



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

 <p>ISGATEC[®] Dichten. Kleben. Polymer.</p>	<p>ISGATEC GmbH Am Exerzierplatz1A • 68167 Mannheim Tel:+49(0)621-7176888-0 • Fax:+49(0)621-7176888-8 info@isgatec.com • www.isgatec.com</p>
 <p>SEALWARE[®]</p>	<p>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</p>
 <p>VTH VERBAND TECHNISCHER HANDEL Fachgruppe Dichtungstechnik</p>	<p>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</p>
 <p>Xpress seals Dichtungen für Hydraulik</p>	<p>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</p>



23 Flanschdichtungen: Bauformen - Berechnung

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

Komponenten einer Flanschdichtung, Gestaltung, Kategorien. Flachdichtungen: einfache, ummantelte; Flexible Metalldichtungen, Spiraldichtungen, metallische Ringfederdichtungen: hohle Metall-O-Ringe, C-Ring, U-Ring. Massive Metalldichtungen: Flach-, Linsen-, konvexe Dichtungen, Kammprofil dichtungen, Metall-O-Ring, Ring-Joint-Dichtung. Wechselwirkungen im System Dichtung–Flansch. Unsicherheiten der Schraubenvorspannung. Dichtungspressung: Untergrenze für die Konditionierung der Dichtung, Obergrenze gegen Überlastung; erforderliche Pressung für eine gewünschte Leckrate. Thermische Dehnung, Kriechen und Setzen. Leckagemechanismen und Formen der Leckströmung; Größenordnungen erreichbarer Leckraten. Auslegung von Flanschverbindungen. Neue Europa-Normen für Flanschverbindungen mit Dichtung. Literatur.

23.1 EINFÜHRUNG

Flanschdichtungen waren vermutlich die ersten Dichtelemente, die schon früh in Wasserleitungen und einfachen Rohrleitungen verwendet wurden. Wahrscheinlich bestanden sie aus den verschiedensten, damals verfügbaren Werkstoffen, Naturfasern, Geweben, Kork und Blei. Als in der ersten industriellen Revolution dann Dampfmaschinen aufkamen, brauchte man schon wirksamere Dichtungen. So entstanden bald Dichtungsplatten für Flachdichtungen aus naturgummigebundenen Faserwerkstoffen (Weichstoffdichtungen). Und die Entwicklung von neuen Werkstoffen und Dichtungen für Flansche von Rohren und Druckbehältern ist bis heute nicht beendet.

Die in anderen Kapiteln behandelten Elastomerdichtungen werden hier nur insoweit erwähnt, als sie aufgrund der thermischen und chemischen Betriebsbedingungen als Flanschdichtungen in Frage kommen. Speziell eröffneten die hoch widerstandsfähigen Fluorelastomere auch bei der Flanschabdichtung neue Möglichkeiten. Daß hier Elastomere nicht noch mehr eingesetzt werden, hat vor allem historische Gründe. Die herkömmlichen Formen der Flanschdichtungen sind seit langem in Normen verankert und werden deshalb wie selbstverständlich in den meisten Rohrleitungen, Ventilen, Wärmetauschern, Pumpen usw. verwendet, auch weil die Normung eine universelle Kombinierbarkeit ohne besondere Anpassung ermöglicht. In vielen Wasserleitungen werden noch immer Flachdichtungen verwendet, obwohl ohne weiteres Elastomer-Formdichtungen einsetzbar wären. Oft wäre dort die Abdichtung mit einem O-Ring leichter, wirkungsvoller und zuverlässiger. Hingegen lassen sich hohe Temperaturen und aggressive Fluide meist nur mit den in diesem Kapitel besprochenen Flanschdichtungen beherrschen.



Vorab soll nochmals ein auch in diesem Kapitel oft verwendeter Begriff angesprochen werden, der in neueren Normen *Druckspannung der Dichtung* genannt und mit Q bezeichnet wird. Wir nennen diese Druckspannung kurz *Dichtungspressung* und bezeichnen sie mit $\sigma_d = D/A$. Dabei ist D die Kraft mit der die Dichtung auf die Flanschdichtflächen gepreßt wird und A die effektive Kontaktfläche der Dichtung, (s. Bild 3 in Kapitel 22).

23.2 KOMPONENTEN VON FLANSCHDICHTUNGEN

Bild 1 zeigt das Grundkonzept einer Flanschdichtung. Nicht jede Dichtung weist alle hier aufgeführten Komponenten auf, sie sind aber zumindest in abgewandelter Form in den meisten industriell verwendeten Flanschdichtungen vorhanden. Die im Bild 1 schematisch aufgeführten Komponenten werden nun im Einzelnen besprochen.

Komponente 1, das *Dichtelement*, hat die Aufgabe, Leckage einzudämmen und besteht häufig aus einem nicht-metallischen Werkstoff, beispielsweise aus expandiertem Grafit, PTFE, Glimmer oder häufig aus einem Elastomer/Faser-Verbundwerkstoff (Weichstoffdichtung). Bei höheren Anforderungsprofilen kann das Dichtelement auch aus Metall bestehen, massiv oder in einer flexiblen Konfiguration. Nichtmetallische Dichtelemente werden oft mit einer metallischen Einlage verstärkt. Sie widerstehen dadurch höheren Drücken und Temperaturen. Auch werden bruchempfindliche Dichtungswerkstoffe wie Grafit oder Glimmer durch solche Einlagen zusammengehalten. Als Einlagen werden Metallfolien, Drahtgeflechte oder Lochbleche verwendet. Letztere sind zur Verbesserung der Versteifung und der Elastizität oft mit aufgebohenen Lappen versehen. Die Verstärkung kann mit dem Grundmaterial verklebt sein.

Zur Verbesserung des Dichtverhaltens ist das Dichtelement oft mit einer elastischen oder plastischen Schicht überzogen. Diese aus Kunststoff, Elastomer oder weichem Metall bestehende

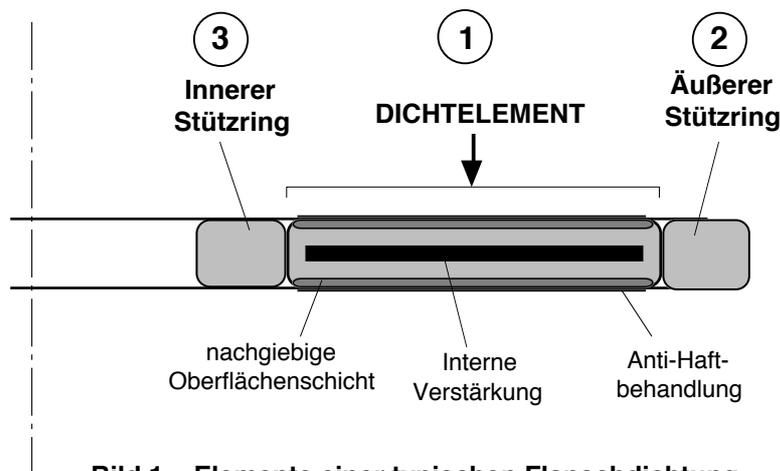


Bild 1 Elemente einer typischen Flanschdichtung



Deckschicht bestimmt die Größe der zum Abdichten erforderlichen Dichtungspressung. Besonders bei metallischen Dichtelementen bedarf es einer derartigen Beschichtung, weil sonst zum effektiven Abdichten sehr hohe Anpreßkräfte erforderlich wären.

Metalldichtringe werden in der Regel mit einer weichen Metallschicht versehen. Kompliziert geformte Flachdichtungen aus Metall sind manchmal mit „aufgedruckten“ Dichtwülsten ausgestattet, wie beispielsweise die Zylinderkopfdichtungen von Verbrennungsmotoren. Bei einer anderen Bauweise ist das Dichtelement zum Schutz vor chemischem Angriff mit einer Schutzhülle aus PTFE oder aus Metall ummantelt. Als Schutz gegen Seewasserangriff von außen wird manchmal ein zwischen die Flanschflächen eingeklemmter geschlossener Schaumgummiring verwendet. Schließlich wird als Demontagehilfe das Dichtelement äußerlich zum Schutz gegen Festkleben mit einer Antihafschicht versehen, beispielsweise mit einer PTFE-Dispersion oder einer anderen firmenspezifischen Beschichtung. Bei unbeschichteten Flanschdichtungen kann der Ausbau der Dichtung nach längerem Betrieb bei hoher Temperatur sehr schwierig werden.

Die (nominelle) radiale Breite des Dichtelements ist bei den verschiedenen Dichtungstypen sehr unterschiedlich. Auf der einen Seite haben gewisse Massiv-Metalldichtringe eine extrem schmale effektive Dichtflächenbreite während andererseits bestimmte vollflächige Flachdichtungen auf der gesamten Flanschfläche vom Innen- bis zum Außenrand aufliegen. Solche vollflächigen Flanschdichtungen eignen sich aber nur für kleine Beanspruchung, weil sonst zum Aufbringen einer hinreichenden Dichtungspressung zu hohe Schraubenkräfte erforderlich wären. Deshalb liegen die meisten Flanschdichtungen auf einer verhältnismäßig schmalen Ringfläche (Dichtleiste) des Flansches innerhalb des Schraubenlochkreises.

Komponente 2, der äußere *Stützring* (Kammerungsring, Fassungsring, Zentrierring) kann verschiedene Aufgaben erfüllen: Zentrieren des Dichtelements relativ zum Schraubenkreis; Verhindern einer übermäßigen Zusammenpressung des Dichtelements; Verhindern des „Ausblasens“ der Dichtung; Vermindern der Stülpfung des Flansches. Ein äußerer Stützring, wenn vorhanden, ist stets ein massiver Metallring. Im Prinzip kommt dieser Ring nicht in Kontakt mit dem abgedichteten Fluid und muß deshalb nicht unbedingt hoch beständig gegen chemischen Angriff sein. Trotzdem muß in dieser Hinsicht die Aggressivität einer eventuellen Leckage in Betracht gezogen werden. Im Fall einer Dichtung mit *Krafthauptschluß* (s. Kap. 22) muß der Stützring so dünn sein, daß beim Anziehen die Flansche nicht auf dem Stützring aufliegen können. Soll der Stützring vor allem das Stülpen der Flansche vermindern, muß der Stützring möglichst bis zum Flanschaußenrand reichen, und die Flanschflächen müssen den Stützring berühren. Der Dichtring liegt dann im *Kraftnebenschluß*. Ein Vorteil dieses Zustands ist, daß bei genügend hoher Schraubenvorspannung der Fluiddruck lediglich zu einer Veränderung der Kontaktpressung zwischen den Flanschen und dem Stützring führt, ohne daß sich dabei die Schraubenkraft oder die Dichtungspressung verändern, das heißt, Schrauben und Dichtung sind nicht dynamisch beansprucht. Abgesehen von Setzerscheinungen kann bei einer im Kraftnebenschluß liegenden Dichtung die Dichtungspressung immer einen dichtungstechnisch optimalen Wert beibehalten.



Ein äußerer Stützring kann ein integraler Bestandteil eines metallischen Dichtelements sein, andernfalls ist es ein getrennter Ring. Alternativ kann er auch ein Teil eines Flansches oder beider Flansche sein, wie bei als Nut- und Feder ineinandergreifenden Dichtleisten. Die radialen Toleranzen von Dichtelement und Stützring (oder funktionsgleichen Strukturen) müssen sorgfältig aufeinander abgestimmt sein.

