca. 50 mm) während des Einlaufs Leckraten von bis zu 10 ml/h und nach dem Einlauf im gleichmäßigen Betrieb zwischen 0,1 und 1 ml/h zu erwarten sind. Bei wässrigen Flüssigkeiten und niedersiedenden Kohlenwasserstoffen verflüchtigt sich im gleichmäßigen Betrieb die geringe Leckrate vollständig in der umgebenden Atmosphäre. Bei vielen Flüssigkeiten, insbesondere bei Wasser, sind solche Leckraten auch völlig unbedeutend. Hingegen sind bei toxischen, radioaktiven, generell bei allen gesundheitsschädigenden Flüssigkeiten auch noch so geringe Leckraten inakzeptabel. In diesen Fällen werden meist Doppelgleitringdichtungen in verschiedenen Anordnungen in Verbindung mit einem geeigneten Sperrfluid (Sperrgas oder Sperrflüssigkeit) verwendet. Solche Systeme werden in Kapitel 13 ausführlicher besprochen. In der petrochemischen Industrie gibt es viele Pumpen für niedersiedende, leicht flüchtige Kohlenwasserstoffe, die mit Gleitringdichtungen abgedichtet werden. Aufgrund gesetzlicher Regelungen zum Schutz der Umwelt müssen die Leckagen in solchen Anlagen ständig überwacht werden.

Messung der Emission von leicht flüchtigen Kohlenwasserstoffen

Die US-amerikanische Richtlinie für die petrochemische Industrie, *API 682*, empfiehlt die Messung der Leckagekonzentration flüchtiger organischer Verbindungen (VOC=volatile organic compounds) mittels eines Analysegeräts nach der von der EPA (US Environment Protection Agency) festgelegten *Method 21* (Code of Federal Regulations, Protection of Environment, 40, Part 60, Appendix A). Nach dieser Methode wird nicht eine Leckrate sondern die Konzentration organischer Verbindungen in unmittelbarer Nähe der Dichtstelle gemessen. Diese Methode wurde zur Überwachung der Pumpenleckagen in Industrieanlagen entwickelt. Verwendet wird dazu ein Meßröhrchen mit ca. 5 mm Durchmesser, mit dem an verschiedenen Positionen des Umfangs in 10mm Abstand von der Wellenoberfläche und vom Wellenaustritt an der Gleitringdichtung Proben entnommen werden. Dazu werden 0,1 bis 3 l/min der mit der



Luft vermischten Leckage gezogen. Zur Messung wird in der Regel ein Flammenionisations-Detektor (FID) verwendet, in dem aus den Kohlenwasserstoffen ionisierte Kohlenstoffatome gewonnen, mittels einer Elektrode gezählt und, bezogen auf ein Methan-Äquivalent, in *parts per million (ppm)* angezeigt werden. Entscheidend ist dabei der am Wellenumfang ermittelte maximale Wert.

Diese Methode ist weit entfernt von einer exakten Leckagemessung, erlaubt aber ein schnelles Aufspüren von Dichtungen mit hoher Leckrate. Eine Berechnung der Leckrate aus der gemessenen Konzentration (ppm) ist mit vielen unsicheren Faktoren behaftet, etwa der jeweiligen Lage des Meßröhrchens, der Luftbewegung am Meßort, dem Durchmesser und der Drehzahl der Welle, der Temperatur des Leckagedampfes und vielem anderen. Eine wesentlich genauere aber umständlichere und teurere Meßmethode ist das Ummanteln des Wellenaustritts und die volumetrische Messung des darin eingefangenen Leckstroms.

Leckraten bei welligen Dichtflächen und niederem Druck ($\Delta p < 1 \text{ MPa}$)

Nach Untersuchungen von Pape (1969) erzeugt eine Gleitringdichtung mit einer zweiwelligen Gleitfläche *hydrodynamisch* die folgende effektive Spalthöhe h_m :

$$h_m = 0,5 \cdot d \cdot c \cdot G^x \quad (11)$$

Dabei ist d der mittlere Gleitflächendurchmesser, c ein von der Höhe der Welligkeit abhängiger dimensionsloser Faktor und $G = \eta \cdot \omega / (\kappa \cdot \Delta p)$ die schon erläuterte hydrodynamische Kennzahl. Für kleine Welligkeitsamplituden ergab sich für den Exponenten $x \approx 0,3$ und für die Konstante der Bereich $c = 0,001 \dots 0,002$. Mit der Druckdifferenz Δp , der dynamischen Viskosität η , dem mittleren Gleitflächendurchmesser d und der radialen Gleitflächenbreite b ergibt sich die volumetrische Leckrate Q :

$$Q = \frac{\Delta p \pi d h_m^3}{12 \eta b} \quad (12)$$

Mit der Beziehung $p_{sp} = \kappa \cdot \Delta p$ (mittlerer Spaltüberdruck p_{sp} , Belastungsfaktor κ), sowie nach Erweiterung der Gleichung mit d^3 und mit der Winkelgeschwindigkeit $\omega = \pi \cdot n / 30$ (n = Drehzahl in min^{-1}) wird

$$Q = \frac{p_{sp} \pi d (h_m / d)^3}{12 \kappa \eta \omega b} \omega d^3 \quad (13)$$

Mit dem Wert h_m aus Gl. (11) erhält man:

$$Q = \frac{\pi}{96} c^3 \frac{d^4 \omega}{\kappa b} G^{3x-1} \quad (14)$$

In Gleichung (14) erscheint die abzudichtende Druckdifferenz Δp nicht unmittelbar, sie steckt jedoch in der hydrodynamischen Kennzahl G und im Belastungsfaktor κ . Die folgende Um-



formung von Gl. (14) zeigt direkt die Abhängigkeit der Leckrate Q von Δp :

$$Q = \frac{\pi}{96} c^3 \frac{d^4}{b} \frac{\omega^{3x}}{\eta^{(1-3x)}} \frac{\Delta p}{(\Delta p \cdot k + p_f)^{3x}} \quad (15)$$

Die Gleichung (14) enthält ein bemerkenswertes Ergebnis. Wie bereits erwähnt, ist bei sehr kleiner Welligkeit $x \approx 0,3$. Der Exponent $(1-3x)$ ist somit sehr klein ($< 0,1$). Das bedeutet, daß die Viskosität kaum einen Einfluß auf die Leckrate hat! Dieser Sachverhalt ist experimentell bestätigt worden. Er läßt sich anschaulich auf folgende Weise erklären: Bei abnehmender Viskosität würde die Leakage zunehmen, falls die Spalthöhe gleich bliebe. In Wirklichkeit nimmt jedoch (wie bei einem hydrodynamisches Lager) die Spalthöhe ab, wenn die Viskosität kleiner wird. Bei kleiner Welligkeit der Spaltflächen heben sich die beiden Effekte nahezu auf.

