











## Autoren:

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

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

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

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

 <b>DICHTOMATIK</b> Any seal. Any time.	<b>DICHTOMATIK</b> GmbH Albert-Schweitzer-Ring 1 • 22045 Hamburg Tel:+49(0)40-66989-0 • Fax:+49(0)40-66989-101 <a href="mailto:mail@dichtomatik.de">mail@dichtomatik.de</a> • <a href="http://www.dichtomatik.de">www.dichtomatik.de</a>
 <b>elringklinger</b> Kunststofftechnik	<b>ElringKlinger</b> Kunststofftechnik GmbH Etzelstrasse 10 • 74321Bietigheim-Bissingen Tel:+49(0)7142-583-0 • Fax:+49(0)7142-583-200 <a href="mailto:info.ekt@elringklinger.com">info.ekt@elringklinger.com</a> • <a href="http://www.elringklinger-kunststoff.de">www.elringklinger-kunststoff.de</a>
 <b>GFD</b>	<b>GFD</b> – Gesellschaft für Dichtungstechnik mbH Hofwiesenstr. 7 • 74336 Brackenheim Tel:+49(0)7135-9511-0•Fax:+49(0)7135-9511-11 <a href="mailto:info@gfd-dichtungen.de">info@gfd-dichtungen.de</a> • <a href="http://www.seals.de">www.seals.de</a>
 <b>ISGATEC</b> G M B H	<b>ISGATEC</b> GmbH Am Exerzierplatz1A • 68167Mannheim Tel:+49(0)621-7176888-0 • Fax:+49(0)621-7176888-8 <a href="mailto:info@isgatec.com">info@isgatec.com</a> • <a href="http://www.isgatec.com">www.isgatec.com</a>
 <b>Parker</b>   Prädifa	<b>Parker Hannifin</b> GmbH ·Dichtungsgruppe Europa Arnold-Jäger-Str.1 • 74321Bietigheim-Bissingen Tel:+49(0)7142-351-0 • Fax:+49(0)7142-351-293 <a href="mailto:sci.seal.eu@parker.com">sci.seal.eu@parker.com</a> • <a href="http://www.praedifa.de">www.praedifa.de</a>
 <b>SEALWARE</b>	<b>SEALWARE</b> International Dichtungstechnik GmbH Feldbergstr.2 • 65555Limburg Tel:+49(0)6431-9585-0 • Fax:+49(0)6431-9585-25 <a href="mailto:info@sealware.de">info@sealware.de</a> • <a href="http://www.sealware.de">www.sealware.de</a>
 <b>VTH Verband</b> <b>Technischer Handel E.V.</b>	<b>VTH</b> Verband Technischer Handel e.V. Prinz-Georg-Straße 106 • 40479Düsseldorf Tel:+49(0)211-445322 • Fax:+49(0)211-460919 <a href="mailto:vth-verband@t-online.de">vth-verband@t-online.de</a> • <a href="http://www.vth-verband.de">www.vth-verband.de</a>
 <b>xpress seals</b> Dichtungen mit Persönlichkeit	<b>xpress seals</b> GmbH Fangdieckstr.70-74 • 22547 Hamburg Tel:+49(0)40-879744510 • Fax:+49(0)40-879744569 <a href="mailto:info@xpress-seals.com">info@xpress-seals.com</a> • <a href="http://www.xpress-seals.com">www.xpress-seals.com</a>



# 22

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

## Flanschabdichtung: Grundlagen

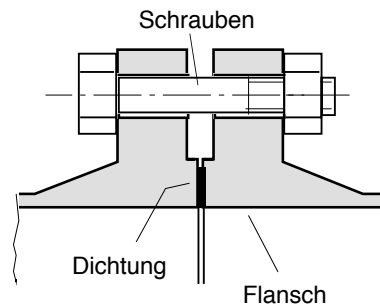
Hauptanforderungen und Einflußgrößen bei Flanschverbindungen. Kräfte und Momente am Flansch, Wechselwirkungen. Steifigkeiten von Dichtung, Schrauben und Flansch. Steifigkeitsrelationen und Einfluß des Fluiddrucks auf Dichtung und Schrauben. Regeln und Normen für die Auswahl der Komponenten von Flanschverbindungen. Typische Bauformen und Sonderbauformen. Literatur.

### 22.1 EINFÜHRUNG

Die geometrischen Formen der Flansche und ihrer Dichtungen sind sehr vielfältig. Dieses Kapitel und das folgende können deshalb nur einen Einblick vermitteln in die Möglichkeiten der Gestaltung und die Grundlagen der Berechnung. Weitere Erläuterungen und Berechnungsverfahren findet man in den Normen und in der neueren Literatur, auf die am Schluß der Kapitel hingewiesen wird.