Komponente 3, der innere Stützring (Kammerungsring), hat ebenfalls mehrere Aufgaben. Er kann dazu dienen, das Beulen eines biegeweichen Dichtelements nach innen zu verhindern. Damit er nicht selbst beult, muß er in radialer Richtung ausreichend dick sein. Es sind Fälle bekannt, wo bei hochbelasteten Flanschverbindungen großen Durchmessers der innere Stützring von einer Spiraldichtung eingeschnürt und nach innen gebeult wurde. Ein innerer Stützring kann den Raum zwischen Innenrand des Dichtelements und dem Rohr- oder Behälterraum ausfüllen, etwa um die Ansammlung unerwünschter Ablagerungen oder die Anfachung von Strömungsturbulenzen und damit verbundene Erosionserscheinungen zu verhindern. Auch sollte ein innerer Stützring nicht ohne einen äußeren Stützring eingesetzt werden, da sonst bei Auflage des Flansches am Außenrand des inneren Stützrings die Schraubkraft eine zu große Flanschstülpung erzeugen kann. Zu beachten ist, daß der innere Stützring völlig beständig gegen das abgedichtete Fluid sein muß. Die Funktion des Innenrings kann auch von einem Absatz des Flansches erfüllt werden.

Ausgehend von den genannten allgemeinen Konstruktionsmerkmalen können folgende Kriterien für die Auswahl von Flanschdichtungen abgeleitet werden:

- das Abdichtvermögen und die dazu erforderliche optimale Dichtungspressung;
- chemische und thermische Verträglichkeit aller Elemente der Flanschdichtung,
- Verträglichkeit von Dichtung und Flanschwerkstoff zur Vermeidung von Korrosion;
- Höchstgrenze und Untergrenze für die Dichtungspressung;

23.3 GESTALTUNG VON FLANSCHDICHTUNGEN

Bild 2 zeigt verschiedene Kategorien von Flanschdichtungen:

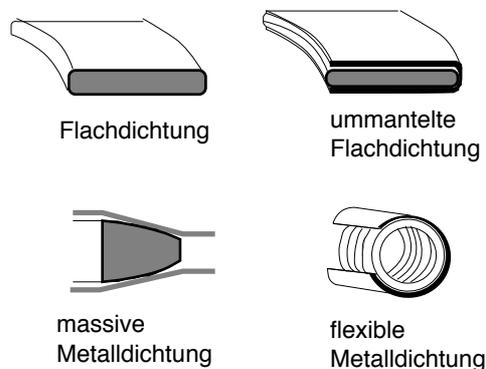


Bild 2
Kategorien der
Flanschdichtungen
(Ausführungsbeispiele)



Flachdichtungen sind wirtschaftlich, haben ein gutes Dichtverhalten und werden demgemäß häufig angewendet. Flachdichtungswerkstoffe stehen für ein breites Spektrum abzudichtender Fluide und Temperaturen zur Verfügung. Für starke chemische Beanspruchung gibt es *ummantelte Flachdichtungen*.

Bei heißen Fluiden und bei hohem Druck werden Metalldichtungen eingesetzt. Sie ermöglichen eine höhere Dichtungspressung und können auch aus korrosionsbeständigen Metallen bestehen. *Massive Metalldichtungen* sind beispielsweise erste Wahl bei Hochdruckarmaturen für die Erdölbohrtechnik. Außerdem stehen auch *flexible Metalldichtungen* zur Verfügung, die geringere Schraubenkräfte als massive Metalldichtungen erfordern. Für die Kernkraftwerkstechnik und die Luft- und Raumfahrttechnik gibt es flexible Präzisionsdichtungen aus Metall. Nachfolgend werden die wichtigsten Eigenschaften dieser Dichtungskategorien besprochen.

Flachdichtungen

In Tabelle 1 sind verschiedene Typen der Flachdichtungen aufgelistet. „Gering beanspruchbare“ Flachdichtungen werden typischerweise vollflächig bei Schmiede- bzw. Gußflanschen angewendet. Bei höherer Temperatur und/oder höherem Druck, etwa oberhalb der Class 150-Bedingungen, sind die als „mittelmäßig beanspruchbar“ bezeichneten vorzuziehen. Es sind Verbundteile (Weichstoffdichtungen) aus elastomergebundenem Fasermaterial, die die früher verwendeten Asbestdichtungen ersetzen. Letztere waren sowohl chemisch als auch thermisch äußerst beständig, mußten aber bekanntlich aus gesundheitlichen Gründen aufgegeben werden. Bislang gibt es keine Faserverbund-Weichstoffdichtungen, die hinsichtlich der Beständigkeit den Asbestdichtungen gleichkommen.

Tabelle 1 Typen von Flachdichtungen

gering beanspruchbar:

Elastomer, Papier, Pressfaser, harz-, und elastomergebundener Kork.

Mittelmäßig beanspruchbar:

Gebundene Aramidfaser-, Glasfaser-, Kohlefaser-, und Mineralfaser-Dichtungen (Weichstoffdichtungen)

Hoch beanspruchbar:

Expandierter Grafit, Metall.

Thermisch sehr hoch beanspruchbar:

Glimmer

Bei korrosivem Fluid:

PTFE-Plattenmaterial: massives, expandiertes, gefülltes PTFE;
Korrosionsbeständiges Metall.

Weichstoffdichtungen mit gebundenen Fasern sind sehr unterschiedlich beanspruchbar und ihre Entwicklung ist weiter im Fluß. Im speziellen Anwendungsfall ist deshalb eine Beratung durch die Hersteller besonders wichtig. Die Beanspruchbarkeit hängt ab von der Art der Fasern und nimmt allgemein mit der Faserlänge zu. Als Binder werden Naturgummi, SBR-, CR, NBR- und FPM-Elastomere verwendet. Die Verarbeitung ist bei den hochbeständigen FPM-Elastomeren schwieriger, da sie die Intensität der Bindung beeinträchtigen. Zur Kosteneinsparung können Füllstoffe zugesetzt werden, beispielsweise Ton.

Bild 3 zeigt schematisch die Grundform der Weichstoff-Flachdichtungen. Überraschenderweise ist die zulässige Temperatur von elastomergebundenen Faserwerkstoffen (Weichstoffdichtungen) höher als die zulässige Temperatur des darin enthaltenen Elastomers, wenn dieses z.B. in Form eines O-Rings eingesetzt wird. Eine metallische Verstärkung durch Metallfolien, Drahtgeflechte oder ein Drahtgewebe verbessert die mechanische Belastbarkeit einer Verbunddichtung. Oberhalb eines bestimmten Beanspruchungsspektrums (z.B. nach ASME-Kategorien oberhalb Class 300 bis hinauf zu Class 2500 und höher) sind praktisch nur noch expandierter Grafit und die später beschriebenen Metalldichtungen anwendbar.

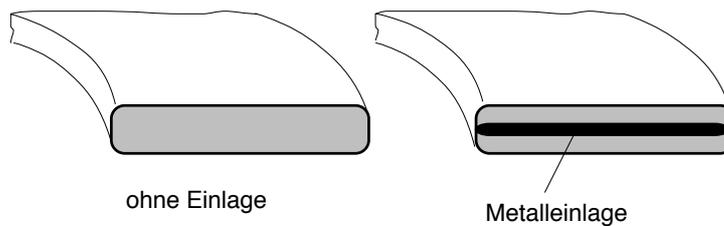


Bild 3 Flachdichtungen

Plattenmaterial aus expandiertem Grafit ist brüchig und es wird deshalb häufig mit Metallfolien verstärkt. In oxidierender Umgebung können Flachdichtungen aus expandiertem Grafit bis etwa 550°C, unter nicht-oxidierenden Bedingungen auch noch unter höheren Temperaturen eingesetzt werden. Sieht man von stark oxidierenden Fluiden ab, ist expandierter Grafit chemisch sehr beständig und kann - bis auf den hohen Preis - die früheren Asbestdichtungen am besten ersetzen. Im Hinblick auf den Korrosionsangriff der Flansche ist die Reinheit des Grafits besonders wichtig. Bei Temperaturen oberhalb der Einsatzgrenze von PTFE (ca. 250°C) gibt es nur noch wenige Dichtungswerkstoffe, unter anderem metallische Flachdichtungen aus korrosionsbeständigen Legierungen. Unter oxidierenden Bedingungen bis etwa 1000°C, wie sie beispielsweise in Auspuffkrümmern von Verbrennungsmotoren vorkommen, können Glimmerdichtungen verwendet werden. Wiederum bedürfen auch diese Dichtungen einer Verstärkung durch eine metallische Abdeckung an der der hohen Temperatur ausgesetzten Seite.

Bei moderater Temperatur ist das extrem inerte PTFE oft die beste und einzige Möglichkeit zur Abdichtung aggressiver Fluide, besonders bei wenig belastbaren emaillierten Gefäßen. Eine positive Eigenschaft von PTFE ist, daß es sich unter verhältnismäßig geringer Pressung den Flanschflächen anpaßt, obwohl letztlich infolge Kriechrelaxation Leckage entstehen kann.



Für Kälteanwendungen ist PTFE gut geeignet. Dichtplatten aus PTFE gibt es rein oder fasergefüllt zur besseren Beherrschung der Relaxation und des Kriechens oder, mit einer gewissen elastischen Nachgiebigkeit, als expandiertes PTFE.

Da Flachdichtungen viel verwendet werden, gibt es zahlreiche Maßnormen und Regeln für die Qualitätskontrolle. Letztere umfassen Eigenschaften wie Kompressibilität, Rückverformungsvermögen, Kriechrelaxation, Adhäsion, chemische Resistenz, Korrosion, Glühverlust usw.

Ummantelte Flachdichtungen

Eine Ummantelung dient bei Flachdichtungen dazu, das umhüllte Dichtungsmaterial vom abgedichteten Fluid zu trennen, Bild 4. Die Hülle besteht aus PTFE oder aus Metall (Weicheisen, legierte Stähle, korrosionsbeständige Nickellegierungen). Im Prinzip kann der Kern (Füllung, Einlage) aus einem beliebigen Flachdichtungswerkstoff bestehen (z.B. Faserverbund, Grafit, expandiertes PTFE). Die Ummantelung dichtet an den Flanschflächen und schützt zugleich den Kern gegen chemischen Angriff. Der Kern selbst hat eine Stützfunktion und bewirkt die notwendige Nachgiebigkeit der Dichtung. Besonders ein PTFE-Mantel dichtet gut, so daß die Rauheit der Flanschoberflächen zwischen 3,2 und 12,5 $\mu\text{m}(\text{Ra})$ betragen darf. Spiralförmige Drehriefen sind dabei günstig.

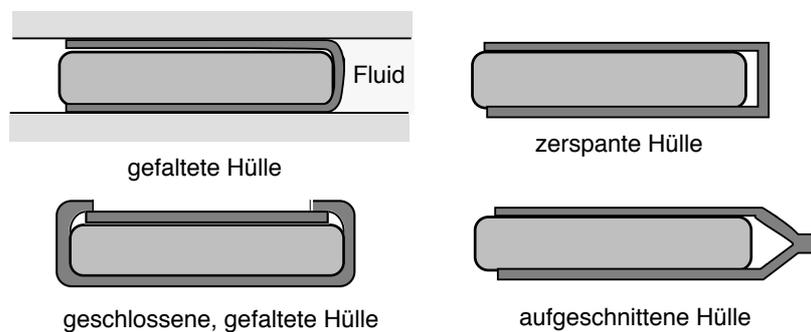


Bild 4 Ummantelte Flachdichtungen

Die zur Abdichtung erforderliche Mindestpressung bei Montage ist in der Regel mehr als doppelt so groß wie die einer Weichstoffdichtung. Dies erfordert entsprechend steife Flansche und kräftige Schrauben. In dieser Hinsicht weniger anspruchsvoll sind PTFE-ummantelte Dichtungen. Sie sind jedoch nur bis ca. 200°C einsetzbar, in Kälteanlagen bis etwa -80°C.

Eine Ummantelung kann den Kern der Flachdichtung ganz umhüllen oder nur den Zutritt des Fluids zum Kern verhindern. Bild 4 zeigt verschiedene Arten der Umhüllung. Bei großem Durchmesser (> 300 mm) wird eine PTFE-Folie um den Kern gefaltet. Bei kleinerem Durchmesser schneidet man oft eine PTFE-Scheibe in der Radialebene auf und schiebt die Kerndichtung dazwischen, wobei aber fluidseitig ein unnützer Hohlraum entsteht.