Grenzen der Berechenbarkeit

Die vereinfachten Betrachtungen der Leckagemechanismen dürfen keinesfalls den Eindruck erwecken als sei die Berechnung des Dichtverhaltens einer Gleitringdichtung eine einfache Routine. Die Zusammenhänge der vielen Parameter, die die Spalthöhe, die Leckrate, die Reibung und den Verschleiß beeinflussen, sind in Wirklichkeit äußerst verwickelt. So ändert sich zum Beispiel die Viskosität mit der Reibungswärme, die ihrerseits von der Spalthöhe abhängt, wobei diese sich wiederum mit der Viskosität ändert! Dem überlagert sind Einflüsse thermischer und druckbedingter Dichtungsverformungen und der Verdampfung im Dichtspalt. Zudem verändert sich im Betrieb die Welligkeit und die Konvergenz der Gleitflächen.

Insbesondere wenn im Dichtspalt Mischreibung vorherrscht, wird das Betriebsverhalten entscheidend vom Dichtflächenverschleiß beeinflußt. Dabei können stochastisch Partikel aus einer Dichtfläche herausbrechen oder es können sich verteilte Schichten aus kristallisierenden oder von außen eindringenden Partikeln bilden, die das Spaltschließen verhindern oder die Gegenfläche abschleifen. Derartige Vorgänge sind oft begleitet von einem sich stochastisch oder quasi periodisch verändernden Reibmoment. Bei gleichbleibenden Betriebsbedingungen können solche Reibschwingungen manchmal wieder abklingen, oft erst nach Stunden oder Tagen – jedoch in der Regel nicht bei unentlasteten Gleitringdichtungen.

Im Laufe der Jahre wurden komplexe physikalisch-mathematische Modelle und Computerprogramme zur Berechnung von Gleitringdichtungen entwickelt. Es ist jedoch bislang nicht gelungen, das Betriebsverhalten von Gleitringdichtungen unter Berücksichtigung aller relevanten physikalischen Einflußgrößen im gesamten Bereich der praktisch vorkommenden Betriebsbedingungen zuverlässig zu berechnen. Aus theoretischen Zusammenhängen lassen sich indessen wertvolle Hinweise und Empfehlungen für die konstruktive Gestaltung und den sicheren Betrieb von Gleitringdichtungen gewinnen.

Leckraten bei höherem Druck

Ist der Druck der abgedichteten Flüssigkeit *höher als 1 MPa* sollte immer eine *entlastete* Gleitringdichtung ($k < 1$) verwendet werden. Bei höherem Druck ist dann auch der Belastungsfaktor $\kappa < 1$ und der Dichtspalt wird hauptsächlich durch den hydrostatischen Spaltdruck stabilisiert. Die Dichtung muß auch bei Start und Stopp und bei jeder Änderung der Betriebsbedingungen sowie im gesamten Druckbereich stabil bleiben. Dies erfordert eine sorgfältige FE-Modellierung der Dichtkörper zur Bestimmung der druckbedingten Stülpung der Stirnflächen unter allen Betriebszuständen.

Beispiel: Bild 29 zeigt schematisch eine hydrostatisch stabilisierte Gleitringdichtung. Der Gleitring ist radial frei und axial auf einem O-Ring gelagert, dessen Querschnittsfläche etwas größer ist als die ihn aufnehmende Nut, so daß die Reaktionskraft von einer Stülpung des Gleitrings unbeeinflußt bleibt. Eine Stülpung entsteht durch die auf den Gleitring einwirkenden axialen und radialen Druck- und Reaktionskräfte, wobei das freie Stülpmoment vom Konstrukteur so bestimmt wird, daß es druckabhängig zum erwünschten Stülpwinkel führt.