Die meisten Flansche von Rohrleitungen, Druckgefäßen, Nahrungsmitteldosen, Gläsern und Flaschen sind kreisrund. Rechteckige Dichtflächen bzw. Dichtungen findet man beispielsweise bei Ölwannen, und wirklich komplizierte zwei- und dreidimensionale Formen gibt es bei Gehäusen von Ventilen, Pumpen und Turbinen, am Zylinderkopf von Verbrennungsmotoren oder bei Karosserie- und Fensterdichtungen von Kraftfahrzeugen. Das abzudichtende Fluid kann flüssig oder gasförmig sein, die Drücke reichen von Vakuum bis zu einigen Tausend bar und die Temperaturen reichen von der Kälte verflüssigter Gase bis zu 500 ... 1000 °C und höher. Der Druck kann quasi konstant sein, oft aber ändert er sich mehr oder weniger schnell und häufig. Die Forderungen hinsichtlich Lebensdauer und Leckraten sind bei den einzelnen Anwendungen sehr unterschiedlich.

In diesem Kapitel werden hauptsächlich Flanschverbindungen behandelt, bei denen eine zwischen den Stirnflächen der Flansche liegende Dichtung gemäß Bild 1 mittels Schrauben zusammengepreßt wird. Bei dieser Anordnung stützt sich die Schraubenkraft stets auf der Dichtung ab, in der Fachsprache „Dichtung im Krafthauptschluß“ genannt.



**Bild 1**  
**Flanschverbindung**  
**mit Dichtung im**  
**Krafthauptschluß**

Die zweckgerechte Gestaltung einer verschraubten Flanschverbindung ist komplizierter als man zunächst vermutet. Ein Grund dafür ist, daß die einzelnen Komponenten ähnlich große Steifigkeiten aufweisen. Die Dichtung verhält sich wie eine steife, elasto-plastische Druckfeder mit nichtlinearer Kennlinie, die Schrauben wirken als steife Zugfedern. Zwischen diesen Federn „schwimmt“ der Flansch. Die Verbindung ist statisch unbestimmt. Das System wird beim Zusammenbau durch die axialen Zugkräfte der Schrauben und die Reaktionskraft von Flansch und Dichtung verspannt. Im Betrieb kommen die vom Fluiddruck<sup>1</sup> ausgehende Kräfte hinzu. Die im Querschnitt betrachteten Wirklinien der einzelnen Kräfte sind radial zueinander versetzt. Der Flansch reagiert darauf mit Stülpung<sup>2</sup> und Biegung seines Querschnitts. Zusätzlich wirken verschiedene radiale Kräfte. Wegen der statischen Unbestimmtheit werden die im Gleichgewicht der Kräfte auftretenden Verformungen iterativ berechnet.

Eine Flanschverbindung mit Dichtung ist technisch sicher und wirtschaftlich optimal zu gestalten. Zugleich sind die Anforderungen an die Dichtheit bzw. die zulässige Leckrate unter allen Betriebsbedingungen zu erfüllen. Die Hauptanforderungen sind somit:

- Die Materialbeanspruchung muß stets und überall in zulässigen Grenzen bleiben;
- Die Dichtungspressung<sup>3</sup> muß die Leckrate stets in zulässigen Grenzen halten;

Diese Forderungen müssen erfüllt sein

- im Montagezustand nach dem Anziehen der Schrauben,
- bei einer Druckprobe mit einem vorgegebenen maximalen Fluiddruck,
- bei allen vorkommenden Betriebsbedingungen (Temperatur, Druck).

<sup>1</sup> Obwohl in neueren Normen oft noch der mehrdeutige Begriff *Medium* (Mehrzahl: *Medien*) zu finden ist, verwenden wir als Sammelbezeichnung für Gas, Dampf und Flüssigkeit den Begriff *Fluid*. (Fluidtechnik und Medientechnik gehören ja auch verschiedenen Welten der Technik an!)

<sup>2</sup> Wie in der Elastizitätslehre üblich, bezeichnen wir die Drehung des Flanschquerschnitts als *Stülpung*.

<sup>3</sup> Ein zentraler Begriff ist die Druckspannung in der Dichtung infolge der Kraft, mit der die Flansche sie zusammenpressen. In der Literatur werden dafür unterschiedliche Bezeichnungen verwendet, in modernen Normen z.B. *Druckspannung der Dichtung*. Uns erscheint *Dichtungspressung* kürzer und prägnanter und wir verwenden deshalb in den Kapiteln 22 und 23 diese Bezeichnung.



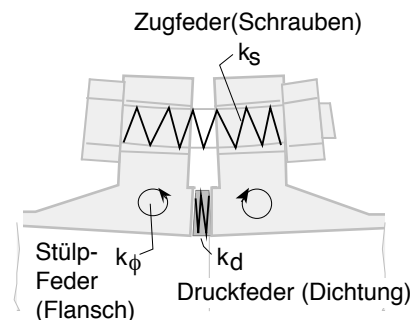
Je nach Anwendungsfall sind zusätzlich folgende Einflüsse zu beachten: Axialkräfte und Biegemomente durch das Rohrgewicht und thermische Dehnungen, ungenauer Schraubenanzug, thermische Übergangszustände beim Aufheizen oder Abkühlen, Materialermüdung bei häufig wechselnder Beanspruchung, Materialschwächung durch Korrosion, Kriechbewegungen an Flansch, Schrauben und Dichtung.