Eine andere Lösung ist, einen dickeren PTFE-Ring von außen hohlzudrehen. Dies ist zwar teuer, hat aber den Vorteil, daß nach dem Einbau die Dichtung bündig mit der Bohrung der Rohrleitung sein kann. Im Gegensatz zu diesen einfachen Ummantelungen erfordert ein den Kern ganz umhüllender Mantel zwei Teile.

Flexible Metaldichtungen

Es gibt drei verschiedene Grundtypen flexibler Metaldichtungen, nämlich gewellte Dichtringe, Spiraldichtungen und metallische Ringfederdichtungen, Bild 5.

Wellige Dichtringe: Diese Dichtungsform ist aus der metallischen Flachdichtung hervorge-

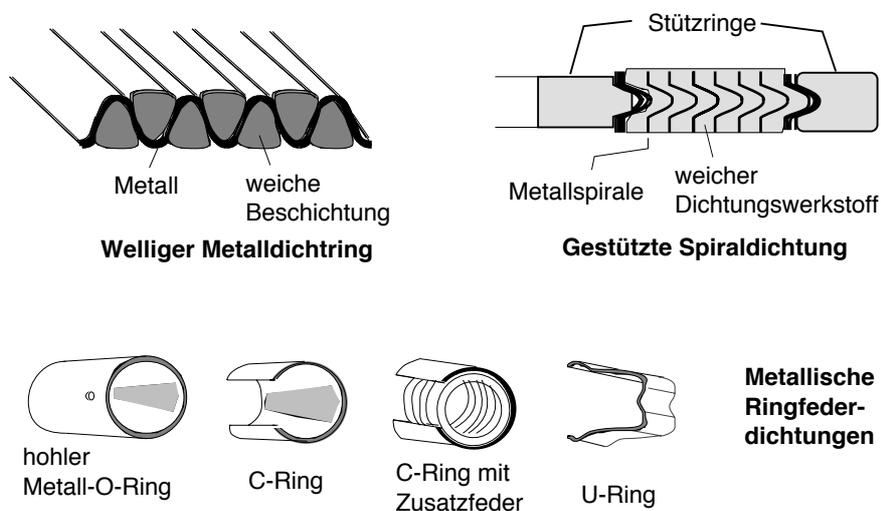


Bild 5 Flexible Metaldichtungen

gangen. Ein dünner Ring mit ringförmigen Wellen ist wesentlich elastischer als ein ebener Ring. Da die Dichtungspressung hier an den lokalen Kontaktflächen größer ist, kann mit geringer Schraubenkraft Dichtheit erreicht werden. Sie braucht nicht größer zu sein als bei Weichstoffdichtungen. Die Abdichtfunktion kann mittels zusätzlicher, nachgiebiger Beschichtungen verbessert werden, etwa mit Verbundfaser, PTFE oder expandiertem Grafit. Bei einer weiterentwickelten Bauform bildet der gewellte Ring zugleich einen einfachen oder geschlossenen Hülmantel.

Spiraldichtungen: Diese Bauform führt das soeben besprochene Konzept noch einen Schritt weiter indem sich die Dichtungspressung auf die Kanten eines spiralförmig gewickelten Metallbandes konzentriert, wobei der V-förmige Querschnitt des Metallbandes die Nachgiebigkeit der Dichtung in Anpressrichtung verbessert. Zwischen den Windungen der Spirale befindet sich ein verhältnismäßig weicher Dichtungswerkstoff. In der Regel ist dies expandierter Grafit oder PTFE, es werden aber auch (Weichstoff-)Faserverbundwerkstoffe oder keramikbasierte Werkstoffe verwendet. Die sich überlappenden inneren und äußeren Enden der Spi-



ralwindungen sind verschweißt, um das Aufwickeln der Spirale zu unterbinden. Normalerweise sind auf der Innen- und Außenseite der Spiraldichtung Stützringe (Kammerungsringe) vorgesehen. Um zu vermeiden, daß bei stärkerem Anziehen der Flanschschrauben der Flansch über die Außenkante des äußeren Stützrings kippt und dadurch die Dichtung *entlastet* wird, muß die Dicke dieses Stützrings sorgfältig dimensioniert werden. Die Spirale wird in der Praxis aus unterschiedlichen metallischen Werkstoffen hergestellt, meist aus korrosionsbeständigem Stahl oder, unter chemisch aggressiven Bedingungen, auch aus Monel™, Hastelloy™, usw. Die Abmessungen von Spiraldichtungen sind in EN 1514-2 Teil 2 und ASME B16.20 festgelegt.

Metallische Ringfederdichtungen: Flexible Metaldichtungen gibt es in unterschiedlichen Bauweisen. Kriterien sind der Druck und die Temperatur im Betrieb, das Rückverformungsvermögen nach einer Belastung, Werkstoffe und Oberflächen der abzudichtenden Bauteile und der Preis. Der *hohle Metall-O-Ring* ist sozusagen die Grundform einer flexiblen Metaldichtung. Er kann bei Fluiddrücken bis zu mehr als 1000 bar und Temperaturen höher als 800°C eingesetzt werden. Es gibt mit Druckgas (N₂) gefüllte hohle Metall-O-Ringe, deren Dichtungspressung sich bei hoher Temperatur durch die Ausdehnung des eingeschlossenen Gases erhöht. Für den Einsatz bei hohem Druck gibt es Ausführungen, bei denen das abzudichtende Fluid auf der Hochdruckseite durch eine kleine Bohrung in den Innenraum des Metall-O-Rings eindringt und damit eine automatische Dichtwirkung erzeugt. Nachteilig ist, daß hohle Metall-O-Ringe große Anpreßkräfte erfordern, 70...700 N pro Millimeter Umfang, und daß die erreichbare Rückfederung sehr klein ist, nämlich 10...100 µm. Dies läßt praktisch keine Flanschbewegung zu. Andererseits sind äußerst geringe Leckraten möglich, beispielsweise bei 100 mmØ etwa 0.1 Milliliter pro Jahr bei Helium mit 1 bar Überdruck. Hohle Metall-O-Ringe sind in einem weiten Durchmesserbereich verfügbar, von weniger als 10 mm bis über 7000 mm, bei Wanddicken von unter 1 mm bis über 10 mm. Anpassungen an unrunde Flanschformen sind in Grenzen möglich. Normalerweise werden diese Dichtungen mit Überdruck am inneren Umfang eingesetzt, jedoch ist auch Außendruck oder ein Einsatz als Radialdichtung mit axialer Druckbeaufschlagung möglich. Der Preis für hohle Metall-O-Ringe ist vergleichsweise hoch. Der typische Werkstoff ist korrosionsbeständiger Stahl, aber für schwierige Betriebsbedingungen stehen auch höher beanspruchbare Legierungen zur Verfügung. Zur besseren Mikro-Anpassung der Dichtflächen können hohle Metall-O-Ringe auch beschichtet oder plattiert werden. Beschichtungswerkstoffe sind Silber, Indium (speziell in Kälteanwendungen), Nickel und PTFE. Die Oberflächengüte der Kontaktflächen am Flansch muß hoch sein; empfohlen wird für die Abdichtung der meisten Gase $R_a = 0,4 \dots 0,8 \mu\text{m}$. Für Vakuumabdichtung, Helium oder Wasserstoffgas sind diese Werte zu halbieren, bei Flüssigkeiten reicht ein Bereich von $0,4 \dots 1,6 \mu\text{m}$.

Der *C-Ring* ist sozusagen ein Metall-O-Ring mit offener Innen-, Außen- oder Stirnseite, mit dem Vorteil, daß bei annähernd gleicher Abdichtqualität die erforderliche Dichtkraft hier nur halb so groß und die Einfederung zehnmal so groß ist. Dies gestattet leichtere Verbindungen, die zudem weniger empfindlich gegen Flanschbewegungen sind. C-Ringe stehen etwa in den-



selben Abmessungsspektren wie hohle Metall-O-Ringe zur Verfügung. Typischerweise bestehen C-Ringe aus hoch beanspruchbaren Legierungen. Die Preise und die Anforderungen an die Gegendichtflächen entsprechen annähernd denen von hohlen Metall-O-Ringen.

Der *C-Ring mit innenliegender Spiralfeder* ist zwar teurer als der gewöhnliche C-Ring, er kombiniert aber einige der positiven Eigenschaften des hohlen Metall-O-Rings und des C-Rings, nämlich hohe Anpresskraft und dementsprechend niedere Leckrate und große Einfederung. Auch die Anpassungsfähigkeit an eine Welligkeit der Flanschfläche ist hier besser. C-Ringe mit Spiralfeder sind bis 700°C und von Vakuum bis etwa 1000 bar einsetzbar. Die verfügbaren Abmessungen entsprechen denen bei Metall-O-Ringen, mit Einschränkungen bei den kleinen Durchmessern. Die Federn bestehen je nach Betriebstemperatur aus korrosionsbeständigen Stählen, Nimonic™ oder Inconel™. Viele Beschichtungswerkstoffe stehen zur Verfügung sowie innere oder äußere Maßnahmen zur Begrenzung der Zusammendrückung. Für nicht kreisrunde Dichtflächen gibt es Sonderbauformen.

Bei manchen Anwendungen ist es besser, hinsichtlich der Dichtheit geringere Anforderungen zu stellen, wenn dafür bei geringerer Dichtungspressung die Konstruktion leichter wird. Zu diesem Zweck stehen metallische V-Ringe oder U-Ringe zur Verfügung, die infolge ihrer langen geraden Schenkel wesentlich nachgiebiger sind. Infolge ihrer kleineren Anpresskräfte (etwa 10 N pro Millimeter Umfang) besteht weniger die Gefahr einer Beschädigung der Flanschoberflächen, was sich hinsichtlich einer Wiederverwendung auszahlt. Darüber hinaus gibt es auch Metall-U-Ringe, bei denen die Zusammendrückung intern begrenzt wird. Noch flexibler ist ein doppelt gefalteter *Doppel-U-Ring (E-Ring)*. Die Rückfederung eines Metall-U-Rings beträgt bis zu 60%, die eines Doppel-U-Rings bis zu 95%. Dafür sind U-Ringe nur mit 800 bar bzw. Doppel-U-Ringe mit maximal 350 bar belastbar. Die Temperaturgrenzen und die verwendeten Werkstoffe entsprechen etwa denen von C-Ringen.

Massive Metaldichtungen

Massive metallische Flachdichtungen mit ebenen Dichtflächen erfordern hohe Schraubenkräfte. Deshalb wurden auch Metaldichtungen mit konvex gekrümmten Dichtflächen entwickelt. Bei diesen kann der anfängliche Linienkontakt abgeplattet werden, wobei in den Hertz'schen Kontaktflächen mit moderaten Schraubenkräften eine hohe Dichtungspressung entsteht.

Metallische Flachdichtungen: Diese bestehen aus den unterschiedlichsten, meist vergüteten Metallen. Darunter sind Aluminium, Kupfer, Silber und, für höhere chemische Beanspruchung, auch Nickel oder Monel™ und, falls eine ausreichend große Schraubenkraft realisiert werden kann, auch nichtrostende Stähle. Für extreme Betriebsbedingungen sind auch ausgefallenerer Metalle in Betracht zu ziehen, beispielsweise Titan oder Inconel™. Der Nachteil massiver Metall-Flachdichtungen ist, daß sie hohe Schraubenkräfte und dementsprechend große Schrauben und schwere Flansche erfordern. Die erforderliche Dichtungspressung bei Montage liegt



hier typischerweise im Bereich von 70...200 MPa. Dieser Wert wird kleiner, wenn die Dichtung mit einem leicht verformbaren Werkstoff wie PTFE oder mit expandiertem Grafit beschichtet ist. Günstig bei massiven Metall-Flachdichtungen ist ihre hohe Festigkeit und der weite Bereich der Beständigkeit. In der Praxis werden jedoch aus den genannten Gründen häufiger Metalldichtungen mit gekrümmten Kontaktflächen verwendet. Bild 6 zeigt einige Bauformen massiver Metalldichtungen.