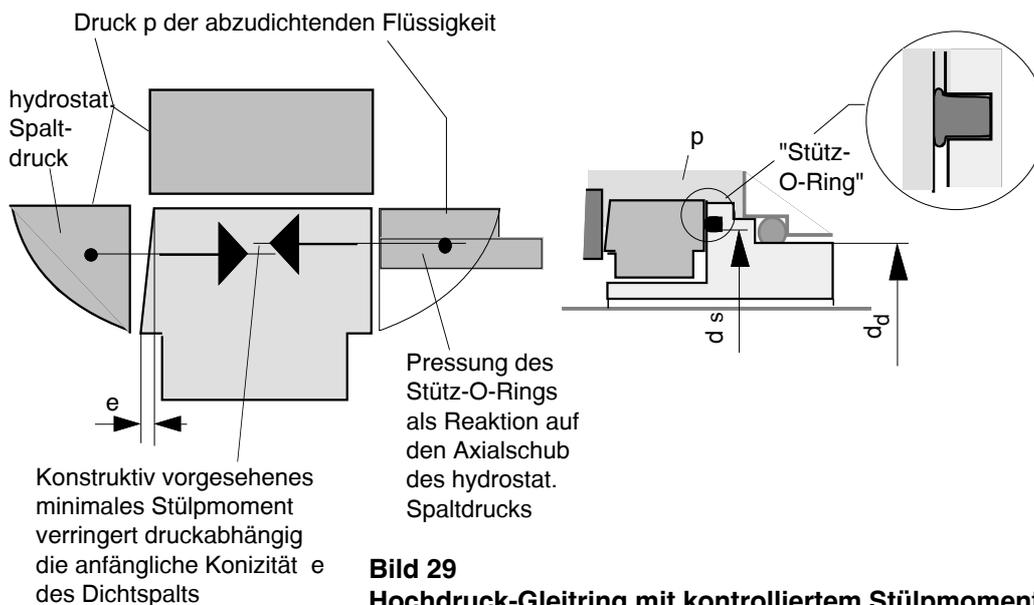


Bild 29
Hochdruck-Gleitring mit kontrolliertem Stülpmoment

Bild 30 zeigt zum Beispiel die Abhängigkeit der Spalthöhe und der Leckrate vom Flüssigkeitsdruck für eine Dichtung gemäß Bild 29. Angenommen eine Stirnfläche sei absichtlich kegelig geläppt worden, so daß die Dichtflächen einen nach innen konvergierenden Spalt mit einem Winkel $\gamma \approx 0,1$ bis $0,3 \mu\text{m}/\text{mm}$ bilden. Im überdrucklosen Zustand berühren sich die Dichtflächen infolge der Federkraft. Steigt nun der Flüssigkeitsdruck, so heben die Dichtflächen bei ca. 1 MPa voneinander ab und danach stellt sich gemäß Gleichung (5) druckabhängig ein Spalt ein, der bei annähernd 4 MPa einen maximalen Wert von $0,9 \mu\text{m}$ erreicht. Das freie Stülpmoment bewirkt eine Drehung des Ringquerschnitts derart, daß die Spaltkonvergenz bei zunehmendem Druck abnimmt. Gemäß den Gleichungen (5) und (6) nimmt der Dichtspalt bei

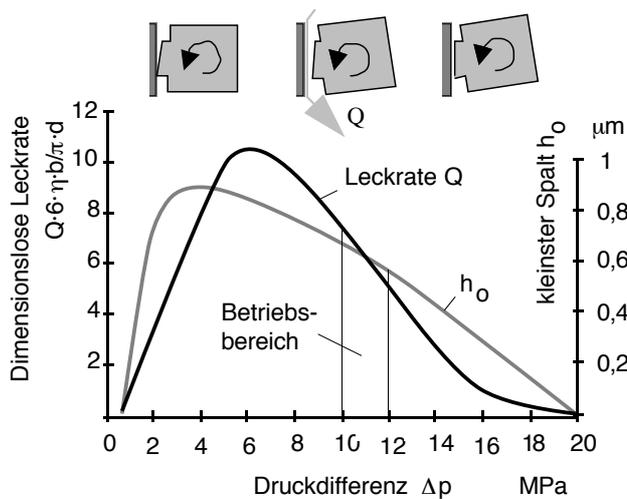


Bild 30
Spalthöhe und Leckrate
in Abhängigkeit von der
Druckdifferenz einer
Hochdruck-Gleitringdichtung
mit konstruktiv festgelegtem
Stülpmoment

steigendem Druck zunächst zu, danach aber wieder ab. Die in Bild 30 angegebenen Werte gelten für eine anfängliche Konvergenzhöhe von $e = 3 \mu\text{m}$ und einer konstruktiven Gestaltung, die bei 20 MPa zu parallelen Stirnflächen führt. Im angenommenen Betriebsbereich der Gleitringdichtung, zwischen 10 und 12 MPa, ergibt sich ein kleinster Abstand der Gleitflächen von annähernd $0,6 \mu\text{m}$. Bei 1 MPa und bei 20 MPa geht die Leckrate gegen Null. In diesem Beispiel wurde ausschließlich die Wirkung des Drucks auf die Spaltänderung (p-Verformung) betrachtet. Komplizierter wird es, wenn zusätzlich die Veränderung infolge Erwärmung (T-Verformung) in Betracht gezogen wird.

Die betriebsbedingten Veränderungen des Spaltwinkels müssen vom Konstrukteur sehr sorgfältig geplant und berechnet werden, um die Dichtung stets über den schmalen Grat zwischen exzessivem Verschleiß und exzessiver Leckage zu führen. Bild 31 zeigt zwei Konstruktionsbeispiele, bei denen, erstens, für die Berechnung der druckbedingten Verformung klare Randbedingungen bestehen und wo, zweitens, die reibungsbedingte Erwärmung die Konvergenz und damit die Berührsicherheit vergrößert.

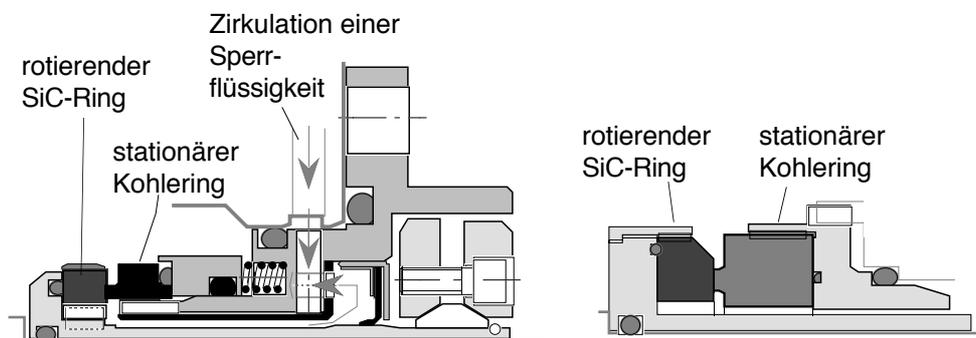


Bild 31 Gestaltungsvarianten von Gleitringdichtungen für höheren Druck



Eine Beziehung zur Abschätzung der Leckrate Q bei höherem Druck ($\Delta p > 2 \text{ MPa}$) für eine entlastete Gleitringdichtung ($k=0,75$) bei Annahme eines Konvergenzwinkels $\gamma=0,25 \text{ } \mu\text{m/mm}$ erhält man durch Einsetzen der obigen Werte in Gl. (7):

$$Q = 0,15 \cdot 10^{-12} \frac{\Delta p \cdot d \cdot b^2}{\eta} \quad (16).$$

Beispiel: Für eine Wasser abdichtende Hochdruck-Gleitringdichtung, $\Delta p = 10 \text{ MPa}$, $\eta = 1 \text{ mPa}\cdot\text{s}$, mittlerer Gleitflächendurchmesser $d = 140 \text{ mm}$, radiale Gleitflächenbreite $b = 4 \text{ mm}$ ergibt sich eine volumetrische Leckrate von $Q \approx 18 \text{ ml/h}$. Bei gleicher Spaltkonvergenz ist die Leckrate um 56% größer, wenn die radiale Gleitflächenbreite 5 mm anstatt 4 mm beträgt.

