Oktober 2007

DIN CEN/TS 1591-3

DIN

ICS 23.040.60

Vornorm

Flansche und ihre Verbindungen – Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung – Teil 3: Berechnungsmethode für Flanschverbindungen mit Dichtungen im Kraft-Nebenschluss; Deutsche Fassung CEN/TS 1591-3:2007

Flanges and their joints –
Design rules for gasketed circular flange connections –
Part 3: Calculation method for metal to metal contact type flanged joint;
German version CEN/TS 1591-3:2007

Brides et leurs assemblages –
Règles de calcul des assemblages à brides circulaires avec joint –
Partie 3: Méthode de calcul pour les assemblages à brides de type contact métal-métal;
Version allemande CEN/TS 1591-3:2007

Gesamtumfang 63 Seiten

Normenausschuss Rohrleitungen und Dampfkesselanlagen (NARD) im DIN

Preisgruppe 20
www.din.de
www.beuth.de

9777951

Nationales Vorwort

Dieses Dokument (CEN/TS 1591-3:2007) wurde vom Technischen Komitee CEN/TC 74 „Flansche und ihre Verbindungen“ (Sekretariat: DIN, Deutschland) ausgearbeitet.

Für die deutsche Mitarbeit ist der Arbeitsausschuss NA 082-00-16 AA „Flansche und ihre Verbindungen“ im Normenausschuss Rohrleitungen und Dampfkesselanlagen (NARD) verantwortlich.

Eine Vornorm ist das Ergebnis einer Normungsarbeit, das wegen bestimmter Vorbehalte zum Inhalt oder wegen des gegenüber einer Norm abweichenden Aufstellungsverfahrens vom DIN noch nicht als Norm herausgegeben wird.

Erfahrungen mit dieser Vornorm sind erbeten

— vorzugsweise als Datei per E-Mail an nard@din.de in Form einer Tabelle. Die Vorlage dieser Tabelle kann im Internet unter **http://www.din.de/stellungnahme** abgerufen werden;

— oder in Papierform an den Normenausschuss Rohrleitungen und Dampfkesselanlagen (NARD) im DIN Deutsches Institut für Normung e. V., 10772 Berlin (Hausanschrift: Burggrafenstraße 6, 10787 Berlin).

TECHNISCHE SPEZIFIKATION
TECHNICAL SPECIFICATION
SPÉCIFICATION TECHNIQUE

CEN/TS 1591-3

Juli 2007

ICS 23.040.60

Deutsche Fassung

Flansche und ihre Verbindungen — Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung — Teil 3: Berechnungsmethode für Flanschverbindungen mit Dichtungen im Kraft-Nebenschluss

Flanges and their joints —
Design rules for gasketed circular flange connections —
Part 3: Calculation method for metal to metal contact type flanged joint

Brides et leurs assemblages —
Règles de calcul des assemblages à brides circulaires avec joint —
Partie 3: Méthode de calcul pour les assemblages à brides de type contact métal-métal

Diese Technische spezifikation (CEN/TS) wurde vom CEN am 16 .Juni 2007 als eine künftige Norm zur vorläufigen Anwendung angenommen.

Die Gültigkeitsdauer dieser CEN/TS ist zunächst auf drei Jahre begrenzt. Nach zwei Jahren werden die Mitglieder des CEN gebeten, ihre Stellungnahmen abzugeben, insbesondere über die Frage, ob die CEN/TS in eine Europäische Norm umgewandelt werden kann.

Die CEN Mitglieder sind verpflichtet, das Vorhandensein dieser CEN/TS in der gleichen Weise wie bei einer EN anzukündigen und die CEN/TS verfügbar zu machen. Es ist zulässig, entgegenstehende nationale Normen bis zur Entscheidung über eine mögliche Umwandlung der CEN/TS in eine EN (parallel zur CEN/TS) beizubehalten.

CEN-Mitglieder sind die nationalen Normungsinstitute von Belgien, Bulgarien, Dänemark, Deutschland, Estland, Finnland, Frankreich, Griechenland, Irland, Island, Italien, Lettland, Litauen, Luxemburg, Malta, den Niederlanden, Norwegen, Österreich, Polen, Portugal, Rumänien, Schweden, der Schweiz, der Slowakei, Slowenien, Spanien, der Tschechischen Republik, Ungarn, dem Vereinigten Königreich und Zypern.

EUROPÄISCHES KOMITEE FÜR NORMUNG
EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION
COMITÉ EUROPÉEN DE NORMALISATION

Management-Zentrum: rue de Stassart, 36 B-1050 Brüssel

Ref. Nr. CEN/TS 1591-3:2007 D

Inhalt

Vorwort

Dieses Dokument (CEN/TS 1591-3:2007) wurde vom Technischen Komitee CEN/TC 74 „Flansche und ihre Verbindungen“ erarbeitet, dessen Sekretariat vom DIN gehalten wird.

EN 1591 *Flansche und ihre Verbindungen — Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Dichtungen* besteht aus den folgenden vier Teilen:

— *Teil 1: Berechnungsmethode*

— *Teil 2: Dichtungskennwerte*

— *Teil 3: Berechnungsmethode für Flanschverbindungen mit Dichtungen im Kraft-Nebenschluss (CEN/TS)*

— *Teil 4: Qualifizierung der Kompetenz von Personal zur Montage von Schraubverbindungen im Geltungsbereich der Druckgeräterichtlinie*

Entsprechend der CEN/CENELEC-Geschäftsordnung sind die nationalen Normungsinstitute der folgenden Länder gehalten, diese Technische Spezifikation anzukündigen: Belgien, Bulgarien, Dänemark, Deutschland, Estland, Finnland, Frankreich, Griechenland, Irland, Island, Italien, Lettland, Litauen, Luxemburg, Malta, Niederlande, Norwegen, Österreich, Polen, Portugal, Rumänien, Schweden, Schweiz, Slowakei, Slowenien, Spanien, Tschechische Republik, Ungarn, Vereinigtes Königreich und Zypern.

Einleitung

Verschraubte Flanschverbindungen mit Dichtungen im Kraft-Nebenschluss werden in Industrieanlagen häufig bei schwierigen Einsatzbedingungen (Temperaturschwankungen, Druckstößen) eingesetzt. Durch die Verwendung von Dichtungen im Kraft-Nebenschluss kann die Beschädigung des Dichtungselementes vermieden werden, indem für die Dichtungspressung ein Grenzwert vorgegeben wird und die auf die Dichtung wirkenden Belastungsschwankungen begrenzt werden.

Die vorliegende Technische Spezifikation beschreibt eine Berechnungsmethode, mit der die inneren Kräfte der geschraubten Flanschverbindung unter allen Belastungsbedingungen bestimmt werden können. Sie stellt die Festigkeit der Konstruktion sowie die Dichtheit von verschraubten Flanschverbindungen mit Dichtungen im Kraft-Nebenschluss sicher (geschraubten Flanschverbindung, die nicht unter den Anwendungsbereich der EN 1591-1 fallen).

Die Berechnungsmethode kann in drei Schritte unterteilt werden:

Bestimmung des Schraubenanziehmomentes, um Kraft-Nebenschluss zu erreichen.

Bestimmung des Schraubenanziehmomentes zur Aufrechterhaltung des Kraft-Nebenschlusses und Erfüllung aller Dichtheitskriterien unter allen Belastungsbedingungen.