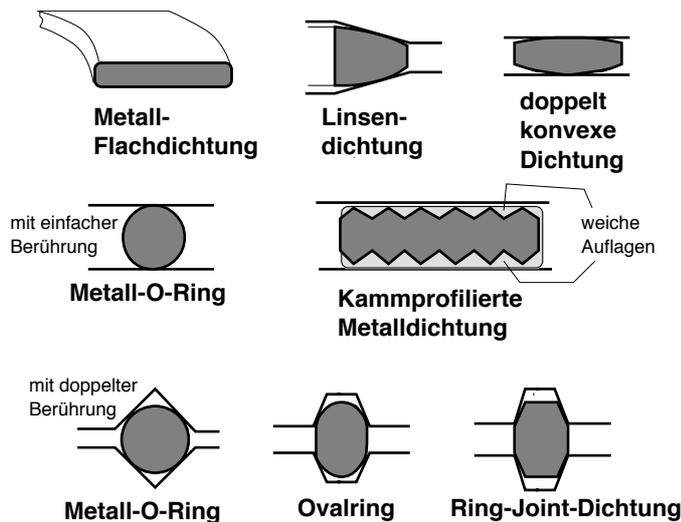


Bild 6
Metalldichtungen
mit massiven
Dichtringen

Massive Metalldichtungen mit gekrümmten Kontaktflächen: Bei allen Dichtungen dieser Kategorie ist die Dichtungspressung mittels einer gekrümmten oder zugeschärften Kontur der Dichtung auf eine kleine Kontaktfläche konzentriert, Bild 6. Einige Ausführungen erfordern auch besondere Konturen der Flanschoberfläche, mit entsprechend höheren Kosten. In allen Fällen besteht zumindest im Prinzip die Möglichkeit, zusätzlich eine anpassungsfähige Beschichtung vorzusehen, um damit die Dichtqualität zu verbessern und die erforderliche Vorspannung der Schrauben zu vermindern.

Eine seit langem verwendete Bauform ist die *Linsendichtung*. Die Kontaktflächen an den Flanschen sind schwach kegelig bearbeitet. Linsendichtungen gibt es in speziellen Kohlenstoffstählen und nichtrostenden Stählen. Die *doppelt konvexe Metalldichtung* dichtet dagegen auf ebenen Flanschflächen.

Der *massive Metall-O-Ring* erzeugt auf einem ebenen Flansch eine sehr hohe Kontaktflächen-spannung. Dies reduziert die erforderliche Schraubenkraft im Vergleich zu einer metallischen Flachdichtung erheblich. Die erforderliche Anpressung liegt im Bereich von 1000 N pro Millimeter Umfang. Viele Varianten der Beschichtung sind verfügbar, korrosionsbeständiger Stahl, Aluminium, Kupfer, Silber und Nickel. Obwohl der Metall-O-Ring sehr kompakt ist, ist sein Hauptnachteil das geringe Rückfederungsvermögen. Metall-O-Ringe werden mit beidseitig doppelter Berührung auch in V-Nuten der Flansche eingelegt.



Kammprofilierte Flanschdichtung: Werden in eine massiv metallische Flachdichtung stirnseitig Rillen mit abgerundeten Kämme eingestochen so entsteht bei der Montage eine Vielzahl von schmalen konzentrischen Berührflächen mit erhöhter Dichtungspressung. Die mindestens erforderliche Einbauvorpressung hängt ab von der Möglichkeit der obersten Dichtungsschicht, eine möglichst gute makro- und mikroskopische Anschmiegung an die (raue und wellige) Flanschoberfläche herzustellen. Deshalb wird die kammprofilerte Dichtung oft zusätzlich mit dünnen Scheiben (ca. 0,5mm dick) eines weichen Dichtungsmaterials belegt, beispielsweise aus expandiertem Grafit. Damit hat man bei verhältnismäßig geringer Einbauvorspannung eine hochfeste Flachdichtung mit guter Anpassungsfähigkeit. Kammprofilerte Stahldichtungen haben einen breiten Anwendungsbereich.

Flanschdichtungen mit Keilwirkung: Bei speziellen Metaldichtungen wird die Anpresskraft durch Keilwirkung verstärkt. Dadurch kann in den Berührzonen der Dichtung die Schubfließgrenze des Werkstoffs mit moderater Schraubkraft erreicht werden. Die sogenannten *Ring-Joint-Dichtungen* erfordern speziell geformte Ringnuten in den Flanschen. Die gekrümmten oder angeschrägten Kontaktflächen der Dichtung berühren die gegen die Achsrichtung geneigten Flanken der steilwinkligen Ringnuten und erzeugen dort hohe Kontaktpressungen. Die aus unterschiedlichen Werkstoffen gefertigten Dichtringe sind so geformt, daß zwar an den Berührflächen die Fließgrenze des Dichtungswerkstoffs erreicht wird, nicht aber im ganzen Ringquerschnitt. Um eine Beschädigung der Flansche zu vermeiden, ist der Dichtringwerkstoff immer weicher als der Flanschwerkstoff. Ring-Joint-Dichtungen werden speziell in der Erdölindustrie häufig verwendet. Ring-Joints vom *Typ R* (Bezeichnung des American Petroleum Institute) gibt es mit oval-symmetrischem oder achteckigem Querschnitt. Sie werden bis etwa 400 bar verwendet, mit einer Anpreßkraft von ca. 3 kN pro Millimeter Umfang.

23.4 WECHSELWIRKUNGEN IM SYSTEM DICHTUNG–FLANSCH

Die Dichtung ist immer zusammen mit den anderen Bauteilen zu betrachten. Dazu gehören die Flansche, die Verschraubung, die Rohre bzw. Behälterwände, das abzudichtende Fluid, und das umgebende Fluid. Das vorliegende Kapitel befaßt sich mit der Dichtung selbst und mit dem Verhalten der Flanschverbindung im Hinblick auf die Dichtung. Wichtig ist zunächst, daß die anfängliche Schraubenvorspannung nur zum Teil der Vermeidung von Leckage im Einbauzustand dient. Sie verhindert vor allem, daß die Dichtverbindung versagt, wenn sie mit der vom Fluiddruck p auf die Wirkfläche A_p ausgeübten Kraft $P = p \cdot A_p$ auseinandergezogen wird. Diese Kraft ist zwar bei kleinen Niederdruckflanschen von untergeordneter Bedeutung, bei Hochdruckflanschen großen Durchmessers wird hingegen der größte Teil der anfänglichen Schraubenvorspannung gebraucht, um die Flansche bei hohem Druck zusammenzuhalten. Zugleich ist eine Dichtung zu wählen, die radial dem großen Druck standhält. Andererseits reicht aber dann die erforderliche hohe Dichtungspressung ohne weiteres zur sicheren Abdichtung. Bei Flanschverbindungen zwischen diesen Extremen ist es hauptsächlich wichtig, mit der richtigen Montagevorspannung die Leckrate in zulässigen Grenzen zu halten.



Oft werden für bestimmte Flanschdichtungen Druck- und Temperaturgrenzwerte angegeben. Dies ist jedoch irreführend, weil ein maximal zulässiger Fluiddruck nicht ein grundlegendes Merkmal einer Dichtung ist. Für dieselbe Dichtungsart gilt nämlich bei einem anderen Flanschdurchmesser für den Druck ein anderer Grenzwert! Auch versagt eine Dichtung gewöhnlich nicht durch das sogenannte Ausblasen, sondern dadurch, daß bei zunehmendem Druck die zulässige Leckrate überschritten wird. Ein Ausblasen der Dichtung kommt nur vor bei unsachgemäßer Montage mit nicht ausreichender Schraubenvorspannung. Der zulässige Druck spielt hauptsächlich eine Rolle in Verbindung mit der effektiven Rohrfläche A_p und dem axial auf diese einwirkenden Fluiddruck. Nur auf diese Weise beeinflusst der Fluiddruck indirekt die erforderliche Schraubenvorspannung und die Dichtungspressung im Betrieb. Wichtiger ist die Einhaltung der später zu besprechenden Ober- und Untergrenzen für die Dichtungspressung (Druckspannung der Dichtung).

In der Praxis wird die ausnutzbare Dichtungspressung durch Ungenauigkeiten beim Anziehen der Schrauben vermindert. Um einerseits die Mindestpressung im Montagezustand zu erreichen, muß die minimale Schraubenanzugskraft höher sein, als der nominal ermittelte Wert. Um andererseits ein Überschreiten der maximal zulässigen Druckspannung des Dichtungswerkstoffes zu vermeiden, muß die maximale Schraubenanzugskraft niedriger angesetzt werden, als es nominal erforderlich wäre. Bild 7 veranschaulicht, wie aufgrund der Ungenauigkeiten beim Anziehen der Schrauben der verfügbare Bereich an beiden Enden vermindert wird. Bei kritischen Anwendungen kann allein aus diesem Grund ein teures (hydraulisches, thermisches oder ultraschallgestütztes) Präzisionsverfahren zur Schraubenvorspannung erforderlich werden. Bei vielen unkritischen Flanschverbindungen werden die Schrauben unkontrolliert mit dem Schraubenschlüssel angezogen. Das Betriebsverhalten einer solchen Flanschverbindung ist demgemäß unsicher.

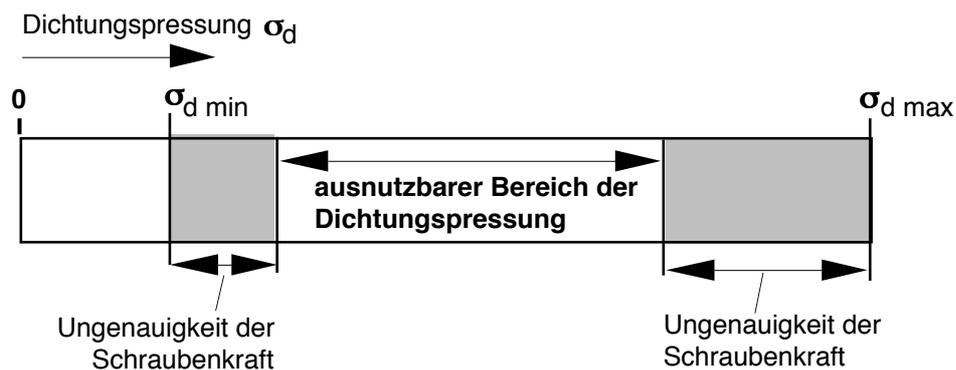


Bild 7 Verminderung des ausnutzbaren Bereichs der Dichtungspressung infolge der Unsicherheit bei der Schraubenvorspannung



23.5 DIE DICHTUNGSPRESSUNG

Bei der Auslegung einer Flanschverbindung mit Dichtung sind mehrere Punkte zu beachten. Besonders wichtig ist, die Dichtungspressung so festzulegen, daß die Leckrate unter einer geforderten Grenze bleibt. Dieser Punkt wird später ausführlicher behandelt. Zunächst wenden wir uns anderen Fragen zu, die auch mit der Dichtungspressung zu tun haben.