Leckageprüfung im Stillstand

Wenn an Gleitringdichtungen hohe Sicherheitsanforderungen gestellt sind, verlangen die Anwender eventuell eine Kontrolle der Dichtheit im Montagezustand bei stillstehender Welle. Eine solche Prüfung ist zweckmäßig, wenn damit die Dichtheit aller möglichen sekundären Leckagewege nachgewiesen werden soll. Es ist zweckmäßig, die Stillstandsichtheit bei geringem Druck zu prüfen, weil dadurch eine nicht dem Betriebszustand entsprechende Deformation der Dichtkörper ausgeschlossen ist (Im Stillstand fehlt zumindest die oft entscheidende thermische Verformung der Gleitringe). Größere Undichtheitswege, beispielsweise Beschädigungen der Gleitflächen oder fehlerhafte Nebendichtungen, kommen schnell zum Vorschein, wenn die Stillstandsichtheit mit geringem Gasdruck geprüft werden kann. Es ist jedoch grundsätzlich nicht möglich, von einer bei Stillstand ermittelten Dichtheit oder Undichtheit auf die unter Betriebsbedingungen zu erwartende Leckrate zu schließen. Selbst die Stillstandsleckage nach dem Betrieb ist meistens völlig anders als im Neuzustand.

12.10 HYDRODYNAMISCHE DICHTHILFEN

Bei Hochleistungs-Gleitringdichtungen gibt es kritische Betriebszustände, bei denen der hydrostatische Spaltdruck zur Stabilisierung des Dichtspalts nicht ausreicht, beispielsweise beim Anfahren und bei schneller Änderung des Betriebszustands. Vielmehr bedarf es zur Spaltstabilisierung hydrodynamischer Zusatzkräfte, die jedoch, anders als bei Niederdruck-Gleitringdichtungen, nicht allein von einer geringfügigen und mehr oder weniger zufälligen Welligkeit der Gleitflächen abhängig sein darf. Bei hohem Druck verlangt die entsprechend hohe Spaltschließkraft eine definierte und kontrollierte Erzeugung eines zusätzlichen hydrodynamischen Spaltdrucks. Dazu wurden verschiedene Maßnahmen entwickelt. Hauptsächlich werden Gleitflächenstrukturen verwendet, bei denen am Umfang des Dichtspalts verteilte, hydrodynamisch wirksame Keilspalte entstehen.

Thermischer Keilspalt

Bild 32 zeigt verschiedene Methoden zum Erzeugen eines hydrodynamischen Spaltdrucks durch tangenciales Hineinschleppen von Flüssigkeit in eine keilförmige Randzone des Dichtspalts. Dazu werden am hochdruckseitigen Umfang eines der beiden Dichtringe eine Reihe von Vertiefungen (Absätze, Taschen) eingearbeitet, die zum Flüssigkeitsraum hin offen sind. Im Bereich der Vertiefungen schleppt die rotierende Dichtfläche Flüssigkeit in den Dichtspalt. Die Ränder der Vertiefungen werden von der Flüssigkeit gekühlt, während weiter innen im Dichtspalt durch die Reibung die Wandtemperatur zunimmt. Infolgedessen ist die axiale Wärmedehnung der Spaltwand am kühleren Rand einer Vertiefung geringer als im Inneren des Spalts und es entstehen sehr flache, hydrodynamisch wirksame Keilspalte, in denen sich beim Hineinschleppen von Flüssigkeit Druckfelder bilden, Bild 32(a), Schnitt A–A. Dies ist das so genannte *Thermokeil*-Prinzip, das schon viel früher für Gleitlager in Betracht gezogen wurde. Bild 32(b) zeigt verschiedene Taschen, wie sie in der Praxis angewendet werden. Geometrisch einfach, aber weniger wirkungsvoll, ist ein exzentrischer Versatz der Achsen von Gleitring und Gegenring, Bild 12.32(c). Darüber hinaus wurden noch wirkungsvollere und entsprechend aufwendige Anordnungen vorgeschlagen und erprobt, zum Beispiel eine automatische Regelung, bei der in Abhängigkeit vom Reibmoment der Dichtung die Spaltwelligkeit durch elektrisch betätigte Stellmotoren verändert wird.

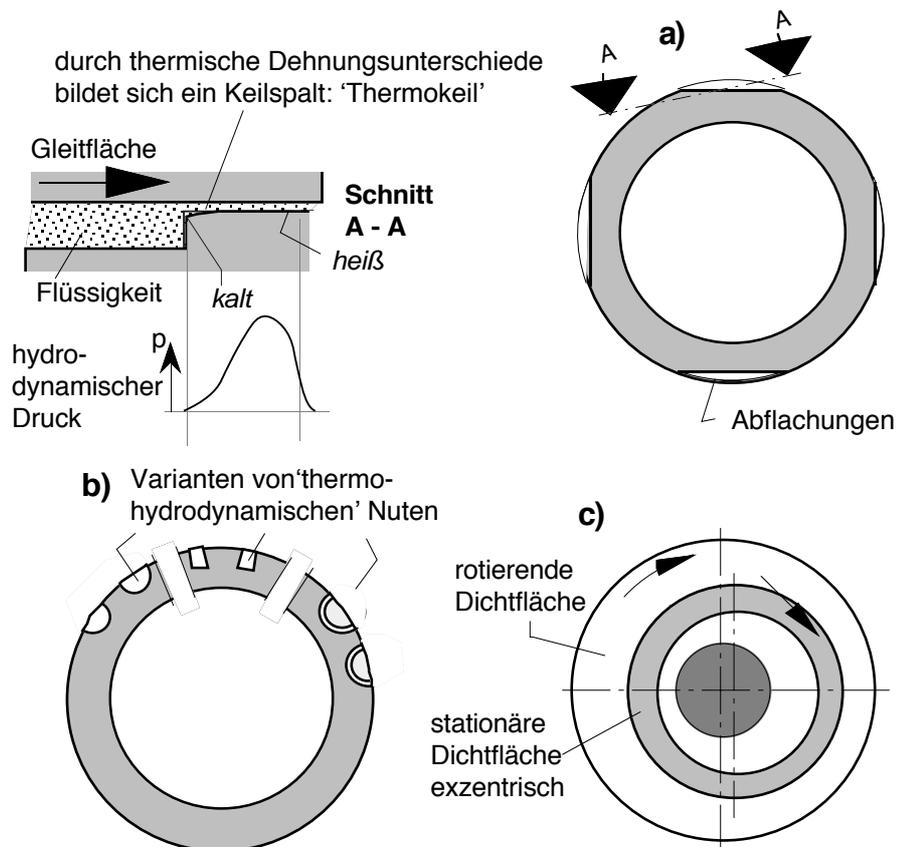


Bild 32 Thermo-hydrodynamische Schmierung bei Gleitringdichtungen



Nachgiebige Spaltwände

Bild 33 zeigt ein anderes aufwendiges Prinzip zur Erzeugung einer definierten Welligkeit. Ein als Sandwich-Konstruktion gebauter Keramikring aus Siliciumkarbid bildet eine an einzelnen Stellen gestützte dünne Spaltwand. Der hydrostatische Spaltdruck biegt die membranartigen Sektoren zwischen den Stützen nach innen, wodurch sich sehr flache Keilspalte bilden. Dadurch entstehen wiederum hydrodynamische Druckfelder, die den Spalt zusätzlich stabilisieren.