Überprüfung der zulässigen Belastungsgrenzen.

1 Anwendungsbereich

Der Zweck der vorliegenden Technischen Spezifikation ist die Beschreibung einer Berechnungsmethode für verschraubte Flanschverbindungen (en: Bolted Flange Connections, BFC) mit Dichtungen im Kraft-Nebenschluss (en: metal to metal contact, MMC). Die Berechnungsmethode gilt für verschraubte Flanschverbindungen (BFC), bei denen der Kraft-Nebenschluss in einem Bereich zwischen dem Außendurchmesser der Dichtung und dem Innendurchmesser des Schraubenlochbereiches wirkt. Bei MMC innerhalb der Dichtung sowie MMC außerhalb des Bereiches der Schraubenlöcher ist die hier beschriebene Methode nicht geeignet.

Die in dieser Technischen Spezifikation vorgeschlagene Berechnungsmethode basiert hauptsächlich auf der in EN 1591-1 beschriebenen Methode für BFC mit Kraft-Hauptschluss. Das Verhalten des gesamten Systems Flansche/Schrauben/Dichtung wird berücksichtigt. Sowohl im Montagezustand als auch bei allen nachfolgenden Belastungszuständen werden die BFC-Bauteile durch innere Kräfte zusammengehalten. Dies führt zu Verformungen und Kräfteausgleich (siehe Anhang F), woraus sich die grundsätzlichen Beziehungen zwischen den Veränderungen der Kräfte in der verschraubten Flanschverbindung ergeben.

Die Berechnung der verschraubten Flanschverbindung mit der Dichtung im Kraft-Nebenschluss führt gegenüber der Berechnungsmethode nach EN 1591-1 zur Berücksichtigung einer weiteren Kraft: der Reaktionskraft im MMC-Bereich. Dies erklärt, warum in dieser Technischen Spezifikation zwei Gleichgewichtsbedingungen erforderlich sind (nach der Berechnungsmethode in EN 1591-1 ist nur eine Gleichgewichtsbedingung zur Bestimmung der inneren Kräfte bei allen Belastungsbedingungen erforderlich).

Im Gegensatz zu EN 1591-1, nach der die Veränderungen der inneren Kräfte anhand der Gleichgewichtsbeziehung zwischen Montage- und betrachtetem Lastzustand bestimmt werden, werden hier die Veränderungen der inneren Kräfte ermittelt, indem die Gleichgewichtsbeziehungen zwischen zwei aufeinander folgenden Lastzuständen zu Grunde gelegt werden.

Diese Methode berücksichtigt keine Flanschverbindungen ohne Dichtung.

1.1 Anforderungen, bezogen auf die Anwendung der Berechnungsmethode

Innerhalb des Anwendungsbereichs bietet die Berechnungsmethode eine Möglichkeit zur Auslegung von verschraubten Flanschverbindungen neben anderen Methoden, z. B.:

— Bauteilprüfungen;

— nachgewiesene Erfahrungswerte;

— Einsatz von standardisierten Flanschen innerhalb zulässiger Einsatzgrenzen.

1.2 Geometrie

Die Berechnungsmethode gilt für Konstruktionen mit:

— Flanschen, deren Querschnitt festgelegt ist oder den in EN 1591-1:2001, Bilder 4 bis 12, angegebenen Querschnitten gleichgesetzt werden kann;

— vier oder mehr identischen, gleichmäßig verteilten Schrauben;

— Dichtungen im Kraft-Nebenschluss;

— Flanschmaßen, die den folgenden Bedingungen entsprechen:

a) $0{,}2 \le b_\mathrm{F} / e_\mathrm{F} \le 5{,}0$; $0{,}2 \le b_\mathrm{L} / e_\mathrm{L} \le 5{,}0$

b) $e_\mathrm{F} \ge \max\left\{e_2; d_{\mathrm{B}0}; p_\mathrm{B} \cdot \sqrt[3]{(0{,}01 \ldots 0{,}10) \cdot p_\mathrm{B} / b_\mathrm{F}}\right\}$

c) $\cos\varphi_\mathrm{S} \ge 1/\left(1 + 0{,}01 \cdot d_\mathrm{S} / e_\mathrm{S}\right)$

ANMERKUNG 1 Erläuterung der Symbole, siehe Abschnitt 3.

ANMERKUNG 2 Die Bedingung $b_{\mathrm{F}} / e_{\mathrm{F}} \leq 5{,}0$ muss bei Bunden oder Bördeln in Verbindung mit Losflanschen nicht erfüllt werden.

ANMERKUNG 3 Die Bedingung $e_{\mathrm{F}} \geq p_{\mathrm{B}} \cdot \sqrt[3]{(0{,}01 \ldots 0{,}10)\, p_{\mathrm{B}} / b_{\mathrm{F}}}$ dient der Begrenzung der Ungleichmäßigkeit der Dichtungspressung, hervorgerufen durch die Abstände zwischen den Schrauben. Die Werte 0,01 und 0,10 gelten für weiche (nicht metallische) bzw. harte (metallische) Dichtungen. Eine genauere Berechnung ist in EN 1591-1:2001, Anhang A, enthalten.

ANMERKUNG 4 Gegebenenfalls sind die Auswirkungen von Toleranzen und Korrosion auf die Maße zu berücksichtigen; hierzu wird auf andere Regelwerke verwiesen, nach denen die Berechnung durchgeführt wurde. Werte sind z. B. in EN 13445 und EN 13480 angegeben.

Die folgenden Ausführungen fallen nicht in den Anwendungsbereich der Berechnungsmethode:

— Flansche mit im Wesentlichen nicht axialsymmetrischer Geometrie, z. B. geteilte Losflansche, mit Stegen verstärkte Flansche.

1.3 Werkstoffe

Werte für zulässige Spannungen sind in dieser Berechnungsmethode nicht festgelegt. Sie sind in anderen angewendeten Regelwerken definiert, z. B. in EN 13445 und EN 13480.

Zulässige Spannungen für Schrauben sind wie für Flansche und Schalen zu ermitteln. Die Dichtung wird dargestellt durch elastisches Verhalten mit einem plastischen Anteil.

Bei inkompressiblen verformbaren Dichtungen (z. B. Flachdichtungen, die größtenteils aus Gummi bestehen) können die Ergebnisse nach dieser Methode extrem konservativ sein (d. h. erforderliche Schraubenkraft zu hoch, zulässiger Mediendruck zu gering, erforderliche Flanschdicke zu groß usw.), da diese Eigenschaften nicht berücksichtigt werden.

1.4 Belastungen

Diese Berechnungsmethode gilt für die folgenden Belastungen:

— Mediendruck: innen oder außen;

— äußere Belastungen: Axialkräfte und Biegemomente;

— axiale Verformungen von Flanschen, Schrauben und Dichtungen, insbesondere infolge von Temperatureinflüssen.