Die meisten Anwendungsfälle sind mit genormten Flanschen und Dichtungen beherrschbar. Sonderbauformen sind verfügbar und können im Einzelfall Vorteile bringen. Führt beides nicht zum Ziel, muß die Flanschverbindung individuell nach geeigneten Konstruktionsregeln gestaltet werden.

## 22.2 KRÄFTE, MOMENTE UND WECHSELWIRKUNGEN

### Vereinfachtes Modell einer Flanschverbindung

Der Charakter einer Flanschverbindung als ein in sich verspanntes Federsystem wird durch Bild 2 verdeutlicht:



**Bild 2**  
Flanschverbindung  
als Federsystem

Die Dichtung, die Verschraubung und der Flansch haben folgende Steifigkeiten (Federraten):

a) Zugsteifigkeit der Verschraubung

$$k_s = E_s \cdot A_s / l_s$$

Dabei sind  $E_s$  der Elastizitätsmodul des Schraubenwerkstoffs,  $A_s$  die effektive Querschnittsfläche aller Schrauben und  $l_s$  die effektive Klemmlänge einer Schraube.

b) Drucksteifigkeit der Dichtung

$$k_d = E_d \cdot A_d / t_d$$

Dabei sind  $E_d$  der sogenannte Ersatz-Elastizitätsmodul der Flanschdichtung,  $A_d$  die unter Pressure stehende Dichtfläche und  $t_d$  die Dicke der Dichtung.



c) Häufig ist die Stülpung (Drehung) des Flanschquerschnitts die vorrangige Art der Deformation der Flansche. Demgemäß wird hier die Stülpsteifigkeit eines Flansches betrachtet. Sie beträgt näherungsweise

$$k_{\phi} = 2\pi E_f \cdot J/R$$

Dabei sind  $E_f$  der Elastizitätsmodul des Flanschwerkstoffs,  $J$  das Flächenmoment 2. Grades bezüglich einer Radialen durch den Stülpmittelpunkt und  $R$  der Abstand des Stülpmittelpunkts von der Flanschachse.

Überraschenderweise ist meistens die Steifigkeit der Flanschdichtung größer als die der Schrauben, selbst wenn die Flanschdichtung aus einem anscheinend „weichen“ Werkstoff besteht. Dies kommt von der geringen Dicke der Dichtung, von ihrer – im Verhältnis zum gesamten Schraubenquerschnitt – großen Auflagefläche und von ihrer beim Zusammenpressen nichtlinear zunehmenden Steifigkeit.

Eine detaillierte Berücksichtigung der Verformung des Flansches und der angeschlossenen Bauteile sowie der Biegung der Schrauben ist ziemlich kompliziert. Die Stülpung hat bei Flanschen mit großem Durchmesser einen beträchtlichen Einfluß, die Biegung hingegen, wenn die radiale Breite der Flanschplatte im Verhältnis zu ihrer axialen Dicke groß ist. Bei Vernachlässigung dieser Einflüsse erhält man zu kleine Verformungen. Dies gilt ebenso bei Vernachlässigung der Biegung eines konischen Ansatzes. Hingegen wirkt die Biegung der Schrauben einer Stülpung des Flansches entgegen. Ebenso vermindern die anschließenden Rohr- oder Behälterwände zwar die Flanschverformung, führen aber bei Querschnittssprüngen zu zusätzlichen Belastungen in Form von Einspannmomenten und radialen Schubspannungen.

Zur Veranschaulichung der Belastungen und Verformungen wird in Bild 3 ein (Vorschweiß-)Flansch mit konischem Ansatz betrachtet.

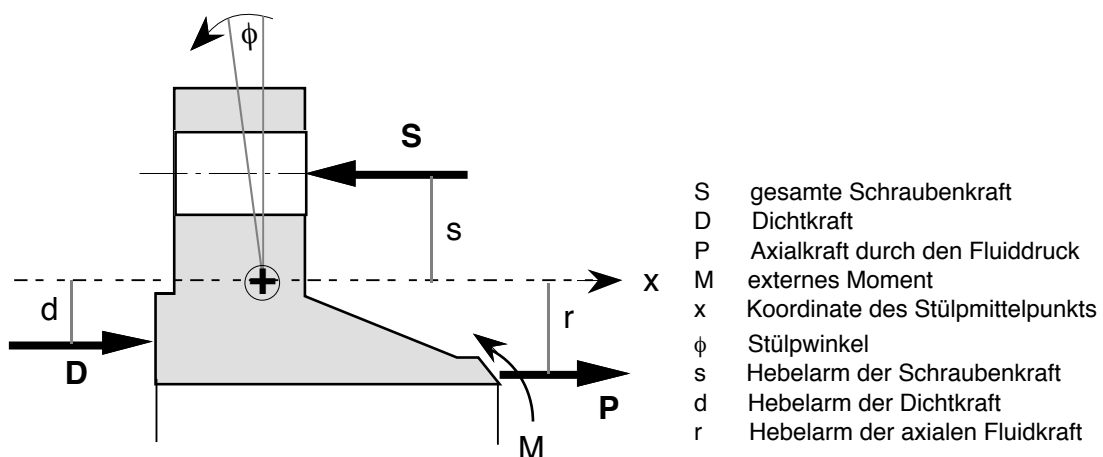


Bild 3 Kräfte und Momente an einem Flansch



Wir haben die Bezeichnungen für die Belastungen und Verformungen einfach und ohne Indizes gewählt, im Gegensatz zu den teils mehrfach indizierten Bezeichnungen in der Literatur.