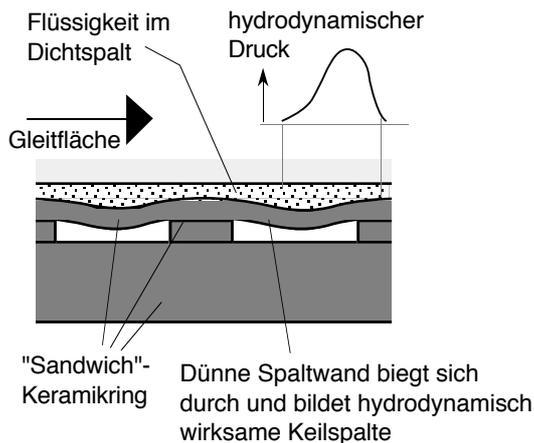


Bild 33
Elasto-hydrodynamische Druckerzeugung durch nachgiebige Dichtspaltwand

Rückförderung

Von Radial-Wellendichtungen (s.Kapitel 8) und Gewinde-Wellendichtungen (s.Kapitel 18), ist bekannt, daß die in den Dichtspalt eindringende Flüssigkeit durch charakteristische Strukturen der Dichtspaltwände wieder in den abzudichtenden Raum zurückgeführt werden kann. Prinzipiell die gleiche Wirkung kann man bei Gleitringdichtungen erreichen, wenn es gelingt, in eine der Gleitflächen rückförderfähige Vertiefungen einzuarbeiten. Dazu wurden beispielsweise sehr flache und sich überlappende Gräben erzeugt, deren Längskanten relativ zur Gleitrichtung geneigt sind und die Flüssigkeit im Spalt kaskadenartig nach außen umleiten, Bild 34. Solche Strukturen sind nur in einer Wellendrehrichtung wirksam und, da sie gegen den Flüssigkeitsraum abgeschottet sind, begünstigen sie nicht aktiv die Schmierung.

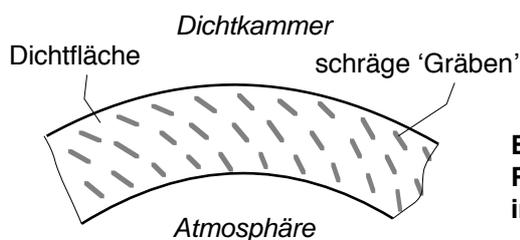


Bild 34
Rückförderstrukturen in der geläppten Gleitfläche



Schmierung und Rückförderung

Das in Bild 35 gezeigte Konzept verbessert die Kühlung und Schmierung des Spalts und pumpt zugleich Flüssigkeit aus dem Spalt in den abzudichtenden Raum zurück (Müller et al., 1997). Am Umfang verteilt befinden sich zum abzudichtenden Raum hin offene Nuten („Einförderstrukturen“). Sie bilden in der oben beschriebenen Weise thermo-hydrodynamische Keilspalte und verbessern dadurch die Tragfähigkeit und die Kühlung des Dichtspalts. Zwischen den Einförderstrukturen sind in die harte Gleitfläche 1 ... 3 µm tiefe, quasi dreieckförmige Gräben („Rückförderstrukturen“) eingearbeitet, deren spitze Enden nahe am Rand der Gegengleitfläche liegen. Innerhalb der Rückförderstrukturen schleppt die Gegengleitfläche Flüssigkeit in den immer enger werdenden Raum. Dabei kann der Druck im Bereich der spitzen Ecke über den Druck im abzudichtenden Raum ansteigen, wodurch Flüssigkeit auf dem Weg des geringsten Strömungswiderstands in den abzudichtenden Raum zurück strömt. Vorzugsweise befinden sich alle Strukturen auf dem harten Gleitring. Alternativ können die Ein- und Rückförderstrukturen wechselseitig in den Gleitring und den Gegenring eingearbeitet sein. In diesem Fall werden die Rückförderstrukturen periodisch mit Flüssigkeit gefüllt. Die Strukturen können in die Gleitflächen üblich bemessener Gleitringdichtungen eingearbeitet werden.

Aufgrund der symmetrischen Anordnung der Strukturen ist eine derartige Gleitringdichtung in beiden Wellendrehrichtungen wirksam. Im Vergleich zu Gleitringdichtungen mit glatten Gleitflächen laufen die nach Bild 35 strukturierten Dichtungen mit geringerem Verschleiß und niederer Spalttemperatur. Sie erlauben damit einen Betrieb näher an der Siedetemperatur der abzudichtenden Flüssigkeit. Dadurch wird in kritischen Einsatzfällen die Ausfallsicherheit des Dichtsystems wesentlich verbessert. (Siehe auch: www.laserface.com)