1.5 Mechanisches Modell

Diese Berechnungsmethode basiert auf dem folgenden mechanischen Modell.

a) Die Geometrie der Flansche und der Dichtung ist axialsymmetrisch. Kleine Abweichungen aufgrund einer begrenzten Anzahl von Schrauben sind erlaubt. Die Anwendung auf geteilte Losflansche oder ovale Flansche ist nicht zulässig.

b) Der Flanschquerschnitt (radialer Schnitt) wird nicht verformt. Nur Umfangsspannungen und Dehnungen im Ring werden behandelt; radiale und axiale Spannungen und Dehnungen werden vernachlässigt. Diese Annahme erfordert die Einhaltung von 1.2 a).

c) Der Flanschring ist an eine zylindrische Schale angeschlossen. Ein kegeliger Ansatz wird wie eine äquivalente zylindrische Schale mit berechneter Wanddicke behandelt, die im elastischen und plastischen Verhalten unterschiedlich ist, jedoch immer zwischen der gegebenen Mindest- und Höchstdicke liegt. Kegelige Schalen und Kugelschalen werden behandelt wie zylindrische Schalen mit gleicher Wanddicke; Unterschiede zu zylindrischen Schalen werden in den Berechnungsformeln besonders berücksichtigt.

   Diese Annahme erfordert die Einhaltung von 1.2 c).

   An der Verbindungsstelle von Flanschring und Schale wird die Kompatibilität von radialer Verschiebung und Drehung in der Berechnung berücksichtigt.

d) Die Dichtung berührt die Flanschflächen auf einer (berechneten) kreisförmigen Fläche. Die effektive Dichtungsbreite (radial) b_{Ge} kann geringer als die tatsächliche Dichtungsbreite sein. Die Berechnung von b_{Ge} schließt die elastische Drehung beider Flansche sowie die elastische und plastische Verformung der Dichtung (näherungsweise) im Einbauzustand mit ein.

e) Der lastabhängige Elastizitätsmodul (Sekantenmodul) der Dichtung kann mit der Flächenpressung auf die Dichtung ansteigen. Das Verfahren verwendet ein lineares Modell: $E_G = E_0 + K_1 \cdot Q$. Dies ist der elastisch-plastische Sekantenmodul bei Entlastung, gemessen zwischen 100 % und 33 % der höchsten Flächenpressung auf die Dichtung.

f) Die Relaxation der unter Pressung stehenden Dichtfläche wird angenähert (siehe 4.9 und Anhang C).

g) Thermische und mechanische axiale Verformungen von Flanschen, Schrauben und Dichtung werden berücksichtigt.

h) Die Belastung der Flanschverbindung ist axialsymmetrisch. Das nicht axialsymmetrische Biegemoment wird als äquivalente axiale Kraft behandelt, die nach Gleichung (75) axialsymmetrisch ist.

i) Lastwechsel zwischen verschiedenen Lastzuständen bewirken innere Veränderungen der Schrauben-, Dichtungs- und MMC-Kräfte. Diese werden unter Berücksichtigung der elastischen Verformungen aller Komponenten berechnet.

j) Belastungsgrenzen basieren auf den Belastungsgrenzen der einzelnen Bauteile. Übermäßige plastische Verformungen werden dadurch verhindert. Die Grenzwerte für Dichtungen, Q_{max}, sind nur grobe Näherungen.

Folgendes wird innerhalb dieses Modells nicht berücksichtigt:

k) Biegesteifigkeit und Biegefestigkeit der Schrauben. Dies ist eine konservative Vereinfachung. Jedoch schließt die Zugsteifigkeit der Schrauben (näherungsweise) die Verformung des mit den Muttern oder Gewindelöchern in Kontakt stehenden Gewindeteils mit ein (siehe Gleichung (37)).

l) Kriechen von Flanschen und Schrauben.

m) Unterschiedliche radiale Verformungen der Dichtung (Vereinfachung ohne Auswirkung bei paarigen Flanschen).

n) Ermüdung (üblicherweise nicht in Berechnungsregeln wie dieser berücksichtigt).

o) Äußere Torsionsmomente und äußere Querkräfte (Scherkräfte), die z. B. durch Rohrleitunganschlüsse verursacht werden.

2 Normative Verweisungen

Die folgenden zitierten Dokumente sind für die Anwendung dieses Dokumentes erforderlich. Bei datierten Verweisungen gilt nur die in Bezug genommene Ausgabe. Bei undatierten Verweisungen gilt die letzte Ausgabe des in Bezug genommenen Dokuments (einschließlich aller Änderungen).

EN 1591-1:2001, *Flansche und ihre Verbindungen — Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung — Teil 1: Berechnungsmethode*

prEN 1591-2, *Flansche und ihre Verbindungen — Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung — Teil 2: Dichtungskennwerte*

3 Formelzeichen

3.1 Gebrauch der Bilder

Bild 1 stellt die zwei möglichen Ausführungen einer Flanschverbindung mit der Dichtung im Kraft-Nebenschluss dar.

Bild 2 zeigt die bei der Berechnung des Innendurchmessers der Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss verwendeten Variablen.

3.2 Indizes und Sonderzeichen

3.2.1 Indizes

A	Zusatz (F_A, M_A)
B	Schraube
D	äquivalenter Zylinder (kegeliger Ansatz + angeschlossene Schale) zur Berechnung der Belastungsgrenze
E	äquivalenter Zylinder (kegeliger Ansatz + angeschlossene Schale) zur Berechnung der Nachgiebigkeit
F	Flansch
G	Dichtung
H	Ansatz
I	Kennzahl für den Lastzustand (mit den Werten 0, 1, 2 ...)
L	Losflansch
M	Metallring oder Kraft-Nebenschluss
P	Druck
Q	resultierende axiale Kraft durch Druck
R	resultierende axiale Kraft durch äußere Kraft
S	Schale, Scherbeanspruchung
T	Schale, modifiziert
X	schwacher Querschnitt
W	Unterlegscheibe
Δ	Symbol für Änderung oder Differenz
av	Mittelwert

c	berechnet
e	effektiv
j	Kennzahl für Bezugspunkte (Q_{Gj}, e_{Gj}) zur Beschreibung des Dichtungsverhaltens unter Pressung
max	maximal
min	minimal
nom	nominal
opt	optimal
req	erforderlich
s	Schaft (Dehnschaftbereich der Schraube)
t	theoretisch, Drehmoment, Gewinde
0 (Null)	Montagezustand (I = 0, siehe Index I)

3.2.2 Sonderzeichen

~	Zeichen, das über den Symbolen für Flanschparameter steht und sich auf den zweiten Flansch der Verbindung bezieht, der eventuell verschieden vom ersten Flansch ist
^{c}	Laufindex des Exponenten zur Berücksichtigung der Verformung durch Kriechrelaxation
^{i}	Laufindex des Exponenten der ersten Gleichgewichtsbedingung
^{ii}	Laufindex des Exponenten der zweiten Gleichgewichtsbedingung

3.3 Symbole

Für Parameter mit Dimension ist die Einheit in Klammern angegeben, bei dimensionslosen Parametern ist nichts angegeben.