Auf den Flansch wirken drei Kräfte, nämlich die gesamte Schraubenkraft  $S$ , die Reaktionskraft  $D$ , die die Dichtung zusammenpresst und die Dichtungspressung erzeugt, und die vom Fluiddruck erzeugte Axialkraft  $P$ . Bei Veränderung der Betriebsbedingungen verändern sich die Kräfte. Beispielsweise werden die Flansche durch die Wirkung des Fluiddrucks axial um das Maß  $\Delta x$  auseinandergezogen und die Schrauben zusätzlich gedehnt. Der Flanschquerschnitt „dreht“ sich dabei um den Winkel  $\Delta\phi$ . Von Bedeutung sind dabei die drei bereits genannten Steifigkeitskoeffizienten  $k_d$ ,  $k_s$  und  $k_\phi$ . Dann gelten folgende Bedingungen:

Bei der Montage (kein Fluiddruck,  $P = 0$ ) ist :

$$D(0) = S(0) . \quad (1)$$

Wirkt im Betrieb ein Druck ( $P > 0$ ) so ist

$$D(p) = S(p) - P(p) \quad (2)$$

Durch Subtraktion der Gleichungen erhält man eine Beziehung, die die *Änderung* der Kräfte infolge des Fluiddrucks kennzeichnet:

$$\Delta D = \Delta S - \Delta P \quad (3)$$

Die Flanschverformungen  $\Delta x$  und  $\Delta\phi$  sind proportional zu den Kraftänderungen (die Hebelarme  $d$  und  $s$  sind in Bild 3 gekennzeichnet) :

$$\Delta D = - k_d (\Delta x + d \cdot \Delta \phi) \quad (4)$$

$$\Delta S = + k_s (\Delta x - s \cdot \Delta \phi) \quad (5)$$

Für das Gleichgewicht der Momente gilt:

$$k_\phi \cdot \Delta \phi = \Delta D \cdot d + \Delta S \cdot s + \Delta P \cdot r + M \quad (6)$$

$M$  ist ein äußeres (axialsymmetrisches) Moment, das aufgrund des Fluiddrucks entsteht. Im Prinzip können mit den Gleichungen (3), (4), (5) und (6) die unbekanntenen Größen  $\Delta D$ ,  $\Delta S$ ,  $\Delta x$ , und  $\Delta\phi$  ermittelt werden.

Die Betrachtung des Grenzfalles eines starren Flansches ( $\Delta\phi = 0$ ) gibt einen nützlichen Hinweis darauf, welche Bedeutung das Verhältnis der Steifigkeiten von Dichtung und Verschraubung hat. Aus den Gleichungen (3), (4) und (5) ergeben sich unter Einwirkung des Fluiddrucks folgende Veränderungen der Dichtkraft und der Schraubenkraft:



$$\Delta D = - k_D \cdot \Delta P / (k_S + k_D) \quad (7)$$

$$\Delta S = + k_S \cdot \Delta P / (k_S + k_D) \quad (8).$$

Das heißt, die Dichtkraft  $D$  nimmt ab und die Schraubenkraft  $S$  nimmt zu.

Ist nun die Dichtung viel steifer als die Verschraubung, ( $k_D \gg k_S$ ), so wird

$$\Delta D \approx - \Delta P \text{ und } \Delta S \approx 0 \quad (9)$$

Die Schraubenkraft bliebe in diesem Fall unverändert und die vom Fluidruck erzeugte Axialkraft würde ganz auf die Dichtung übertragen und diese vermindern.

Wenn hingegen die Verschraubung sehr viel steifer ist als die Dichtung, ( $k_S \gg k_D$ ), so gilt

$$\Delta S \approx +\Delta P \text{ und } \Delta D \approx 0 \quad (10).$$

In diesem Fall würde sich die Dichtkraft nicht verändern, das heißt, die vom Fluidruck bewirkte Axialkraft würde gänzlich auf die Schrauben übertragen und diese würden zusätzlich belastet. Die wirklichen Verhältnisse sind komplizierter und man kann den Sachverhalt beispielsweise mit sogenannten Verspannungsdiagrammen veranschaulichen. In der Praxis liegt das Ergebnis aber nahe bei dem durch Gleichung (9) beschriebenen Fall. Im früher definierten Fall „Dichtung im Kraft Hauptschluß“ hat sich praktisch die Kombination *{steife Dichtung/ nachgiebige Schrauben}* bewährt, insbesondere bei hoher Temperatur und hohem Druck und wenn die Flansche einen geringen Stülpwiderstand haben.