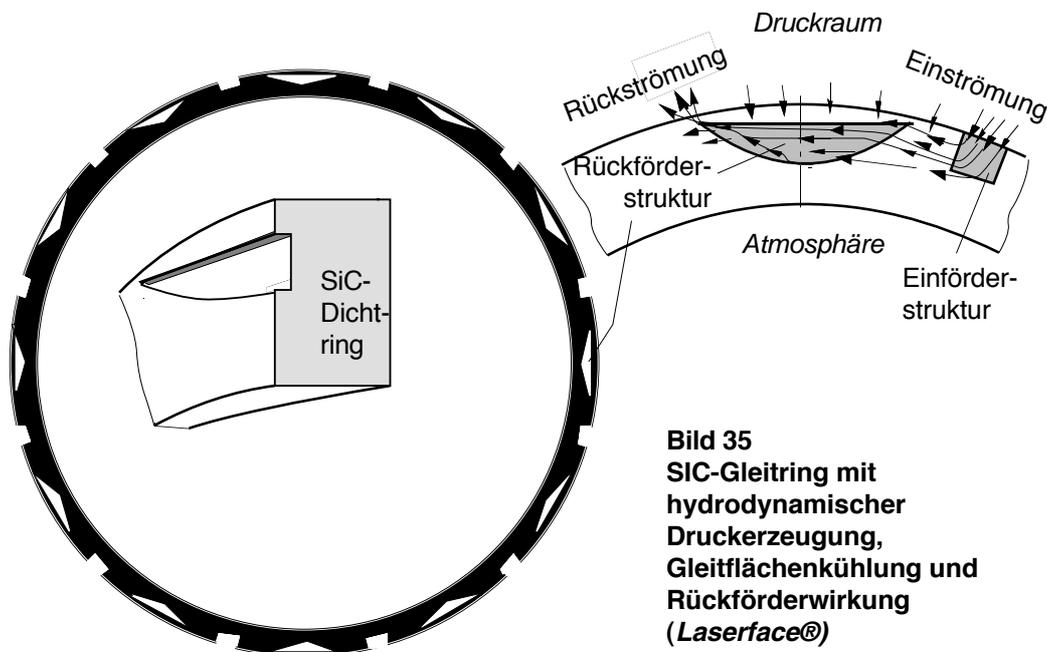


Bild 35
SiC-Gleitring mit
hydrodynamischer
Druckerzeugung,
Gleitflächenkühlung und
Rückförderwirkung
(Laserface®)



Hydrodynamischer Gegenstrom

Förderfähige Strukturen in einer Spaltwand können Flüssigkeit vom Raum niederen Drucks in den Raum höheren Drucks pumpen. Bild 36 zeigt beispielsweise eine Gleitringdichtung, in deren harte Gleitfläche mikrometertiefe Spiralnuten eingearbeitet sind. Auf der Außenseite des Dichtspalts befindet sich das abzudichtende Fluid unter höherem Druck, auf der Innenseite eine Sperrflüssigkeit unter niederem Druck. Im Stillstand liegen die plangeläpften Dichtflächen außerhalb der Spiralnuten an und dichten statisch ab. Bei rotierender Welle wird Sperrflüssigkeit in die Spiralnuten hineingeschleppt und an deren Ende aufgestaut. Dadurch entsteht ein Schleppdruck. Wenn es die Betriebsbedingungen (Drehzahl und Viskosität) der Sperrflüssigkeit zulassen und die Dichtung entlastet ist ($k < 1$), heben die Gleitflächen bei einer bestimmten Wellendrehzahl voneinander ab, und der Druck am hochdruckseitigen Rand der Spiralnuten wird höher als der abzudichtende Druck. Sind diese Voraussetzungen erfüllt, so fördert die Dichtung dauernd Sperrflüssigkeit (z.B. 0,1...1 l/h) in den abzudichtenden Raum. Eine derartige Förderdichtung kann verschiedenen Zwecken dienen. Beispielsweise kann Leckage toxischer Flüssigkeiten durch den Gegenstrom völlig unterbunden werden. Bei der Abdichtung stark abrasiver Flüssigkeiten kann man auf diese Weise das Eindringen von Partikeln in den Dichtspalt vermeiden. Als Sperrflüssigkeitspumpen wirkende Gleitringdichtungen können aber nur dann eingesetzt werden, wenn Sperrflüssigkeit in den genannten Mengen in den abzudichtenden Raum gelangen darf. Anstatt einer Sperrflüssigkeit kann auch Sperrgas verwendet werden, wobei jedoch dessen Speisedruck dem Druck der abgedichteten Flüssigkeit angepaßt werden muß. Derartige gasgeschmierte Gleitringdichtungen werden am Ende von Kapitel 13 behandelt.

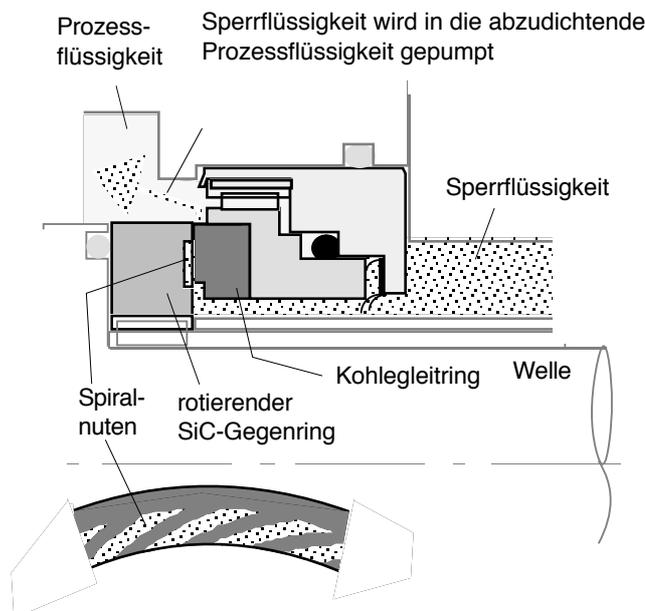


Bild 36
Spiralnuten fördern
Sperrflüssigkeit nach innen
(upstream pumping seal)



12.11 AUSFALLURSACHEN UND ZUVERLÄSSIGKEIT

Bei der Betrachtung der Wirtschaftlichkeit eines Dichtsystems sind neben den Anschaffungskosten auch die Kosten für Zusatzeinrichtungen (Rohrleitungen, Ventile, Kühleinrichtungen usw.) sowie die Kosten für Betrieb und Wartung von Bedeutung. Bei den technisch komplexen und montageempfindlichen Gleitringdichtungen dürfen die Kosten für die Ausbildung des Montage- und Wartungspersonals nicht außer Acht gelassen werden.

In der Regel fordern die Anwender das problemlose Funktionieren einer Gleitringdichtung während der gesamten Lebensdauer der Anlage, und falls dies nicht möglich ist, je nach Wartungszyklus der Anlage zumindest eine Lebensdauer der Dichtung von mehreren Jahren. Zwar gibt es Frühausfälle, jedoch ist es nicht ungewöhnlich, daß richtig ausgewählte und fachmännisch montierte Gleitringdichtungen jahrelang zuverlässig funktionieren. Dies setzt aber voraus, daß die Betriebsbedingungen zu keiner Zeit die für die gewählte Dichtung spezifizierten Grenzen überschreiten.