Untergrenze der Dichtungspressung (Mindestdruckspannung)

Zwei physikalische Effekte erfordern die Festlegung einer im Betrieb einzuhaltenden Untergrenze der Dichtungspressung $\sigma_{d \min}$. Beide haben etwas zu tun mit der Umgebungstemperatur vor dem Auftreten eines Fluiddrucks. Sie wurden früher manchmal durcheinandergebracht. Zunächst gibt es eine Grenze für die erforderliche Dichtungspressung zum Schließen der potentiellen Leckagekanäle, wenn der Fluid(über)druck nominal Null ist. Diese Pressung wird in ASTM mit y bezeichnet. Sie ist eine „Mindestauslegungspressung“ (yield factor). Typische Werte sind 10...30 MPa für Flachdichtungen, 20...70 MPa für flexible Metalldichtungen und 70...200 MPa für massive Metalldichtungen. Da jedoch ohne Überdruck Leckage nicht gemessen werden kann, wurden zum Teil willkürliche Prüfdrücke zur Feststellung von y gewählt (z.B. 0,14 bar beim Meßverfahren nach ASTM). Diese Methode ist generell fragwürdig.

In DIN EN 1591-1 ist hingegen eine „*Mindest-Druckspannung Q_{min} der Dichtung für den Montagezustand*“ festgelegt, und in EN V 1591-2 für eine Reihe von speziellen Dichtungsarten tabelliert. Gemäß der von uns gewählten Terminologie wird dieser Wert mit $\sigma_{d \min}$ bezeichnet. Diese Spannung bringt die Dichtung in den *normalen Arbeitsbereich* der Belastungs-Verformungs-Kurve. Bild 8 auf der nächsten Seite zeigt solche Kurven für verschiedene Arten von Flanschdichtungen, wobei der Übergang in den Arbeitsbereich erkennbar ist. Die Kurven weisen einige mehr oder weniger markante Bereiche auf. Insbesondere existiert am Anfang ein Bereich, in dem sich die Dichtung unter Belastung stark verformt, gefolgt von einem Übergang zu einem annähernd linearen Verlauf, in welchem die Dichtung wesentlich steifer ist und in dem sie sich im Betrieb befinden sollte. Die Druckspannung an der Stelle des Übergangs kann nun als mindestens erforderliche Dichtungspressung $\sigma_{d \min}$ definiert werden. (Der oben erwähnte Wert y kann kleiner als oder ebenso groß sein wie $\sigma_{d \min}$).

Bei der Montage einer Flanschdichtung muß der Wert $\sigma_{d \min}$ überschritten werden. Die damit erreichte Zusammenpressung „konditioniert“ die Dichtung so, daß dadurch ihr Abdichtvermögen dauerhaft verbessert ist. Durch die einmalige Vorspannung über $\sigma_{d \min}$ hinaus wird also die Struktur des Dichtelements so verändert, daß später auch bei niedrigerer Dichtungspressung Dichtheit erreicht wird.

Praktisch ist die Dichtungspressung bei der Montage (Montagespannung) die höchste Belastung der Dichtung überhaupt. Sie entsteht durch das Anziehen der Schrauben, in der Regel bei Raumtemperatur. Die Konditionierung der Dichtung durch die Montagespannung bestimmt, wie gesagt, das spätere Dichtverhalten, also die Leckrate der Flanschdichtung. Je weiter die



Dichtungspressung bei der Montage über $\sigma_{d \min}$ hinausgeht, desto geringer ist später im Betrieb die zum Einhalten einer bestimmten Leckrate erforderliche Dichtungspressung.

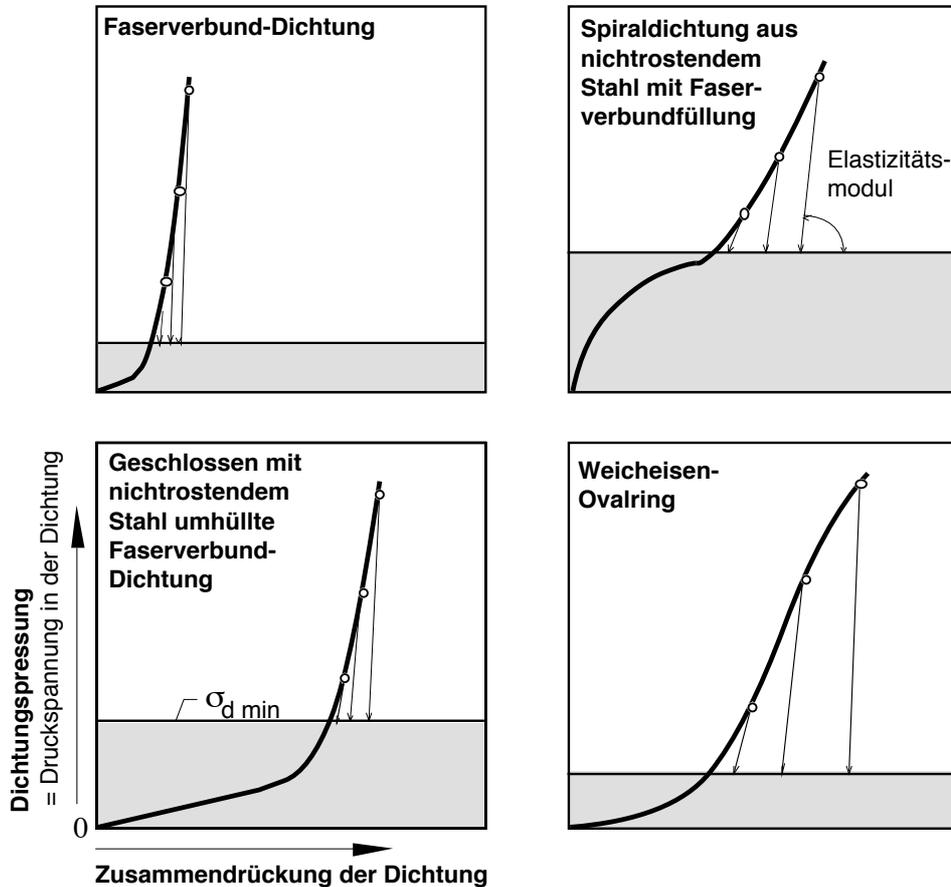


Bild 8 Belastungs-Verformungsschaubilder verschiedener Dichtungsarten

Maximal zulässige Druckspannung des Dichtungswerkstoffs

Eigentlich gibt es zwei Gründe für die Festlegung einer Obergrenze $\sigma_{d \max}$ der Dichtungspressung. Der erste betrifft die Einhaltung einer berechenbaren Leckrate, der andere den Schutz des Werkstoffs vor einer physikalischen Beschädigung. DIN EN 1591-1 spezifiziert demgemäß sowohl die *erforderliche Druckspannung* der Dichtung im Lastzustand als auch die *maximal zulässige Druckspannung* des Dichtungswerkstoffs (dort Q_{\max} genannt). In EN 1591-2 sind für spezielle Dichtungsarten Werte der maximal zulässigen Druckspannung (=Dichtungspressung) tabelliert.



Bild 9 zeigt, wie die maximal zulässige Dichtungspressung bei höherer Temperatur abnimmt. Wie bereits erwähnt ist die Dichtungspressung bei der Montage am höchsten, wenn noch gar kein Fluidruck da ist. Andererseits nimmt aber die Druckfestigkeit (und damit die zulässige Dichtungspressung) bei höherer Temperatur ab. Deshalb müssen bei der Berechnung der Montage- und der Betriebszustand berücksichtigt werden.

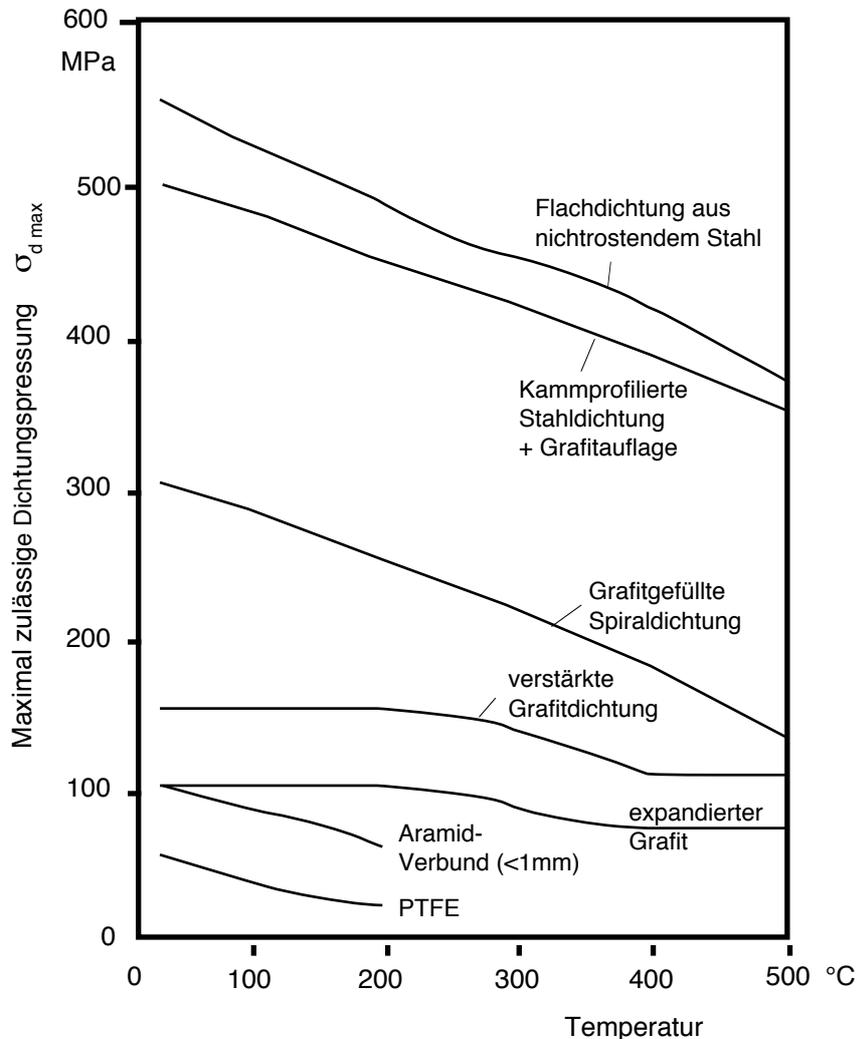


Bild 9

Einfluß der Temperatur auf die maximal zulässige Dichtungspressung einiger Flanschdichtungen

Nochmals sei darauf hingewiesen, daß der manchmal vom Hersteller für eine bestimmte Dichtung spezifizierte maximal zulässige Fluidruck p_{max} eine begrenzte Aussagekraft hat, eben weil er noch von anderen Faktoren abhängt, beispielsweise von der Höhe der Dichtungspressung, der Oberflächenbeschaffenheit der Flansche usw.



Die Montagevorspannung

Bei der Montage müssen die Schrauben so vorgespannt werden, daß der später wirkende Fluiddruck die Dichtung nicht unzulässig entlastet. Die unter dem Fluiddruck p verbleibende Dichtungspressung $\sigma_{d,p}$ (Betriebs-Dichtungspressung) muß den zur Einhaltung einer geforderten Leckrate notwendigen Wert aufweisen. Der optimale Wert der Dichtungspressung $\sigma_{d,M}$ bei der Montage setzt sich also aus zwei Anteilen zusammen

$$\sigma_{d,M} = \sigma_{d,p} + \Delta\sigma_p \quad (1)$$

wobei $\Delta\sigma_p = (p \cdot A_p / A_d)$ die Verringerung der Dichtungspressung infolge des Fluiddrucks p ist (A_p ist die Wirkfläche des Fluiddrucks, A_d die effektive Fläche der Dichtung).