## 22.3 REGELN FÜR DIE AUSWAHL VON FLANSCHVERBINDUNGEN

Bei vielen Anwendungen können genormte Flansche verwendet werden, die zusammen mit passenden Dichtungen als handelsübliche Bauteile verfügbar sind.

### **Bezeichnungen**

#### **Class und PN :**

Normflansche werden nach ihrer Beanspruchbarkeit eingeteilt. Beispielsweise erfolgt in ASME B16.5 die Einteilung in „Klassen“. Die *Class 150*-Flansche sind am geringsten und die *Class 2500*-Flansche am höchsten beanspruchbar. Belastbarkeit bedeutet dabei eine bestimmte Kombination aus Druck und Temperatur. Die ISO 7005-Flansche rangieren entsprechend zwischen *PN 2,5* und *PN 420*. Die Bezeichnung *Class* wird in ASME-Standards verwendet, ebenfalls in CEN-Normen, die von ASME-Standards abgeleitet sind. Die Bezeichnung *PN* wird in DIN EN, ISO- und CEN-Normen verwendet. Sie ist verbunden mit dimensionslosen Zahlen, die sich auf den Auslegungsdruck in *bar* bei 20°C beziehen. Bei höherer Temperatur ist der zulässige Druck geringer.



### **NPS und DN :**

Diese Bezeichnungen beziehen sich auf Nennmaße. ASME B16.5 verwendet die Bezeichnung *NPS##* (Nominal Pipe Size), ISO und CEN die Bezeichnung *DN###* (Nennweite). In CEN-Normen gibt es für *Class*-Flansche beide Bezeichnungen.

### **Auswahl**

Für die Auswahl der Flansche und Verschraubungen gelten:

*DIN EN 1092* für Flansche mit *PN*-Bezeichnung,  
*DIN EN 1759* für Flansche mit *Class*-Bezeichnung,  
*DIN EN 1515* für Schrauben und Muttern.

Für die Auswahl der Dichtung einer Flanschverbindung gelten:

*DIN EN 1514* für Flansche mit *PN*-Bezeichnung,  
*DIN EN 12560* für Flansche mit *Class*-Bezeichnung.

### **Typische Bauformen**

Die genormten Abmessungen von Flanschen reichen bis DN 600 und darüber. Typische Flanschbauarten sind schematisch in Bild 4 dargestellt.

Der Vorschweißflansch mit konischem Ansatz und erhabener Dichtfläche (Dichtleiste), Bild 4a, wird bei höheren Anforderungen an die Rohrverbindung häufig verwendet. Durch seinen konischen Übergang (Flanschkolben) ist er besonders steif gegen Stülpen. Dies ergibt geringere Materialspannungen und schafft gute Bedingungen für die Dichtung. Ein kräftigerer Konus ist dabei wirtschaftlicher als eine dickere Flanschplatte. Bild 4b zeigt einen über das Rohrende geschobenen, Bild 4c einen Flansch mit Eindrehung, der auf das Rohrende aufgesteckt wird. Flansche mit vollflächiger Dichtung (z.B. Bild 4d) werden nur bei geringem Druck eingesetzt. Bei gegebener Schraubkraft ist hier die Dichtungspressung wesentlich geringer als bei einer radial schmalen Dichtung.

Wird die Zusammenpressung der Flanschdichtung durch einen metallischen Stützring begrenzt, Bild 4e, und sind die Schrauben dabei so stark vorgespannt, daß *der Flansch im Betrieb stets auf dem Stützring aufliegt*, spricht man von einer „Dichtung im Kraftnebenschluß“. Auch bei der Ausführung nach Bild 4 f liegt die in eine Ringnut des Flansches eingelassene Dichtung im Kraftnebenschluß. Beim Vorspannen der Schrauben wird die Dichtung hier nur anfänglich zusammengepreßt bis an den Flanschen Metall auf Metall aufliegt. Eine Dichtung im Kraftnebenschluß hat eine Reihe von Vorteilen: Die Dichtungspressung verändert sich nicht, wenn sich der Druck oder die Temperatur ändern und die Dichtung kann - falls ihr Setzbetrag hinreichend klein ist - hinsichtlich der Zusammenpressung und somit der Leckage immer in einem optimalen Zustand bleiben. Sind die Schrauben ausreichend vorgespannt, werden sie bei zyklischer Belastung dynamisch nicht beansprucht. Dadurch wird die Gefahr eines Schwingungs-