A_B	effektive Gesamt-Querschnittsfläche aller Schrauben [mm^2], Gleichung (36)
A_F, A_L	radiale Gesamt-Querschnittsfläche des Flanschrings (einschließlich Schraubenlöcher), Losflansch [mm^2], Gleichungen (5), (7), (8)
A_{Ge}, A_{Gt}	Fläche der Dichtung, effektiv, theoretisch [mm^2], Gleichungen (41), (39)
C	Koeffizient für das Torsionsmoment beim Auslastungsgrad der Schrauben, Gleichung (121)
E_0	Elastizitätsmodul der Dichtung [MPa] bei Dichtungspressung Null, $Q = 0$ [MPa] (siehe prEN 1591-2)
E_B, E_F, E_G, E_L, E_M, E_W	Elastizitätsmodul des mit dem entsprechenden Index bezeichneten Teils, bei bestimmter Temperatur des Teils [MPa] (E_G, siehe prEN 1591-2)
F_A	äußere axiale Zusatzkraft [N], Zugkraft > 0, Druckkraft < 0, siehe Bild 1 in
	EN 1591-1:2001
F_B	Schraubenkraft (Summe aller Schrauben) [N]
F_{BMMC}	erforderliche Schraubenkraft (Summe aller Schrauben), um MMC zu erreichen [N]
F_G	Dichtungskraft [N]
F_{GMMC}	erforderliche Dichtungskraft, um MMC zu erreichen [N]
F_M	Kraft zur Herstellung des Kraft-Nebenschlusses [N]

F_Q	Axialkraft durch den Mediendruck [N], Gleichung (74)
F_R	Kraft, die sich aus F_A und M_A ergibt [N], Gleichung (75)
F_{RMMC}	Kraft, die sich aus F_A und M_A ergibt, entspricht der Schraubenkraft F_{BMMC} [N]
$G(t)$	Gleichung für die Relaxationsfunktion (C.13)
I	Kennzahl des Lastzustands; Montagezustand: $I = 0$, Folgezustände $I = 1, 2, 3, \ldots$
I_B	plastisches Torsionsmoment [mm^3] des Schraubenschaftes, Gleichung (121)
K_1	Änderungsrate des Elastizitätsmoduls der Dichtung in Abhängigkeit von der Dichtungspressung, ENV 1591-2
K_s	systematischer Fehler infolge der Ungenauigkeit des Schrauben-Anziehverfahrens
M_A	äußeres Zusatzmoment [N · mm], Bild 1 in EN 1591-1:2001
M_t	Schrauben-Drehmoment [N · mm], Anhang D in EN 1591-1:2001
$M_{t,B}$	Torsionsmoment [N · mm] am Schraubenschaft infolge Montage der Schraubenverbindung mit Drehmoment M_t, Gleichungen (121) und (D.8) bis (D.11) in EN 1591-1:2001
P	Mediendruck [MPa], Innendruck > 0, Außendruck < 0 (1 bar = 0,1 MPa)
Q	mittlere effektive Dichtungsflächenpressung [MPa], $Q = F_G/A_{Ge}$
$Q_{GMMCinf}$	unterer Grenzwert des Bereiches der Dichtungsflächenpressung, in dem der Kraft-Nebenschluss erreicht wird [MPa]
$Q_{GMMCsup}$	oberer Grenzwert des Bereiches der Dichtungsflächenpressung, in dem der Kraft-Nebenschluss erreicht wird [MPa]
Q_I	erforderliche mittlere effektive Dichtungsflächenpressung bei Lastzustand I [MPa]
Q_{min}	erforderliche Mindest-Dichtungsflächenpressung für Montagezustand (auf die effektive Dichtfläche) [MPa], Gleichung (93), siehe prEN 1591-2
Q_{max}	maximal zulässige Dichtungsflächenpressung (abhängig von Dichtungswerkstoff, Konstruktion, Maßen und Rauheit der Flanschdichtflächen) [MPa], Gleichung (120), siehe ENV 1591-2 (darin enthaltene Sicherheitsbeiwerte sind für alle Lastzustände gleich)
$Q_{max,Y}$	Kennwert für die Streckgrenze des Dichtungswerkstoffes und der Dichtungskonstruktion, siehe Tabelle 1 und prEN 1591-2 [MPa]
T_B, T_F, T_G, T_L, T_M, T_W	Temperatur (Mittelwert) der durch den Index [°C] oder [K] bezeichneten Bauteile, Gleichungen (77), (78) und (80), (81)
$T_{0\,(Null)}$	Temperatur der Verbindung bei Montage [°C] oder [K] (üblicherweise +20 °C)
U	axiale Verschiebung [mm]; ΔU nach den Gleichungen (76), (77), (78) sowie (79), (80) und (81)
W_F, W_L, W_X	Widerstand des durch den Index bezeichneten Bauteils und/oder Querschnitts, [N · mm], Gleichungen (123), (135), (137), (139)
X_B, X_G, X_M, X_W	axialer Elastizitätsfaktor von Schrauben, Dichtung, äußerem Metall-Stützring, Unterlegscheibe [1/mm], Gleichungen (37), (44), (52), (46)
X_{FB}	axialer Elastizitätsfaktor, entspricht der lokalen Pressung an der Kontaktfläche zwischen Flansch und Schraubenmutter [1/mm], Gleichung (73)
X_{FG}	axialer Elastizitätsfaktor, entspricht der lokalen Pressung an der Kontaktfläche zwischen Flansch und Dichtung [1/mm], Gleichung (55)
X_{FL}	axialer Elastizitätsfaktor, entspricht der lokalen Pressung an der Kontaktfläche zwischen Bund und Losflansch [1/mm], Gleichung (63)

X_{FM}	axialer Elastizitätsfaktor, entspricht der lokalen Pressung an der Kontaktfläche zwischen Flansch und Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss [1/mm], Gleichung (59)
X_{LB}	axialer Elastizitätsfaktor, entspricht der lokalen Pressung an der Kontaktfläche zwischen Losflansch und Schraubenmutter [1/mm], Gleichung (71)
X_{LF}	axialer Elastizitätsfaktor, entspricht der lokalen Pressung an der Kontaktfläche zwischen Losflansch und Bund [1/mm], Gleichung (67)
Y_G, Y_M, Y_Q, Y_R	axiale Nachgiebigkeit der verschraubten Flanschverbindung, bezogen auf F_G, F_M, F_Q, F_R, [mm/N], Gleichungen (83) bis (86) und (89) bis (92)
Z_F, Z_L	Elastizitätsfaktor bei Drehung des Flansches bzw. Losflansches [mm^{-3}], Gleichungen (30), (34), (35)
$a(T_I,T_0)$	Gleichung für die Verschiebungsfunktion (C.17)
b_0	Breite der Anfasung (oder Abrundung) an einem Losflansch [mm], siehe Bild 10 in EN 1591-1:2001, Gleichung (17), sodass gilt: $d_{7min} = d_6 + 2 \cdot b_0$
b_F, b_L	effektive Breite des Flansches bzw. Losflansches [mm], Gleichungen (5) bis (8)
b_{Gi}, b_{Ge}, b_{Gt}	Interimbreite, effektive, theoretische Breite der Dichtung (radial) [mm], Gleichungen (38), (40), Tabelle 1
b_{Mt}	Breite der Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss [mm], Gleichung (48) und Bild 1
c_F, c_M, c_S	Korrekturfaktoren, Gleichungen (23), (127), (128)
d_0	Innendurchmesser des Flanschringes [mm] und Außendurchmesser des Blindflansch-Mittelteils (mit Dicke e_0), keinesfalls größer als der Innendurchmesser der Dichtung [mm], Bilder 4 bis 12 in EN 1591-1:2001
d_1	mittlerer Durchmesser des Ansatzes am dünnen Ende [mm], Bilder 4, 5, 11 und 12 in EN 1591-1:2001
d_2	mittlerer Durchmesser des Ansatzes am dicken Ende [mm], Bilder 4, 5, 11 und 12 in EN 1591-1:2001
d_3, d_{3e}	tatsächlicher, effektiver Lochkreisdurchmesser [mm], Bilder 4 bis 12 in EN 1591-1:2001
d_4	Außendurchmesser des Flansches [mm], Bilder 4 bis 12 in EN 1591-1:2001
d_5, d_{5t}, d_{5e}	Durchmesser des Schraubenloches, durchgebohrt, Sackloch, effektiv [mm], Bilder 4 bis 12 in EN 1591-1:2001
d_6	Innendurchmesser des Losflansches [mm], Bilder 10, 12 in EN 1591-1:2001
d_7	Durchmesser an der Stelle der Kraftübertragung zwischen Losflansch und Bund oder Bördel [mm], Bild 1 in EN 1591-1:2001, Gleichung (17), (43)
d_8	Außendurchmesser von Bund oder Bördel [mm], Bild 10 in EN 1591-1:2001
d_9	Durchmesser eines mittigen Loches in einem Blindflansch [mm], Bild 9 in EN 1591-1
d_{B0}, d_{Be}, d_{Bs}	Schraubendurchmesser: Nenndurchmesser, effektiver Durchmesser, Schaftdurchmesser [mm], Bild 2 in EN 1591-1:2001, Tabelle B.1 in EN 1591-1:2001
d_{B2}, d_{B3}	Flankendurchmesser, Kerndurchmesser des Gewindes [mm], siehe Bild 2 in EN 1591-1:2001
d_{Ge}, d_{Gt}	Dichtungsdurchmesser, effektiv, theoretisch [mm], Bild 3 in EN 1591-1:2001, Tabelle 1
d_{G1}, d_{G2}	Innen-, Außendurchmesser der theoretischen Dichtungsfläche [mm], Bild 3 in EN 1591-1:2001
d_{M1}, d_{M2}	Innen-, Außendurchmesser der theoretischen Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss [mm]