Um eine Beschädigung der Dichtung bei der Montage (20°C) zu vermeiden, gilt die Forderung:

$$\sigma_{d,M} < \sigma_{d \max, 20^\circ} \quad (2).$$

Im Betriebszustand bei höherer Temperatur ist in der Regel – wegen der Entlastung durch die vom Fluiddruck bewirkte Axialkraft – die Dichtungspressung $\sigma_{d,p}$ viel kleiner, und dieser Wert ist nun mit der "Warmfestigkeit" (= zulässige Dichtungspressung bei der Temperatur T) der Dichtung zu vergleichen:

$$\sigma_{d,p} < \sigma_{d \max, T} \quad (3).$$

Bei Hochdruck-Flanschverbindungen mit großem Durchmesser überwiegt der Ausdruck $\Delta\sigma$ in Gleichung (1). Das bedeutet, daß unter solchen Bedingungen die Gefahr einer Überlastung und Beschädigung der Dichtung bei der Montage besteht. Deshalb sind in diesem Fall hochbelastbare Dichtungen erforderlich.

Thermische Dehnung und vorübergehende Temperaturdifferenz

Besonders bei Metaldichtungen ist es wichtig, soweit wie möglich die Wärmedehnung der Dichtung, der Flansche und der Schrauben zu beherrschen. Starke Dehnungsdifferenzen können einerseits zu beträchtlichen Schubspannungen in der Dichtung, und andererseits – im Fall einer ungleichen axialen Dehnung von Schrauben und Flanschen – zu erheblichen Änderungen der Dichtungspressung führen. Vorübergehende Temperaturdifferenzen zwischen den einzelnen Komponenten einer Flanschverbindung können auch beim Aufheizen oder Abkühlen des Systemfluids auftreten. Weil sich die Temperatur der Flansche an eine sich ändernde Fluidtemperatur schneller anpaßt als die der Schrauben, kann beispielsweise die Dichtungspressung beim Aufheizen des Systems zeitweilig zunehmen und beim Abkühlen entsprechend abnehmen. In der Praxis kann dies eventuell während bestimmter Betriebsphasen zu vorübergehender Leckage führen. Dies ist mehr ein Problem der Auslegung des Gesamtsystems als ein Problem der Dichtung.

Kriechen und Setzen

Zwei weitere Dichtungseigenschaften – *Kriechen und Setzen (Compression-set)* – haben einen wesentlichen Einfluß auf das Betriebsverhalten einer Flanschverbindung. Beide führen zum Abbau der Dichtungspressung, besonders bei hoher Temperatur. Das Kriechen der Dichtung tritt in Erscheinung entweder als abnehmende Dicke der Dichtung bei gleichbleibender Spannung (Dichtungspressung) oder als Nachlassen der Dichtungspressung bei gleichbleibender Dicke der Dichtung. Bild 10 veranschaulicht den anfänglichen Spannungsverlust infolge des Kriechens bei Raumtemperatur, gefolgt von Kriechen mit nachlassender Spannung (Spannungsrelaxation) infolge erhöhter Temperatur.

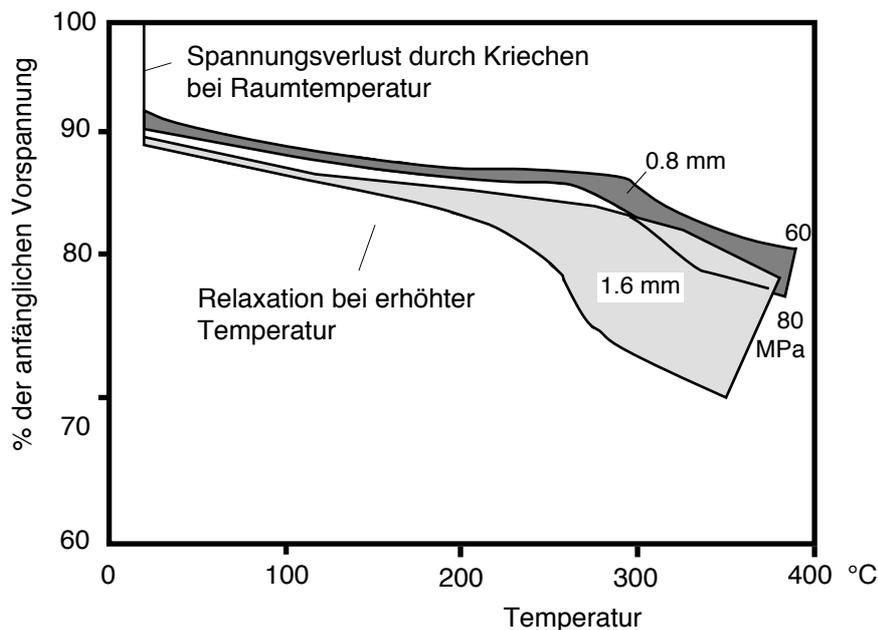


Bild 10

Beispiel für den temperaturbedingten Abbau der Dichtungspressung einer Faserverbund-Flachdichtung

Das Setzen ist ein komplexer Vorgang, bei dem die Dichtung zum Teil das „Erinnerungsvermögen“ an ihre ursprüngliche Form verliert. Zu beachten ist, daß im Gegensatz zum Kriechen das Setzen (Spannungsrelaxation) nicht eine grundlegende Eigenschaft der Dichtung ist. In der Flanschdichtungs-Technologie spricht man auch vom *Erholungsvermögen (Recovery)* der Dichtung, als dem Kehrwert von Setzen. Die Ursache des Kriechens einer Dichtung kann, wie bei Metallen, eine Umordnung der Materialstruktur auf molekularer Ebene sein, oder ein makroskopisches Gleiten zwischen strukturellen Teilen oder den Oberflächen von Dichtung und Flansch. Die Beiträge der einzelnen Komponenten sind bei verschiedenen Dichtungsarten verschieden. Die Auswirkungen des Kriechens der Dichtung hängen auch ab von der Art der Verschraubung. Sind die Schrauben sehr steif, so führt ein Kriechen der Dichtung schnell zu



einer starken Abnahme der Dichtungspressung und zu erhöhter Leckage. Bei sehr nachgiebigen Schrauben hat das Kriechen der Dichtung einen viel geringeren Einfluß auf die Dichtungspressung. Diese Wechselwirkung ist wiederum keine grundlegende Eigenschaft der Dichtung, sie hängt ab vom Gesamtsystem der Flanschverbindung (Dichtung, Flansche, Schrauben), speziell von der relativen Steifigkeit der Bauelemente. So ist auch eine Messung der Kriechrelaxation stets abhängig von der Steifigkeit der Elemente des verspannten Systems und hat deshalb keine weiterreichende Aussagekraft.

Dem Konstrukteur einer Flanschverbindung stehen über das Kriechen von Dichtungen, insbesondere bei höherer Temperatur, meist nur spärliche Daten zur Verfügung. Das Kriechen unter Montagebedingungen kann man mit einer abgestuften Schraubenvorspannung in den Griff bekommen. Dazu werden die vorgespannten Schrauben nach einigen Stunden, oder besser nach einigen Tagen, nochmals nachgezogen. Damit kompensiert man vor der Inbetriebnahme das anfängliche Kriechen. Durch weiteres Kriechen im betriebswarmen Zustand fällt dann die Dichtungspressung weiter ab. Dies muß im Blick auf die maximal zulässige Leckrate durch die Festlegung einer angemessenen initialen Schraubenvorspannung berücksichtigt werden. Je nach Art der Dichtung und der Bearbeitung der Flanschoberflächen kann auch das Setzen (bzw. das verminderte Rückverformungsvermögen) auf der molekularen oder auf einer makroskopischen Ebene stattfinden. Molekulares Setzen findet man bei Dichtungen, die Elastomere enthalten (Flachdichtungen mit elastomer-gebundenen Fasern). Starkes Setzen und Kriechen sind aber meist mit dem Abbau der Werkstoffstruktur und einem entsprechenden Verlust des sogenannten Formerinnerungsvermögens des Werkstoffs verbunden. Oxidation führt besonders unter hoher Temperatur bei nicht-metallischen Flanschdichtungen zum Abbau der Werkstoffstruktur und damit zu einem Verlust der Dichtungspressung. Allerdings ist das Ausmaß des oxidativen Abbaus in der Regel gering, weil nur ein verhältnismäßig kleiner Anteil der Dichtungsoberfläche der Luft oder einem oxidierenden Fluid ausgesetzt ist.

Konstruktive Dichtungsparameter

Die obigen Erörterungen haben gezeigt, daß zur konstruktiven Auslegung und für den Betrieb einer Flanschverbindung mit Dichtung eine Reihe numerischer Parameter erforderlich sind. Es wäre wünschenswert, daß dem Konstrukteur in der Praxis Werte für alle nachfolgend aufgeführten Parameter zur Verfügung stünden. Obwohl dies meist nicht der Falle ist, lohnt es sich trotzdem, hier darauf einzugehen, um zumindest die ganze Komplexität der Sachverhalte verstehen zu können:

Die Ober- und Untergrenzen der Dichtungspressung, $\sigma_{d \max}(T, t)$ und $\sigma_{d \min}$, wurden oben ausführlich diskutiert. Zu beachten ist, daß sich $\sigma_{d \max}$ mit der Temperatur sowohl unmittelbar als auch durch Alterung bei ständig erhöhter Temperatur verändern kann.



Die Steifigkeit der anfänglich mit $\sigma_{d \min}$ konditionierten Dichtung nimmt bei fortgesetzter Belastung und Entlastung im allgemeinen mit der Dichtungspressung zu. Ein einfaches Modell für dieses Verhalten ist ein linearer Zusammenhang zwischen dem Kompressions-E-Modul der Dichtung $E_d(T,t)$ und der Dichtungspressung σ_d :

$$E_d(T,t) = E_o(T,t) + K_1(T,t) \cdot \sigma_d \quad (4).$$

Dabei ist $E_o(T,t)$ ein nomineller E-Modul bei „Dichtungspressung = Null“, und $K_1(T,t)$ ein Proportionalitätsfaktor. Beide Faktoren sind sowohl von der aktuellen Dichtungstemperatur als auch vom temperaturbedingten Alterungsprozeß abhängig.

Das Kriechen der Dichtung, die Änderung des Maßes der lastabhängigen Zusammendrückung – repräsentiert durch $c(\sigma_d, T, t)$ – ist eine noch komplexere Einflußgröße. Man kann sie allenfalls durch einen empirisch ermittelten Kriechfaktor berücksichtigen, der zur Spannungsänderung infolge Fluiddruck $\Delta\sigma_p$ (s. Gleichung 1) hinzuaddiert wird, so daß im Betriebszustand gilt:

$$\Delta\sigma = \Delta\sigma_p + c(T) \quad (5)$$

$C(T)$ repräsentiert die Spannungsrelaxation infolge des Kriechens bei gleichbleibender Zusammendrückung der Dichtung bei Betriebstemperatur nach einer definierten Zeitdauer, beispielsweise 24 Stunden.

Die Norm ENV 1591-2 enthält für eine Reihe häufig verwendeter Flanschdichtungen tabellierte Werte für den Faktor K_1 , sowie einen Kriechfaktor g_c , wobei das Kriechen gemäß $E_K = g_c \cdot E$ mit einer Verminderung des E-Moduls simuliert wird (E_K ist der E-Modul *mit* Kriechen, E der E-Modul *ohne* Kriechen).

Die axiale Wärmeausdehnung der Dichtung, der Flansche und der Schrauben bewirkt zusammen eine temperaturabhängige Veränderung der Dichtungspressung. Dieser Einfluß hat besondere Bedeutung bei sehr steifen Dichtungen, etwa bei massiven Metalldichtungen oder bei Dichtungen mit einem hohen Wärmeausdehnungskoeffizienten wie beispielsweise Flachdichtungen auf der Basis von Kunststoff oder Elastomer.

Schließlich sind Beziehungen und Daten erforderlich, die einen Zusammenhang herstellen zwischen der Leckrate und der Dichtungspressung unter Betriebsbedingungen. Dieser Sachverhalt wird im folgenden Abschnitt diskutiert.