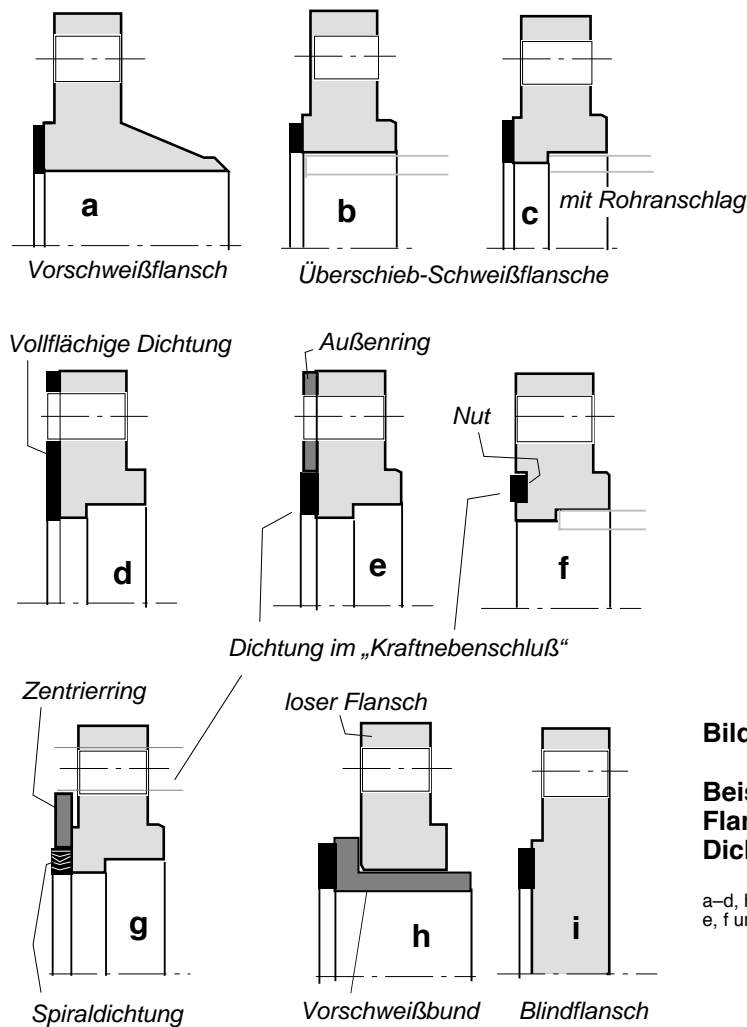


Bild 4

Beispiele für Flanschformen und Dichtungsanordnungen

a–d, h und i : Krafthauptschluß  
e, f und g : Kraftnebenschluß

bruchs oder des Lösens von Schrauben minimiert. Ein weiterer Vorteil ist bei der Ausführung nach Bild 4e die geringere Stülpfung des Flansches. Etwas anders verhält sich die Kraftnebenschluß-Anordnung nach Bild 4g mit einem an den Schrauben zentrierten Stützring, der hier eine Spiraldichtung außen umgibt. Weil hier der Stützring innerhalb des Schraubenkreises aufliegt, kann beim Anziehen der Schrauben der Flansch über den Aussenrand der Dichtleiste kippen. Dabei wird der innere Bereich der Flachdichtung entlastet und bei übermäßigem Anziehen der Schrauben kann sich hier sogar die Leckrate vergrößern!

Im Gegensatz zur Hydrauliktechnik, wo Dichtungen im Kraftnebenschluß häufig verwendet werden (z.B. O-Ringe in stirnseitigen Ringnuten, s. Kapitel 3) werden in der Verfahrenstechnik bei Rohrleitungen und Druckbehältern (bis auf die Anordnung nach Bild 4g) bislang Flanschdichtungen im Kraftnebenschluß noch verhältnismäßig selten angewendet. Ein Grund ist, daß zwar für den Krafthauptschluß, nicht aber für den Kraftnebenschluß allgemein anerkannte Berechnungsmethoden und Dichtungskennwerte vorliegen. Im Prinzip kann bei Kraftnebenschluß für den Festigkeitsnachweis der Flansche die bei Krafthauptschluß übliche Berech-



nung durchgeführt werden, da die Ergebnisse mit den dort verwendeten Krafthebelarmen „konservativ“ sind, das heißt, sie liegen dann bei Kraftnebenschuß auf der sicheren Seite. Anders ist es bei den Dichtungskennwerten. Hier muß die Federkennlinie der Dichtung einschließlich Toleranzabweichungen und Kriechen bekannt sein, sowohl wegen der erforderlichen Schraubenvorspannung zur Herstellung des Kraftnebenschlusses als auch wegen der Dichtungspressung zur Einhaltung der geforderten Leckrate. Besondere Berechnungsverfahren für Kraftnebenschuß sind im Entstehen (*Bartonicek et al, 2000*). Eine Besonderheit ist der Kraftnebenschuß bei einer Dichtung mit äußerem Stützring gemäß Bild 4g, eine bei bei Spiraldichtungen häufig angewendete Anordnung. Die Berechnung für diesen Fall ist in DIN EN 1591-1, Anhang G, informativ behandelt.