d_{M1e}	effektiver Innendurchmesser der Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss [mm], Gleichungen (49), (50)
d_{Me}, d_{Mt}	Durchmesser der Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss, effektiv, theoretisch [mm], Gleichungen (51), (47)
d_E, d_F, d_L, d_S, d_X	mittlerer Durchmesser des durch den Index bezeichneten Teils oder Abschnitts [mm], Gleichungen (5) bis (8), (10) bis (12), Bilder 4 bis 12 in EN 1591-1:2001
d_{W1}, d_{W2}	Innen-, Außendurchmesser von Unterlegscheiben, Gleichung (46) [mm]
e_0	Wanddicke der Mittelplatte des Blindflansches innerhalb des Durchmessers d_0 [mm], Bild 9 in EN 1591-1:2001
e_1	kleinste Wanddicke am dünnen Ende des Ansatzes [mm], Bilder 4, 5,11, 12 in EN 1591-1:2001
e_2	Wanddicke am dicken Ende des Ansatzes [mm], Bilder 4, 5, 11, 12 in EN 1591-1:2001
e_D, e_E	Wanddicke der äquivalenten Schale [mm], für Berechnungen der Belastungsgrenzen, für Berechnungen der Nachgiebigkeit, Gleichungen (9), (11), (12), (124)
e_F, e_L	effektive axiale Dicke des Flansches bzw. Losflansches [mm], Gleichungen (5) bis (8)
e_{Fb}	Dicke des Flanschringes am Durchmesser d_3 (Schraubenkreis) [mm], Gleichung (3)
e_{Ft}	Dicke des Flanschringes am Durchmesser d_{Ge} (Angriffspunkte der resultierenden Dichtungskraft), beeinflusst die thermische Ausdehnung [mm], Gleichungen (77), (78) und (80), (81)
e_{Fm}	Dicke des Flanschringes am Durchmesser d_{Me} (Angriffspunkte im Kraft-Nebenschluss), beeinflusst die thermische Ausdehnung und den Innendurchmesser der Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss [mm], Gleichungen (77), (78) und (80), (81)
e_G	Dicke der Dichtung [mm], Bild 3 in EN 1591-1:2001
e_M	Dicke des Metall-Stützringes [mm]
e_P, e_Q	Dicke des Flansches mit (e_P), ohne (e_Q) radiale Druckbelastung [mm], Bilder 4 bis 12 in EN 1591-1:2001, sodass gilt: $e_P + e_Q = e_F$
e_S	Dicke der angeschlossenen Schale [mm], Bilder 4 bis 8, 10 bis 12 in EN 1591-1:2001
e_X	Flanschdicke im schwachen Querschnitt [mm], Bild 9 in EN 1591-1:2001
e_W	Dicke der Unterlegscheibe [mm]
f_B, f_E, f_F, f_L, f_S	zulässige Spannung [MPa] des durch den Index bezeichneten Teils bei Auslegungstemperatur [°C] oder [K], wie in den Druckbehälterverordnungen definiert und verwendet
h_G, h_H, h_L, h_M	Hebelarme [mm], Gleichungen (15), (16), (18), (19)
h_D	Differenz zwischen Hebelarm h_G und h_M [mm], Bild 1, Gleichung (14)
h_P, h_Q, h_R, h_S, h_T	Hebelarm-Korrekturen [mm], Gleichungen (13), (24) bis (27), (32), (33)
j_M, j_S	Vorzeichenzahl für Moment, Scherkraft (+1 oder –1), Gleichung (129)
k_Q, k_R, k_M, k_S	Korrekturfaktoren, Gleichungen (28), (29), (130)
l_{5t}	Tiefe der Sacklöcher, Bild 5 in EN 1591-1:2001, Gleichung (3)
l_B, l_s	Axialmaße der Schrauben [mm], Bild 2 in EN 1591-1:2001, Gleichung (37)
l_e	$l_e = l_B - l_s$
l_H	Länge des Ansatzes [mm], Bilder 4, 5, 11, 12 in EN 1591-1:2001, Gleichungen (9), (124)
n_B	Anzahl der Schrauben, Gleichungen (1), (4), (36), (37), (46)
p_B	Abstand der Schraubenlöcher [mm], Gleichung (1)