23.6 LECKAGE

Größenordnungen der Leckraten

Bild 10 veranschaulicht beispielhaft die Bereiche der Leckraten bezogen auf 1m Dichtungsdurchmesser, die in der Praxis bei verschiedenen, sachgerecht eingesetzten Dichtungstypen zu erwarten sind. Zu beachten ist die große Streubreite von zwei Zehnerpotenzen bei ein und derselben Dichtung, die unter Umständen aus bislang nicht hinreichend geklärten Gründen noch größer sein kann.

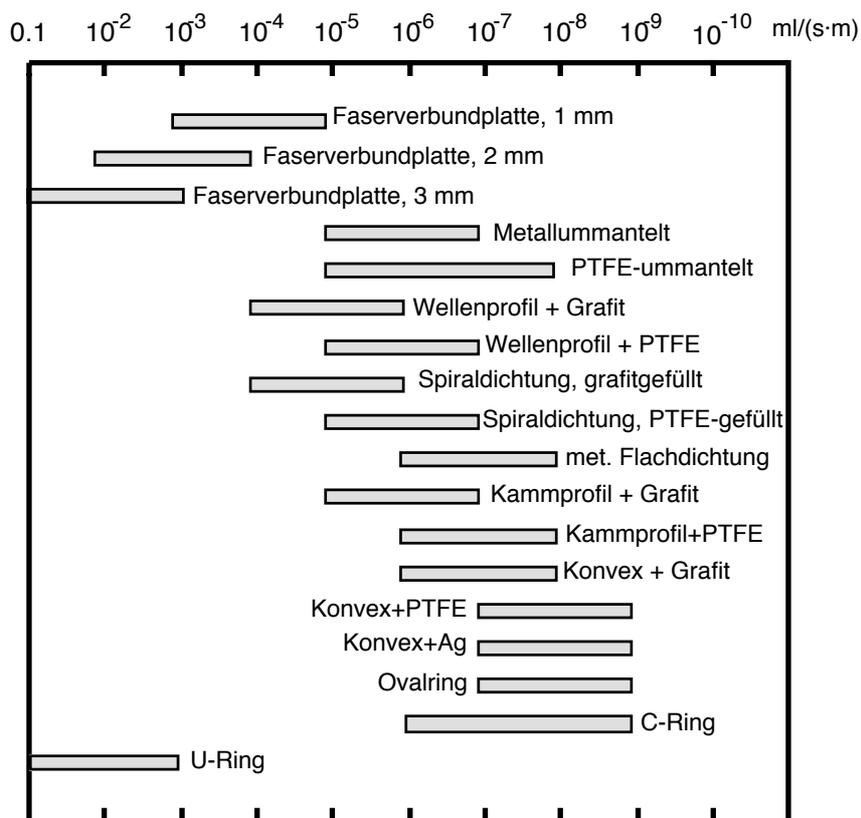


Bild 11 Typische Bereiche der Leckraten von Flanschdichtungen

Physikalische Grundlagen

Die Leckage von Flanschdichtungen wird von mehreren Vorgängen beeinflusst. Bei verhältnismäßig geringer Dichtungspressung gibt es hinreichend große Leckagekanäle, durch die der Druck des abgedichteten Fluids (Flüssigkeit, Gas, Dampf) eine kontinuierliche, von der Viskosität abhängige *Poiseuille*-Strömung erzeugt. Die Leckagekanäle sind dabei von der Größenordnung 1 µm und die Leckraten sind verhältnismäßig groß, im Vergleich zu den technisch tatsächlich erreichbaren.



Formal gilt für den Massenstrom Q_m einer Poiseuille-Strömung:

$$Q_{m, \text{Pois.}} = G \cdot (\rho/\eta) \cdot \Delta p \quad (6)$$

Der Faktor G repräsentiert die geometrischen Parameter, die den *effektiven* Durchflußquerschnitt bestimmen. Da eine Flanschdichtung eine Vielzahl verschlungener Leckagekanäle mit unterschiedlichem Querschnitt und unterschiedlicher Länge aufweist, ist es sehr schwierig, den Faktor G explizit darzustellen. Der Ausdruck in Klammern repräsentiert die Eigenschaften des Fluids (η ist die mittlere dynamische Viskosität und ρ die mittlere Dichte entlang eines Leckagekanals). Δp ist die Druckdifferenz bei einem gegebenen Betriebszustand. Zum Beispiel lautet Gleichung (6) bei einem idealen Gas:

$$Q_{m, \text{Pois}} = G \cdot (M/\eta) \cdot \{(p^2 - p_a^2)/RT\} \quad (7)$$

Dabei sind R die Gaskonstante, M das Molekulargewicht, T die absolute Temperatur, p der absolute Druck des abgedichteten Gases und p_a der Absolutwert des Umgebungsdrucks.

Wird die Schraubenkraft und damit die Dichtungspressung weiter erhöht, verkleinern sich die Durchgangsverschnitte, bis es schließlich keine „zusammenhängende“ Strömung mehr gibt, weil ein Fluidmolekül nun ebenso häufig mit den Wandmolekülen wechselwirkt wie mit anderen Fluidmolekülen. Diese Art der Fluidbewegung nennt man *Knudsen*-Strömung. Die Durchtrittsquerschnitte sind dabei von der Größenordnung der freien Weglänge der Moleküle, bei Gasen etwa $0,1 \mu\text{m}$. Die Leckrate hängt dabei vom Konzentrationsgefälle ab. Weil bei einem *idealen Gas* die Konzentration proportional zum Druck ist (Faradaysches Gesetz), gilt für den Leckstrom (Massenstrom):

$$Q_{m, \text{Knud.}} = G' \cdot \{M/RT\}^{0,5} \cdot \Delta p \quad (8)$$

G' ist ein vom obigen G verschiedener Formparameter. Bei noch weiter steigender Kompression der Dichtung kommen die immer kleiner werdenden Strömungsverschnitte schließlich in den Bereich der Molekülgröße. Dabei sind die Strömungsverschnitte nicht mehr statisch sondern sie fluktuieren entsprechend den Temperaturschwingungen des Dichtungswerkstoffes. Abhängig vom lokalen Konzentrationsgradienten erfolgt der Molekültransport durch Diffusion. Der Massenstrom ist auch hier, wegen des genannten Zusammenhangs zwischen Konzentration und Druck bei einem *idealen Gas*, proportional zur Druckdifferenz:

$$Q_{m, \text{Diff.}} = G'' \cdot D(T) \cdot \Delta p \quad (9)$$

Der Diffusionskoeffizient D ist außer von der Art des Fluids und vom Dichtungswerkstoff vor allem von der Temperatur abhängig. G'' ist wiederum ein spezifischer Formparameter. Weil bei Diffusion der Molekültransport vom Verhältnis der Molekülgröße zum Kanalquerschnitt abhängt, ist die Diffusions-Leckrate bei kleinen Molekülen größer als bei großen Molekülen. Die „Molekülgrößen“ betragen z.B. $0,22\text{nm}$ bei Helium, $0,63 \text{ nm}$ bei Propangas, $0,77 \text{ nm}$ bei



Benzoldampf. Die Diffusionsleckage nimmt verschiedene Wege durch die mikroskopischen Öffnungen, einmal zwischen der Dichtung und den Flanschoberflächen und zum anderen durch das Innere des Dichtkörpers und diese Anteile sind verschieden, je nach Dichtung und Oberflächenbeschaffenheit.

Bezogen auf einen bestimmten Montage- oder Betriebszustand einer Flanschverbindung überwiegt meist einer der oben erläuterten Leckagemechanismen. Zum Beispiel ergaben Messungen von Helium-Leckage an einer Weichstoff-Flachdichtung (Durchmesser 150mm; Dicke 1,5mm) daß bei einer Dichtungspressung bis zu 35 MPa die Helium-Leckrate mit dem Quadrat des Gasdrucks zunahm, entsprechend einer kompressiblen Poiseuille-Strömung. Oberhalb einer Dichtungspressung von 50 MPa nahm die Leckrate mit dem Druck linear zu, entsprechend einer Knudsen- bzw. Diffusionsströmung. Im Übergangsbereich zwischen den beiden Strömungszuständen lag die Leckrate in der Größenordnung 10^{-4} mg/s.

Einfluß der Dichtungspressung auf die Leckrate

Trotzdem die zur Leckage führenden Strömungsvorgänge im Grundsatz bekannt sind ist es schwierig, sie zur Bestimmung der realen Leckrate einer speziellen Flanschdichtung zu verwenden. Insbesondere sind die verschiedenen Formfaktoren G unbestimmt. Dieses Problem kann überwunden werden, wenn es gelingt, einen Zusammenhang zwischen der Betriebs-Dichtungspressung $\sigma_{d,p}$ (= Druckspannung in der Dichtung unter Betriebsbedingungen) und dem Formfaktor G herzustellen. Ein Ansatz dazu ist

$$G \sim e^{-\sigma_{d,p}} \quad (10)$$

23.7 AUSLEGUNG VON FLANSCHVERBINDUNGEN

Bei der Auslegung einer Flanschverbindung mit Dichtung will der Konstrukteur die Betriebs-Dichtungspressung so festlegen, daß eine der Anwendung gemäße Leckrate nicht überschritten wird. Dazu muß entweder der dazu erforderliche Wert der Betriebs-Dichtungspressung $\sigma_{d,p}$ oder der Montagevorspannung $\sigma_{d,M}$ bekannt sein. In der Praxis ist keiner der beiden Werte explizit gegeben, wohl aber ihre Differenz $\Delta\sigma_p = p \cdot A_p / A_g$, s. Gleichung (1).

Bild 12 zeigt ein Auslegungsdiagramm für eine bestimmte Dichtungsart. Darin ist die Dichtungspressung σ_d über $\{Q_m/p^n\}$ aufgetragen. Der Wert von n ist entweder 1 oder 2, abhängig von der Art der Leckströmung, s. Gleichungen (6) und (7). Auf diese Weise ist das Auslegungsdiagramm unabhängig vom Druck. Die Pfeile deuten die Abfolge von Belastungsänderungen an. Die Grenzlinie „A“ legt die Montagevorspannung $\sigma_{d,M}$ fest, die zugleich die höchste Dichtungspressung ist und die Dichtung „konditioniert“. Die Linien „B“ stellen Betriebszustände dar und die Dichtungspressung bewegt sich bei Änderungen des Fluiddrucks entlang dieser Linien. Obwohl im Diagramm nur drei „B“-Linien dargestellt sind gibt es natürlich beliebig viele davon, parallel oder konvergierend, je nach Art der Dichtung.

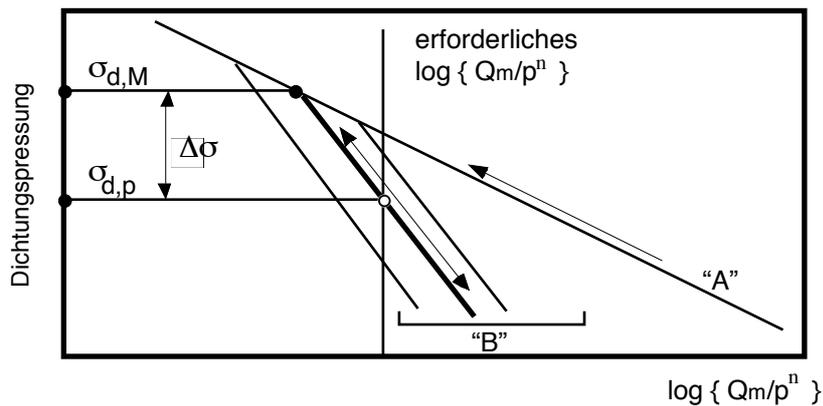


Bild 12 Zusammenhang zwischen Dichtungsdruck σ_d Leckrate Q_m (Massenstrom) und Fluiddruck p

Aus den genannten Gründen können derartige Auslegungsdiagramme nicht aus physikalischen Parametern berechnet werden. Vielmehr müssen dazu Messungen an den entsprechenden Flanschverbindungen durchgeführt werden.