Weniger genutzt wird die Verbindung mit Losflansch und schmalem Flansch (Rohrbund), Bild 4h. Bei dieser Anordnung ist die Stülpung des losen Flansches von der Dichtfläche entkoppelt, was der Dichtfunktion zugute kommt. Der Blindflansch (Deckel) nach Bild 4i ist ein Standardbauteil für nicht zu hohen Fluidruck. Bei hohem Druck beeinträchtigt die erhebliche Biegung der Platte die Dichtfunktion. Es ist dann besser, zur Versteifung den Boden nach außen zu wölben, ein bei Behälterdeckeln übliches Gestaltungsmerkmal.

## 22.4 REGELN FÜR DIE BERECHNUNG VON FLANSCHVERBINDUNGEN

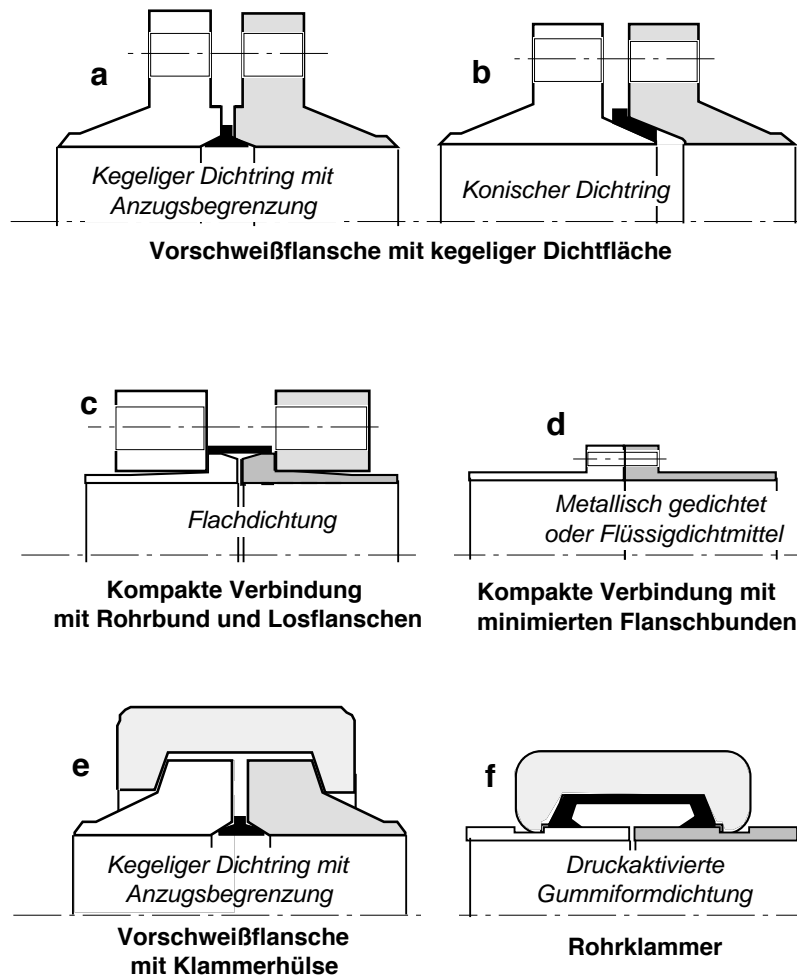
Über die Jahre wurden in den Fachgremien vieler Länder nationale und internationale Normen und Regeln für die Berechnung von Flanschverbindungen beraten und verabschiedet. Die Bedingungen und Ziele dieser Berechnungen wurden eingangs in diesem Kapitel bereits dargestellt. Eine Zusammenfassung findet man bei *Bartonicek et al (2001)*.

In Europa gelten seit 2001 die Normen DIN EN 1591-1: Flansche und ihre Verbindungen – Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung – Teil 1: *Berechnungsmethoden* und, unter demselben Titel, (DIN V) ENV 1591-2, Teil 2: *Dichtungskennwerte*. Sie lösen DIN E 2505 und verschiedene AD-Regeln ab. Die beiden Teile von EN 1591 werden später im Kapitel 23 ausführlicher besprochen.

Weltweit am meisten verbreitet ist die Dimensionierung von Flanschverbindungen nach den *ASME-Standards* (ASME-Section VIII, Div.1, Appendix 2). Alle *Class*-Flansche sind nach ASME dimensioniert. Berechnungsparameter sind dabei lediglich der Innendruck und die Vorspannkraft. Das Dichtverhalten wird mit formalen Kennwerten ermittelt. Eine Änderung der Kräfte zwischen Montage- und Betriebszustand bleibt unberücksichtigt. Es ist also nicht möglich, mit den ASME-Standards vollständige Dichtheits- und Festigkeitsnachweise zu führen.