In der chemischen und petrochemischen Industrie sind viele Gleitringdichtungen im Einsatz. Erfahrungsgemäß gibt es hier häufiger ein zufälliges Versagen im Bereich der mittleren Betriebszeit als späte Ausfälle durch Verschleiß. Für die zufälligen Ausfälle gibt es oft keine eindeutigen Erklärungen, manche Ausfälle deuten auf bereits erwähnte betriebliche Einflüsse hin, andere scheinen auf grundlegende Fehler zurückzuführen zu sein. Neben dem Ausfall von Zusatzeinrichtungen sind folgende Ausfallursachen und damit verbundene Erscheinungen in Betracht zu ziehen:

<i>Trockenlauf:</i>	Blistering, Thermospannungsrisse, Ringbruch, Zerstörung der Nebendichtung.
<i>Achsfluchtfehler:</i>	Schwingungsbruch von Bälgen, Zerreiben der Nebendichtung.
<i>Ablagerungen:</i>	Hängenbleiben der Nebendichtung auf Ablagerungen infolge Verkoken/Auskristallisieren/Polymerisieren; Leckage durch Ablagerungen auf den Gleitflächen.
<i>Schockbelastung:</i>	Ringbruch durch Thermoschock oder mechanische Stoßbelastung an der Drehmomentabstützung
<i>Verschleiß:</i>	Materialabtrag an den Gleitflächen durch abrasive Partikel in der abgedichteten Flüssigkeit
<i>Korrosion:</i>	an Gleitflächen, Federn usw.

Frühausfälle sind oft auf eine unsachgemäße Montage zurückzuführen. Dabei kommt es besonders auf Sauberkeit, Umsicht und ein fundiertes Fachwissen über die Funktionen einer Gleitringdichtung an. Besonders schädlich ist eine zur Gehäuseachse schräg (verkantet) montierte Wellenachse. Keinesfalls darf Schmutz, Öl oder Fett auf die Gleitflächen gelangen! Aus diesem Grund ist die Verwendung von vormontierten und geprüften Dichtungseinheiten (Cartridge-Gleitringdichtungen) anzuraten, s. *Kapitel 13*. Die Richtlinie API 682 "Shaft Sealing Systems for Centrifugal and Rotary Pumps" empfiehlt generell die Verwendung von Cartridge-



ge-Gleitringdichtungen. Bemerkenswert ist, daß eine sorgfältig ausgewählte und fachmännisch montierte Gleitringdichtung in einer robusten Pumpe mit steifem Gehäuse besser funktioniert als in einem leichtgewichtigen Pumpengehäuse, das im Betrieb schwingt und sich verformt. Die Pumpe sollte möglichst nahe am Betriebspunkt des besten Wirkungsgrads gefahren werden. Je weiter man sich von diesem entfernt, um so wahrscheinlicher beeinträchtigen Schwingungen und Kavitationserscheinungen auch die Dichtung. Nicht zu unterschätzen sind Auswirkungen der Steifigkeit des Pumpenfundaments, sowie die von den Rohranschlüssen ausgehenden Zug-, Druck-, oder Biegebeanspruchungen.

Aus unterschiedlichen Gründen unterbleibt in der Praxis nach einem Dichtungsausfall oft eine genaue Schadensanalyse. Dabei spielen nicht zuletzt Konflikte hinsichtlich der Verantwortlichkeiten und Gewährleistungsfragen eine Rolle. Statistische Untersuchungen der Betriebsstörungen in Chemieanlagen und Ölraffinerien zeigten, daß mehr als die Hälfte aller nicht eingeplanten Betriebsabschaltungen mit dem Ausfall von Gleitringdichtungen zusammenhängen. Eine andere Aussage ist, daß 70% der Betriebsstörungen bei Kreiselpumpen die Gleitringdichtung betreffen. Eine aufschlußreiche statistische Größe, die bei der Messung des Betriebsverhaltens einer großen Zahl von Gleitringdichtungen gewonnen werden kann, ist die mittlere Ausfallzeit (*mean time between failure: MTBF*). Sie wird ermittelt aus der Summe der Betriebszeiten bis zum Ausfall von Z von Dichtungen, geteilt durch Z . Damit sind Trends im Schadensverlauf zu erkennen und Bereiche, die Verbesserungen erfordern, können identifiziert werden. Zum Beispiel betrug beim Einsatz neuester Dichtungstechnologie in einer modernen Ölraffinerie die mittlere Ausfallzeit (MTBF) für die Gleitringdichtungen 3,5 Jahre. Sie hängt jedoch ab von der Konfiguration des Dichtsystems. Beispielsweise hielten die Dichtungen doppelt so lang, wenn anstatt einer Einzelgleitringdichtung eine Tandemanordnung verwendet wurde. Im Gegensatz dazu war in einer älteren Raffinerie bei der Abdichtung von Flüssigkohlenwasserstoffen innerhalb eines Jahres die Hälfte aller Pumpendichtungen ausgefallen und 20% mußten bereits in den ersten zwei Monaten nach der Montage ausgetauscht werden.

Bild 37 auf Seite 49 gibt zum Schluß eine Anleitung zur systematischen Fehlersuche beim Ausfall bzw. bei übermäßiger Leckage einer Gleitringdichtung.