Zunächst sieht es so aus, als könne man eine gewünschte Leckrate mit einer unendlichen Anzahl von Kombinationen der Montagevorspannung $\sigma_{d,M}$ und der Betriebs-Dichtungsdruck $\sigma_{d,p}$ erreichen. Tatsächlich ist dies aber nicht der Fall, weil $\Delta\sigma_p = p \cdot A_p / A_g$ – die Differenz zwischen der Dichtungsdruck im Montagezustand und der Betriebs-Dichtungsdruck – durch den Fluiddruck und die Dimensionierung der Flanschverbindung festgelegt ist. Es gibt deshalb nur ein einziges passendes Wertepaar von $\sigma_{d,M}$ und $\sigma_{d,p}$. Man kann das Auslegungsverfahren vereinfachen, indem man aus Bild 12 ein für alle mal Wertepaare $(\sigma_{d,M}; \Delta\sigma_p)$ gewinnt und damit ein Auslegungsdiagramm entsprechend Bild 13 zeichnet. Damit hat man Auslegungskurven für verschiedene Leckraten $Q_{m1} \dots Q_{m4}$. Der Konstrukteur ermittelt zunächst einen Wert $\Delta\sigma_p = p \cdot A_p / A_g$, geht mit diesem in das Diagramm und erhält mit der gewünschten Kurve für die Leckrate den Wert für die erforderliche Montagevorspannung $\sigma_{d,M}$.

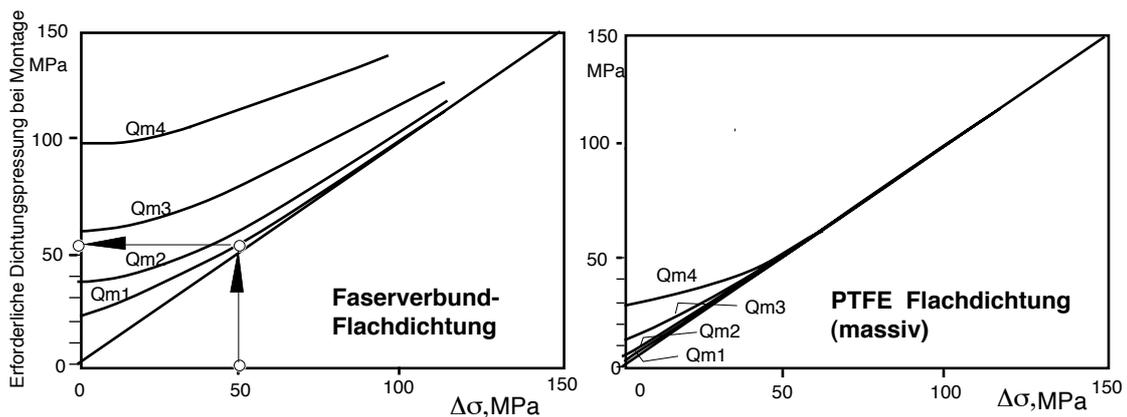


Bild 13 Auslegungsdiagramme zur Ermittlung der erforderlichen Dichtungsdruck $\sigma_{d,M}$ bei Montage zum Erreichen einer gewünschten Leckrate Q_m ; $\Delta\sigma$ ist die Änderung der Dichtungsdruck infolge der vom Fluiddruck p erzeugten Axialkraft



Dies ist zugleich der optimale Wert, das heißt, die kleinste Montagevorspannung, mit der die angestrebte Leckrate erreicht werden kann. Man kann dann zwar auch eine höhere Montagevorspannung wählen, aber es kann sein, daß dann schwerere Flansche erforderlich sind oder man wegen der Belastung eine andere Dichtungsart wählen muß. Zu beachten ist, daß bei einem großen Wert von $\Delta\sigma_p$ die Montagevorspannung $\sigma_{d,M}$ den Wert von $\Delta\sigma_p$ erreicht, unabhängig von der angestrebten Leckrate. Der Grund dafür ist, daß bei großem $\Delta\sigma_p$ die vom Fluiddruck erzeugte hohe Axialkraft die dominierende Größe zur Festlegung der Montagevorspannung $\sigma_{d,M}$ ist.

Wie schon früher erwähnt weicht die Montagevorspannung der Dichtung wegen der Ungenauigkeiten beim Vorspannen der Schrauben vom vorgegebenen Wert ab. Beim Anziehen der Schrauben mit einem kalibrierten Drehmomentenschlüssel ergeben sich bereits Abweichungen e von $\pm 30\%$ vom Vorgabewert, selbst bei einwandfreien Gewinden, die mit Grafit, Molybdändisulfid oder Fett geschmiert sind. Beim gesamten Schraubensatz mit N Schrauben ist die Situation etwas besser, da sich, statistisch gesehen, manche Abweichungen aufheben. Dadurch kann sich die Gesamtabweichung im Prinzip auf $\pm e / N^{0.5}$ vermindern. Ein weiterer Störfaktor ist die gegenseitige Beeinflussung der Schrauben. Beim Vorspannen einer Schraube entspannen sich benachbarte Schrauben. Diese wesentliche Ursache von Ungenauigkeiten kann vermindert werden, indem man alle Schrauben gleichzeitig vorspannt, jedoch bleibt auch dabei der Störfaktor Gewindereibung erhalten. Und selbst wenn es gelungen ist, die Schrauben auf annähernd gleiche Vorspannung zu bringen, entstehen im Betrieb durch Aufheizen und die Einwirkung des Betriebsdrucks doch wieder Abweichungen. Die Schraubenvorspannung läßt auch nach, wenn der metallische Werkstoff an hoch belasteten Gewindeflanken und an den Schraubenauflageflächen kriecht.

Schließlich gibt es noch reversible Änderungen der Schraubenkräfte durch Änderung des Elastizitätsmoduls des Schraubenwerkstoffs bei höherer Temperatur. Bei korrosionsbeständigen Stählen fällt bei 500°C der E-Modul bereits um etwa 20% ab, bei anderen Schraubenlegierungen noch mehr.

Über den Einfluß der Montagebedingungen und von Montagefehlern auf die gemessene Gasleckage von Grafit- und PTFE-Flachdichtungen und Kammprofilabdichtungen berichten *Hummelt et al, 2002*. Die Autoren fanden zum Beispiel, daß eine unsachgemäß montierte, „hochwertige“ Kammprofilabdichtung eine sehr viel höhere Leckrate aufweisen kann als eine Hochdruck-Flachdichtung aus expandiertem Grafit, selbst wenn letztere ebenfalls schlecht montiert ist. Die „Fehlerverzeihlichkeit“ hinsichtlich der Montage einer Flanschdichtung ist eine für die Praxis sehr wichtige Eigenschaft.

Mit dieser sehr ausführlichen Erörterung der vielen Einflußgrößen ist klar geworden, wie komplex das System *Flanschverbindung mit Dichtung* insgesamt ist. In den neuen Berechnungsnormen – insbesondere DIN EN 1591 – wurden die wesentlichen Einflußgrößen berücksichtigt. Im Hinblick auf die im vorliegenden Kapitel erörterten Kennwerte wird nachfolgend auf den wesentlichen Inhalt der DIN EN 1591 hingewiesen.



Europäische Normen über Flanschverbindungen mit Dichtung

Für die *Berechnung* gilt in Europa seit 2001 die Norm DIN EN 1591-1: *Flansche und ihre Verbindungen – Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung – Teil 1: Berechnungsmethoden*. In dieser Norm sind folgende Größen behandelt:

Berechnungsparameter:	-Innendruck -äußere Axialkräfte und Momente -Temperaturdifferenz zwischen Schraube und Flansch -Schraubenkraft und deren Abweichungen beim Anziehen
Lastfälle:	-Festigkeitskennwerte für Flansch, Schrauben und Dichtung -Montagezustand -Prüfzustand -Betriebszustand
Ergebnisse:	-Effektive Materialspannungen, Sicherheiten (Auslastungsgrad) -Verformung/Drehung (Stülpung) der Flansche -Dichtheit/Leckrate (Dichtungspressung)

Mit den *Dichtungskennwerten* befaßt sich die europäische Vornorm (DIN V) ENV 1591 Folgende Kenngrößen (mit den hier gewählten Bezeichnungen) sind darin behandelt:

- Die *mindestens erforderliche Dichtungspressung* im Montagezustand.
- Die *maximal zulässige Dichtungspressung* des Dichtungswerkstoffes.
- Die *erforderliche Dichtungspressung* für eine gewünschte Leckrate.
- Der *druckabhängige Elastizitätsmodul* der Dichtung.
- Der *Kriechfaktor* der Dichtung (Setzen im Betriebszustand).

Ebenfalls mit Dichtungskennwerten und Prüfverfahren befassen sich DIN 28090-1 und die europäische Vornorm prEN 13555.

Damit sind Nachweise möglich für die sachgerechte Konditionierung der Dichtung im Montagezustand, die technische Dichtheit (Leckrate), das Vermeiden einer Überlastung durch unzulässig hohes Vorspannen oder in betrieblichen Übergangsphasen, das elastische Anpassungsvermögen und das Vermeiden eines unzulässigen langzeitigen Vorspannungsverlusts. Für die Berechnung nach DIN EN 1591 stehen kommerzielle Berechnungsmodule zur Verfügung (www.lv-soft.de).

Auf alternative und zum Teil überholte Berechnungs- und Gestaltungsregeln – etwa die in den ASME-Standards verwendete *Taylor Forge Method* – gehen wir hier nicht mehr näher ein. Hierzu verweisen wir auf die nachfolgende Literaturliste (s. auch *Müller/Nau 1998, Ch. 24*).



23.8 LITERATUR

Nau, B. S.: On the design of bolted gasketed joints, Paper D1, Proc.12th International Conf. on Fluid Sealing, BHRA, Cranfield, UK, 1989.

Hsu, K. H. et al.: Advances in bolted joint technology. ASME, PVP. Vol.158, New York, 1989.

Tückmantel, H. J. *The optimization of static gaskets.* Kempchen, Oberhausen, 1991.

Bickford, J. H.: An introduction to the design and behavior of bolted joints. Marcel Dekker, New York, 1995.

Proceedings of International Symposium on Fluid Sealing of Static Gasketed Joints. CETIM, Nantes, France, 1986...1996.

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

Bartonicek, J., Kockelmann, H., Schaaf, M.: Funktion von Flanschverbindungen mit der Dichtung im Krafthaupt- und Kraftnebenschluß – Betreiber-Erfahrungen, VDI-Tagung Baden-Baden 2000, VDI Bericht Nr. 1579, 2000.

Bartonicek, J. et al.: Stand der Regelwerke für die Auslegung von Flanschverbindungen mit der Dichtung im Krafthaupt- und Kraftnebenschluß, 27. MPA-Seminar, Staatl. Materialprüfungsanstalt, Universität Stuttgart, 2001, (dort weitere Literaturhinweise).

Riedl, A.: Statische Dichtungen, in Tietze/Riedl: Taschenbuch Dichtungstechnik, Essen 2001 ISBN 3-8027-2197-7

(DIN) *EN 1591-1:* Flansche und ihre Verbindungen – Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung – CEN, 2001.
Teil 1: Berechnungsmethoden.

ENV 1591-2 (Europäische Vornorm): Flansche und ihre Verbindungen – Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung – CEN, 2001.
Teil 2: Dichtungskennwerte – CEN, 2001.

Riedl, A.: Wie steht's mit der Flächenpressung - Optimiertes Verformungsverhalten von Flanschdichtungen unter Betriebsbelastung, Verfahrenstechnik 36, Nr. 6, 2002.

Hummelt, C., Bathen, D., Meisel, J., Schmidt-Traub, H.: Fehlerverzeihlichkeit der Dichtung an Flanschverbindungen, Dichtungstechnik, H.2, 2002



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.