p_t	Gewindesteigung [mm], Tabelle B.1 in EN 1591-1:2001
r_0, r_1	Radien [mm], Bilder 4, 10 in EN 1591-1:2001
r_2	Krümmungsradius im Dichtungsquerschnitt [mm], Bild 3 in EN 1591-1:2001
z_{1B}, z_{1F}, z_{1L}	Dicke in Abhängigkeit von der lokalen Pressung am Innendurchmesser des durch den Index bezeichneten Bauteils [mm], Gleichungen (55) bis (73)
z_{2B}, z_{2F}, z_{2L}	Dicke in Abhängigkeit von der lokalen Pressung am Außendurchmesser des durch den Index bezeichneten Bauteils [mm], Gleichungen (55) bis (73)
ΔU	differentielle thermische axiale Ausdehnung [mm], Gleichungen (76) bis (81)
Θ_F, Θ_L	Drehung des Flansches, Losflansches durch einwirkendes Moment [rad], Gleichungen (97) bis (100), (104), (105)
Ψ	Verhältnis der Radialkräfte am Flanschring, Gleichung (131)
Ψ_Z	spezieller Wert für Ψ, Gleichung (123), Tabelle 2
Φ_B, Φ_F, Φ_G, Φ_L, Φ_X	Auslastungsgrad des durch den Index bezeichneten Bauteils und/oder Querschnitts, für alle Lastzustände zu berechnen, Gleichungen (120), (121), (122), (134), (136), (138)
Φ_{max}	reduzierter maximaler zulässiger Auslastungsgrad, Gleichung (108)
α_B, α_F, α_G, α_L, α_W, α_M	Temperaturausdehnungskoeffizient des durch den Index bezeichneten Teils, gemittelt zwischen T_0 und T_B, T_F, T_G, T_L, T_W, T_M [K^{-1}], Gleichungen (77), (78) und (80), (81)
β, γ, δ, θ	Hilfsvariablen, Gleichungen (9), (20), (21), (22), (43), (108), (124)
κ, λ, χ	
ε_0	Dehnung (Anhang C)
ε_{1+}, ε_{1-}	Streuwert beim ersten Schrauben-Anziehen, bezogen auf eine einzelne Schraube, oberhalb des Nennwertes, unterhalb des Nennwertes, Anhang D
ε_+, ε_-	Streuwert der gesamten Belastung aller Schrauben, oberhalb des Nennwertes, unterhalb des Nennwertes, Gleichungen (109) bis (111)
η	Tangente des Ausbreitungswinkels der lokalen Pressung (siehe Anhang B)
π	numerische Konstante (π = 3,141 593)
σ	Spannung [MPa] (Anhang C)
τ_R	Relaxationszeit [s] (Anhang C)
ϕ_G	Neigungswinkel einer Dichtfläche [rad oder Grad], Bild 3 in EN 1591-1:2001, Tabelle 2
ϕ_S	Neigungswinkel der anschließenden Schalenwand [rad oder Grad], Bilder 6, 7 in EN 1591-1:2001
ξ_0, ξ_1, ω_0, ω_1	Werkstoffkennwerte, bezogen auf die Spannungsrelaxation der Dichtung (siehe Anhang C)

3.4 Terminologie

3.4.1 Flansche

Integrierter Flansch: Flansch, der mit der Schale entweder verschweißt ist (z. B. Vorschweißflansch, siehe Bilder 4 bis 7 in EN 1591-1:2001, oder Überschieb-Schweißflansch mit Ansatz, siehe Bilder 8 und 11 in EN 1591-1:2001) oder an die Schale angegossen ist (Integralflansche, Typ 21).

Blindflansch: Ebene Platte, siehe Bild 9 in EN 1591-1:2001.

Losflansch: Separater Flanschring, der an einem Bund oder Bördel anliegt, siehe Bild 10 in EN 1591-1:2001.

Ansatz: Axiale Erweiterung des Flanschrings, verbindet in der Regel den Flanschring mit der Schale, siehe Bilder 4, 5 in EN 1591-1:2001.

Bund oder Bördel: Anlagefläche für Losflansch, siehe Bild 10 in EN 1591-1:2001.

3.4.2 Belastungen

Äußere Belastungen: Kräfte und/oder Momente, die durch angeschlossene Teile auf die Verbindung wirken, z. B. Gewicht und Wärmeausdehnung der Rohre.

3.4.3 Belastungszustände

Lastzustand: Zustand bei festgelegten, gleichzeitig wirkenden Belastungen, bezeichnet durch **I**.

Montagezustand: Lastzustand nach erstmaligem Anziehen der Schrauben (Montage), bezeichnet durch **I** = 0.

Folgezustand: Lastzustand nach dem Montagezustand, z. B. Betriebszustand, Prüfzustand, Anfahr- und Abfahrzustand, bezeichnet durch **I** = 1, 2, 3 ...

3.4.4 Nachgiebigkeit

Nachgiebigkeit: Reziprokwert der Steifigkeit, axiale Elastizität: Kurzzeichen Y, [mm/N].

Elastizitätsfaktor: Reziprokwert der Steifigkeit, ohne elastische Konstanten:

axial: Kurzzeichen X, [1/mm],

bei Drehung: Kurzzeichen Z, [1/mm^3].

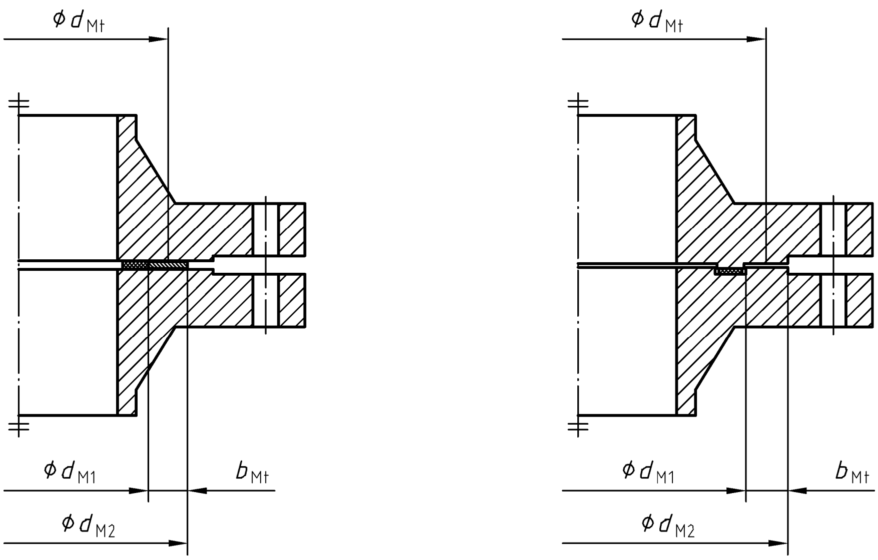


Bild 1 — 2 Ausführungen einer verschraubten Flanschverbindung mit Dichtung im Kraft-Nebenschluss: Dichtung mit Stützring und Dichtung in einer Nut, mit theoretischen Maßen

4 Berechnungsparameter

4.1 Allgemeines

Die in diesem Abschnitt festgelegten Parameter sind Steifigkeitswerte, effektive Maße und Querschnittsflächen. Die Parameter in 4.2 bis 4.4 sind überwiegend aus EN 1591-1:2001 entnommen.

4.2 Flansch-Parameter

4.2.1 Allgemeines

Die Gleichungen in 4.2 sind für jeden Flansch und jeden Bund oder Bördel — soweit vorhanden — der Verbindung anzuwenden.

Besondere Flanschtypen werden wie folgt behandelt:

Integrierter Flansch: Berechnung als äquivalenter Ring mit rechtwinkligem Querschnitt, Maße $b_F \cdot e_F$, Anschluss am Durchmesser d_E an eine äquivalente Schale mit konstanter Wanddicke e_E.

Blindflansch: Berechnung als äquivalenter Ring mit rechtwinkligem Querschnitt, Maße $b_F \cdot e_F$, Anschluss am Durchmesser $d_E = d_0$ an eine Platte mit konstanter Dicke e_0. Diese kann in der Mitte eine Öffnung mit Durchmesser d_9 haben. Schließt sich ein kleines Rohr an die Öffnung an, wird dies nicht in der Berechnung berücksichtigt.

Losflansch: Berechnung als äquivalenter Ring mit rechtwinkligem Querschnitt, Maße $b_L \cdot e_L$, ohne Anschluss an eine Schale.

Gewindeflansch: Berechnung wie Losflansch mit Innendurchmesser gleich dem für die Kraftübertragung angenommenen Durchmesser, d. h. mittlerer Gewindedurchmesser.

Bund oder Bördel: Wird wie ein Integralflansch behandelt.

In den Bildern 4 bis 12 in EN 1591-1:2001 ist der Ring für die Berechnung schraffiert dargestellt.