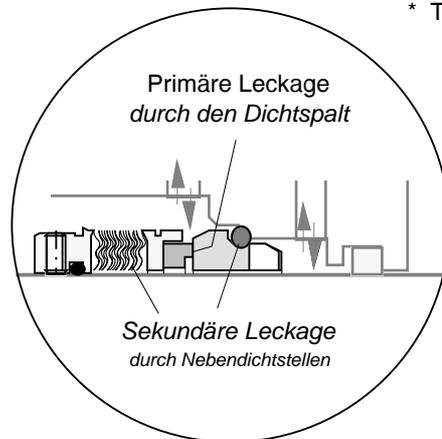


1) Einbaufehler

- * falsche Federspannung
- * falscher O-Ring (Größe, Werkstoff)
- * Schmutz zwischen Gleitflächen
- * Gegenring schief
- * Gleitflächen beschädigt
- * Nebendichtungen beschädigt

2) Betriebsfehler

- * Zirkulation/Quench ungenügend oder ausgefallen
- * exzessiver Wellenschlag,
- * starke äußere Schwingungen,
- * Ablagerungen auf Gleitflächen,
- * abrasiver Verschleiß,
- * Strahlverschleiß,
- * Trockenlauf:
 - Blasen am Spalteingang,
 - Verdampfung in Dichtkammer;
- * Eisbildung am Dichtspalt



3) Fertigungsfehler

- * beschädigte Nebendichtungen,
- * Gehäusedeckel schief,
- * Gleitflächen stark wellig,
- * fehlerhafter Faltenbalg,
- * Gegenfläche der Nebendichtung zu rau

4) Auslegungsfehler

- * falsche Wahl von
 - Werkstoffpaarung (Gleitflächen)
 - Flächenverhältnis (Entlastung)
 - Federkraft
- * Falsche Formgebung der Gleitringe (unzulässige Deformation)
- * Balg-Resonanzschwingungen

Bild 37
Einige Ursachen für den Ausfall bzw. für übermäßige Leckage von Gleitringdichtungen. (Fehlersuche in der angegebenen Reihenfolge)



12.12 LITERATUR

Nau, B.S.: Hydrodynamic lubrication in face seals. 3rd Int. Conf. on Fluid Sealing, B.H.R.A., Cambridge, 1967

Orcutt, F.K.: An investigation of the operation and failure of mechanical face seals. 4th Int. Conf. on Fluid Sealing, B.H.R.A., Philadelphia, 1969

Pape, J.G.: Fundamental aspects of radial face seals, Diss. TH Delft 1969

Müller, H.K.: Gleitringdichtungen - Vorgänge im Dichtspalt. Konstruktion 26 (1974), S. 207...214.

Mayer, E.: Mechanical seals. 3rd ed., Newnes-Butterworth, London, 1977, ISBN 0-408-00307-3.

Nau, B.S.: Observations and analysis of mechanical seal film characteristics. Jnl of Lubn. Technol., 102, 341-349, 1980

Nau, B.S.: Rotary mechanical seals in process duties, an assessment of the state of the art. Proc. Instn.Mech.Engrs., 199, No. A1, 1985

Flitney, R. K., Nau, B. S.: Vapour emission from rotary shaft seals in petro-chemical plants. Ann. occup. Hyg., 30, 2, 241-247, 1986.

Flitney, R. K., Nau, B. S.: A study of factors affecting mechanical seal performance. Proc. Instn.Mech.Engrs., 200, No. 107, 1-12, 1986.

Dolan, J.P., Harrison, D., Watkins, R.: Mechanical seal selection and testing. 11th Int. Conf. on Fluid Sealing, B.H.R.A., Cannes, 1987.

Nau, B.S.: Reliability of mechanical seals in centrifugal process pumps. 11th Int. Conf. on Fluid Sealing, B.H.R.A. Cannes, 1987.

Doust, T.G., Parmar, A.: Transient thermoelastic effect in a mechanical face seal. 11th Int. Conf. on Fluid Sealing, B.H.R.A., Cannes, 1987.

Waidner, P.: Vorgänge im Dichtspalt wasserabdichtender Gleitringdichtungen, Dissertation, Univ.Stuttgart 1987

Müller, H.K., Waidner, P.: Niederdruck-Gleitringdichtungen - Vorgänge im Dichtspalt, Konstruktion 40 (1988), S.67...72.

Feodor Burgmann (Hsg): Burgmann Lexikon "ABC der Gleitringdichtung", Wolfratshausen, 1988.

Bertele, O.v.: Another look at seal life and failure. 12th Int. Conf. on Fluid Sealing, B.H.R.A. Brighton, 1989.

Salant, R. and Hassan, S. E.: Large scale thermoelastic instability in hydrostatic mechanical seals. 12th Int. Conf. on Fluid Sealing, B.H.R.A., Brighton, 1989

Nau, B. S.: Research in mechanical seals. Proc. Instn.Mech.Engrs., 204, 349-376, 1990

Müller, G., Müller H.K.: Verwirbelungsverluste von Gleitringdichtungen, Konstruktion 42 (1990), Nr. 7 + 8.



Nau, B. S. and Leefe, S. E.: A review of some aspects of the prediction of mechanical seal coning. Tribology Trans., 34, 4 , 611-617, 1991

anon. Gleitringdichtung mit Rückförderstrukturen und Verfahren zu ihrer Herstellung, DE 41 19 324 (1991); PCT /EP92/01198; US 5,529,316.

Lebeck, A. O.: Principles and design of mechanical face seals, Wiley, New York 1991, ISBN 0-471-51533-7

Summers-Smith, J. D.: Mechanical seal practice for improved performance. 2nd Edition, MEP, London 1992, ISBN 0-85298-806-0

Anon. Shaft sealing systems for centrifugal and rotary pumps. API Standard 682, 1992.

Barnes, N. D., Flitney, R. K., and Nau, B. S.: Mechanical seal chamber design for improved performance. Proc 9th Intl. Pump Users Symposium, Texas A&M University, 1992.

Müller, G.S.: Das Abdichtverhalten von Gleitringdichtungen aus Siliziumkarbid, Dissertation, Universität Stuttgart, 1993.

anon. API Standard 682, Shaft Sealing Systems for Centrifugal and Rotary Pumps, American Petroleum Institute, Washington D.C., 1994.

Müller, H.K., Schefzik, C., Wallace, N., Evans, J. : Laserface Sealing Technology – Analysis and Application, 15th Int. Conf. on Fluid Sealing, BHR Group, Maastricht, 1997.

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

anon. VDI Richtlinie VDI 2440 Emissionsminderung Mineralölraffinerien, Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, 2000.

Tietze, W., Riedl, A., (Hsg): Taschenbuch Dichtungstechnik, Essen 2001, ISBN 3-8027-2197-7

anon.: LaserFace Technology, John Crane UK (Hsg), Manchester, 2001.



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

Inhaber und Betreiber der Domain www.fachwissen-dichtungstechnik.de ist Evelyn Voigt-Müller, Samlandstr. 38, 81825 München, Deutschland.

Der gesamte Inhalt der unter der Domain 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 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 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 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 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.