## 22.5 SONDERFORMEN VON FLANSCHVERBINDUNGEN

Es gibt viele Spezialflansche und noch viel mehr Sonderdichtungen. Häufig sind das rechtlich durch Patente geschützte firmenspezifische Ausführungen. Bild 5 zeigt einige Sonderbauarten. Die meisten davon sind kompakter und leichter als Normflanschverbindungen, bei gleicher oder höherer Beanspruchbarkeit hinsichtlich Druck und Temperatur. Es gibt dabei sowohl verschraubte als auch geklemmte Verbindungen. Kegelige Flanschdichtungen (Bilder 5a, 5b und 5e) werden bei hoch beanspruchten Verbindungen eingesetzt. Sie erzeugen bei moderaten Schraubenkräften hohe Dichtpressungen und damit eine gute Dichtwirkung. Für die Bauart nach Bild 5a bedarf es beispielsweise nur einer geringen Modifikation eines Normflansches, wodurch teure Sonderkonstruktionen entfallen. Ein häufiger angewendetes Konstruktionsprinzip sind lose Flansche, mit dem Vorteil, daß die Flanschstülpung von der Dichtzone entkoppelt ist.



**Bild 5** Sonderformen von Flanschverbindungen



Bei der Ausführung nach Bild 5 c ist die axiale Dicke der losen Flansche im Vergleich zu üblichen Losflanschen vergrößert, mit der Folge einer noch besseren Stülpsteifigkeit. Zugleich wird hier die relative Lage der Rohrbunde mittels einer Zentrierhülse gesichert.

Die Ausführung nach Bild 5 d ist gekennzeichnet durch äußerst kleine Flansche und kleine Schrauben auf einem minimalen Lochkreisdurchmesser, wodurch sich die Verbindung nur wenig verformt. Unter geeigneten Umständen kann hier bei entsprechend feiner Bearbeitung der Stirnflächen eine separate Dichtung entfallen oder eine Flüssigdichtung verwendet werden (s. Kapitel 24). Derartige Kompaktflansche sind nicht mit Normflanschen kombinierbar, was ihre Anwendung einschränkt. Die in den Bildern 5e und 5f gezeigten Klammerkonstruktionen benötigen weniger Schrauben und sind somit leichter zu montieren bzw. demontieren. Bei der flanschlosen Bauart nach Bild 5f wird als Dichtung ein Gummiformteil eingesetzt, was aber andererseits den Einsatz in Bezug auf thermische und chemische Widerstandsfähigkeit einschränkt.

## 22.6 LITERATUR

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

*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 Literaturangaben).

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

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

---

Weitere Literatur und Hinweise auf Normen über Dichtungskennwerte und das Verhalten der Dichtungen in Flanschverbindungen s. Kapitel 23



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

Inhaber und Betreiber der Domain [www.fachwissen-dichtungstechnik.de](http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de) ist Prof. Dr. Heinz Konrad Müller, Otl-Aicher-Str. 48, D-80807 München, Deutschland.

Der gesamte Inhalt der unter der Domain [www.fachwissen-dichtungstechnik.de](http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de) veröffentlichten Internetpublikation einschließlich der Fachkapitel, die als PDF herunterladbar sind, ist urheberrechtlich geschützt und darf insgesamt oder in Teilen ausschließlich für den persönlichen Gebrauch ohne Vergütung kopiert und verwendet werden. Zitate sind mit Angabe der Quelle ausführlich zu kennzeichnen. Jede anderweitige Verwendung oder Verwertung, Vervielfältigung, Übersetzung, Nachdruck, Vortrag, Entnahme von Abbildungen, Funksendung, Mikroverfilmung und Speicherung auf elektronischen Datenträgern ist vergütungspflichtig und bedarf der schriftlichen Genehmigung durch den Inhaber der Domain (s.o.).

Inhaber des Urheberrechts (Copyright ©) und verantwortlich für den Inhalt von [www.fachwissen-dichtungstechnik.de](http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de) sind die Autoren Dr. Heinz Konrad Müller und Dr. Bernard S. Nau.

### **Hinweise auf den Inhalt bezüglich Handelsnamen, Warenzeichen und den gewerblichen Rechtsschutz:**

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenzeichen usw. in [www.fachwissen-dichtungstechnik.de](http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de) berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten sind und von jedermann benutzt werden dürfen.

Ein Teil der in [www.fachwissen-dichtungstechnik.de](http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de) beschriebenen oder im Bild wiedergegebenen Dichtelemente und Dichtsysteme sind, ohne dass darauf hingewiesen ist, durch Patentanmeldungen, Patente oder Gebrauchsmuster rechtlich geschützt. Insofern berechtigen die wiedergegebenen Beschreibungen und Bilder nicht zu der Annahme, dass die beschriebenen oder dargestellten Gegenstände im Sinne des gewerblichen Rechtsschutzes als frei zu betrachten sind und von jedermann hergestellt oder benutzt werden dürfen. Für die Richtigkeit der Wiedergabe der in [www.fachwissen-dichtungstechnik.de](http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de) direkt oder indirekt zitierten Vorschriften, Richtlinien und Normen sowie für die Anwendbarkeit der konstruktiven Regeln und Hinweise im Einzelfall übernehmen die Autoren und der Betreiber der Domain keine Gewähr.