4.2.2 Flanschring

4.2.2.1 Schraubenlöcher

Abstand zwischen Schrauben (Schraubenlochabstand):

$$p_\mathrm{B} = \pi \cdot d_3 / n_\mathrm{B} \qquad (1)$$

Effektiver Durchmesser des Schraubenloches:

$$d_{5\mathrm{e}} = d_5 \cdot \sqrt{d_5 / p_\mathrm{B}} \qquad (2)$$

Der Durchmesser von Sacklöchern wird wie folgt angenommen:

$$d_5 = d_{5\mathrm{t}} \cdot l_{5\mathrm{t}} / e_\mathrm{Fb} \qquad (3)$$

Effektiver Lochkreisdurchmesser:

$$d_{3\mathrm{e}} = d_3 \cdot \left(1 - 2 / n_\mathrm{B}{}^2\right) \qquad (3)$$

ANMERKUNG 1 p_B und $\tilde{p}_\mathrm{B}$ sind gleich, ebenso $d_{3\mathrm{e}}$ und $\tilde{d}_{3\mathrm{e}}$.

ANMERKUNG 2 Die Gleichungen (1) bis (4) gelten nicht für Bunde oder Bördel.

4.2.2.2 Effektive Maße des Flanschringes

Die im Folgenden verwendete effektive Dicke e_F oder e_L ist die durchschnittliche Dicke des Flanschrings. Sie kann errechnet werden durch Division der Querschnittsfläche des Ringes A_F oder A_L (einschließlich Schraubenlöcher) durch die tatsächliche radiale Breite dieses Querschnittes.

Da es eine Vielzahl von Querschnittgeometrien gibt, werden keine Formeln für die Berechnung von A_F oder A_L spezifischer Flanschtypen angegeben.

Integralflansch und Blindflansch (siehe Bilder 4 bis 9 in EN 1591-1:2001):

$$b_\mathrm{F} = (d_4 - d_0)/2 - d_{5\mathrm{e}}; \qquad d_\mathrm{F} = (d_4 + d_0)/2$$
$$e_\mathrm{F} = 2 \cdot A_\mathrm{F} / (d_4 - d_0) \qquad (5)$$

$$b_\mathrm{L} = d_\mathrm{L} = e_\mathrm{L} = 0 \qquad (6)$$

Losflansch mit Bund oder Bördel (siehe Bild 10 in EN 1591-1:2001):

Für den Bund oder Bördel:

$$b_\mathrm{F} = (d_8 - d_0)/2; \qquad d_\mathrm{F} = (d_8 + d_0)/2$$
$$e_\mathrm{F} = 2 \cdot A_\mathrm{F} / (d_8 - d_0) \qquad (7)$$

Für den Losflansch:

$$b_\mathrm{L} = (d_4 - d_6)/2 - d_{5\mathrm{e}}; \qquad d_\mathrm{L} = (d_4 + d_6)/2$$
$$e_\mathrm{L} = 2 \cdot A_\mathrm{L} / (d_4 - d_6) \qquad (8)$$

4.2.3 Angeschlossene Schale

4.2.3.1 Flansch mit kegeligem Ansatz

Eine Zylinderschale (konstante Wanddicke e_S, mittlerer Durchmesser d_S) mit angeschlossenem kegeligem Ansatz wird wie eine äquivalente Zylinderschale mit effektiver Wanddicke e_E und effektivem mittlerem Durchmesser d_E behandelt:

$$e_E = e_1 \cdot \left\{ 1 + \frac{(\beta - 1) \cdot l_H}{(\beta / 3) \cdot \sqrt{d_1 \cdot e_1 + l_H}} \right\} \beta = \frac{e_2}{e_1} \tag{9}$$

$$d_E = \{\min(d_1 - e_1 + e_E; d_2 + e_2 - e_E) + \max(d_1 + e_1 - e_E; d_2 - e_2 + e_E)\} / 2 \tag{10}$$

4.2.3.2 Flansch ohne Ansatz

Bei einer direkt an einen Flanschring anschließenden Schale (zylindrisch, kegelig oder kugelig, konstante Wanddicke e_s, Winkel ϕ_S und Durchmesser d_S an der Verbindungsstelle zum Flansch) sind die effektiven Maße:

$$e_E = e_S; \qquad d_E = d_S \tag{11}$$

Die Gleichungen (11) gelten nicht für Blindflansche mit mittig angeschlossenem kleinen Rohr. Hierfür gilt 4.2.3.3.

4.2.3.3 Blindflansch

Bei einem Blindflansch werden folgende effektive Maße verwendet:

$$e_E = 0; \qquad d_E = d_0 \tag{12}$$

Die Gleichungen (12) gelten unabhängig von der Konstruktion des Blindflansches (ohne Öffnung, mit mittiger Öffnung mit oder ohne anschließendem kleinen Rohr).

4.2.3.4 Bund und Bördel

Die anzuwendenden Gleichungen sind in 4.2.3.1 oder 4.2.3.2 enthalten, abhängig davon, ob der Bund oder Bördel einen Ansatz hat.

4.2.4 Hebelarme

ANMERKUNG Im Falle einer Flachdichtung können die nachstehend angegebenen Parameter h_P und h_G nur errechnet werden nach Bestimmung von d_{Ge}, d. h. nachdem die Berechnungen in 4.4.3 durchgeführt wurden, und h_M kann nur errechnet werden, wenn d_{Me} für jeden Lastzustand bestimmt wurde.

4.2.4.1 Alle Flansche

$$h_P = \left[(d_{Ge} - d_E)^2 \cdot (2 \cdot d_{Ge} + d_E) / 6 + 2 \cdot e_p{}^2 \cdot d_F \right] / d_{Ge}{}^2 \tag{13}$$

Bei Blindflansch: $e_p = 0$.

Für eine praxisnahe Situation wird die folgende Hebelarm-Differenz festgelegt:

$$h_D = h_M - h_G = (d_{Me} - d_{Ge}) / 2 \tag{14}$$

4.2.4.2 Integralflansch und Blindflansch

$$h_G = (d_{3e} - d_{Ge})/2; \qquad h_H = (d_{3e} + d_E)/2$$
$$h_L = 0 \tag{15}$$

$$h_M = (d_{3e} - d_{Me})/2 \tag{16}$$

ANMERKUNG Diese Gleichungen gelten nicht für Bunde oder Bördel.

4.2.4.3 Losflansch mit Bund oder Bördel

$$d_{7\,\min} \le d_7 \le d_{7\,\max}$$
$$d_{7\,\min} = d_6 + 2 \cdot b_0; \qquad d_{7\,\max} = d_8 \tag{17}$$

$$h_G = (d_7 - d_{Ge})/2; \qquad h_H = (d_7 + d_E)/2$$
$$h_L = (d_{3e} - d_7)/2 \tag{18}$$

$$h_M = (d_7 - d_{Me})/2 \tag{19}$$

Da der Wert d_7 vorab nicht bekannt ist, müssen folgende Annahmen getroffen werden:

— für Elastizitätsberechnungen ist anstelle d_7 der durch Gleichung (43) gegebene Wert d_{70} zu verwenden;

  ANMERKUNG Als Konsequenz können sich h_G, h_H und h_L bei jedem Iterationsschritt bei der Berechnung von b_{Ge} und d_{Ge} ändern (siehe 4.3.2).

— für die Berechnung der zulässigen Belastungsgrenzen (Abschnitt 6) kann ein Vorzugswert zwischen $d_{7\,\min}$ und $d_{7\,\max}$ verwendet werden.

4.2.5 Elastizitätsbezogene Flansch-Parameter

ANMERKUNG Im Falle einer Flachdichtung kann der nachstehend angegebene Parameter h_Q nur errechnet werden nach Bestimmung von d_{Ge}, d. h. nachdem die Berechnungen in 4.3.2 durchgeführt wurden.

4.2.5.1 Integralflansch, Bund oder Bördel

$$\gamma = e_E \cdot d_F / (b_F \cdot d_E \cdot \cos\varphi_S) \tag{20}$$

$$\theta = 0{,}55 \cos\varphi_S \cdot \sqrt{d_E \cdot e_E} / e_F \tag{21}$$

$$\lambda = 1 - e_P / e_F = e_Q / e_F \tag{22}$$

ANMERKUNG e_P und e_Q sind in den Bildern 4 bis 12 in EN 1591-1:2001 angegeben (wenn $e_P = e_F$, $e_Q = 0$).

$$c_F = (1 + \gamma \cdot \theta) / \left\{1 + \gamma \cdot \theta \cdot \left[4 \cdot \left(1 - 3\lambda + 3\lambda^2\right) + 6 \cdot (1 - 2\lambda) \cdot \theta + 6 \cdot \theta^2\right] + 3\gamma^2 \cdot \theta^4\right\} \tag{23}$$

$$h_S = 1{,}1\, e_F \cdot \sqrt{e_E / d_E} \cdot (1 - 2 \cdot \lambda + \theta) / (1 + \gamma \cdot \theta) \tag{24}$$

$$h_T = e_F \left(1 - 2\lambda - \gamma \cdot \theta^2\right) / (1 + \gamma \cdot \theta) \tag{25}$$

$$h_Q = \left\{h_S \cdot k_Q + h_T \cdot \left(2 d_F \cdot e_P / d_E{}^2 - 0{,}5 \cdot \tan\varphi_S\right)\right\} \cdot \left(d_E / d_{Ge}\right)^2 \tag{26}$$

$$h_R = h_S \cdot k_R - h_T \cdot 0{,}5 \tan \varphi_S \tag{27}$$

$$k_Q = \begin{Bmatrix} +0{,}85/\cos \varphi_S & \text{für Kegel- und Zylinderschale} \\ +0{,}35/\cos \varphi_S & \text{für Kugelschale} \end{Bmatrix} \tag{28}$$

$$k_R = \begin{Bmatrix} -0{,}15/\cos \varphi_S & \text{für Kegel- und Zylinderschale} \\ -0{,}65/\cos \varphi_S & \text{für Kugelschale} \end{Bmatrix} \tag{29}$$

$$\left.\begin{array}{l} Z_F = 3 d_F \cdot c_F / \left(\pi \cdot b_F \cdot e_F{}^3\right) \\ Z_L = 0 \end{array}\right\} \tag{30}$$

4.2.5.2 Blindflansch

Durchmesserverhältnis:

$$\rho = d_9 / d_E \tag{31}$$

ANMERKUNG Für einen Blindflansch gilt $d_E = d_0$ (siehe Gleichung (12)).

$$h_Q = (d_E / 8) \cdot \left(1 - \rho^2\right) \cdot \left(0{,}7 + 3{,}3\,\rho^2\right) / \left(0{,}7 + 1{,}3\,\rho^2\right) \cdot (d_E / d_{Ge})^2 \tag{32}$$

$$h_R = (d_E / 4) \cdot \left(1 - \rho^2\right) \cdot \left(0{,}7 + 3{,}3\,\rho^2\right) / \left[\left(0{,}7 + 1{,}3\,\rho^2\right) \cdot \left(1 + \rho^2\right)\right] \tag{33}$$

$$\left.\begin{array}{l} Z_F = 3 d_F / \left\{\pi \cdot \left[b_F \cdot e_F{}^3 + d_F \cdot e_0{}^3 \cdot \left(1 - \rho^2\right) / \left(1{,}4 + 2{,}6\rho^2\right)\right]\right\} \\ Z_L = 0 \end{array}\right\} \tag{34}$$

4.2.5.3 Losflansch mit Bund oder Bördel

Für den Bund oder Bördel werden die Gleichungen (20) bis (30) verwendet, für den Losflansch die folgende Gleichung:

$$Z_L = 3 \cdot d_L / \left(\pi \cdot b_L \cdot e_L{}^3\right) \tag{35}$$

4.3 Schrauben-Parameter

4.3.1 Allgemeines

Die Schraubenmaße sind in Bild 2 in EN 1591-1:2001 enthalten. Durchmesser für die genormten metrischen Schrauben sind in Anhang B in EN 1591-1:2001 enthalten.

4.3.2 Effektive Querschnittsfläche der Schrauben

$$A_B = \{\min\,(d_{Be}; d_{Bs})\}^2 \cdot n_B \cdot \pi / 4 \tag{36}$$

4.3.3 Elastizitätsfaktor der Schrauben

$$X_B = \left(l_S / d_{Bs}{}^2 + l_e / d_{Be}{}^2 + 0{,}8 / d_{B0}\right) \cdot 4 / (n_B \cdot \pi) \tag{37}$$

4.4 Dichtungs-Parameter

4.4.1 Allgemeines

Die Bemaßung der Dichtungen ist in Bild 3 in EN 1591-1 enthalten.

prEN 1591-2 enthält typische, nicht verbindliche Werte für die Dichtungswerkstoffeigenschaften. Falls für die spezielle Dichtung Daten vorhanden sind, sollten diese vorzugsweise verwendet werden.

4.4.2 Theoretische Maße

$$b_{\mathrm{Gt}} = \left(d_{\mathrm{G2}} - d_{\mathrm{G1}}\right)/2; \qquad d_{\mathrm{Gt}} = \left(d_{\mathrm{G2}} + d_{\mathrm{G1}}\right)/2 \tag{38}$$

$$A_{\mathrm{Gt}} = \pi \cdot d_{\mathrm{Gt}} \cdot b_{\mathrm{Gt}} \tag{39}$$

ANMERKUNG Die theoretische Dichtungsbreite b_{Gt} ist der Maximalwert, der sich aus einer sehr großen Dichtungskraft ergeben kann.

4.4.3 Effektive Maße

Die effektive Dichtungsbreite b_{Ge} ist bei vielen Dichtungsarten abhängig von der Kraft F_{G}, die auf die Dichtung wirkt.

ANMERKUNG 1 Bei einer Flachdichtung ist die effektive Dichtungsbreite gleich dem zweifachen Abstand zwischen dem Außendurchmesser der Dichtfläche und dem Angriffspunkt der Reaktionskraft der Dichtung (d. h. die Resultierende aus Dichtungsflächenpressung und Dichtungsbreite).

Die erste Berechnung wird mit dem F_{G}-Wert durchgeführt, wie in 5.5.2 beschrieben.

Die Interim-Dichtungsbreite b_{Gi} ist nach den Gleichungen in Tabelle 1 zu ermitteln, ausgehend von der ersten Näherung, die in dieser Tabelle angegeben ist.

Effektive Dichtungsbreite:

$$b_{\mathrm{Ge}} = \min\left\{b_{\mathrm{Gi}}; b_{\mathrm{Gt}}\right\} \tag{40}$$

Effektiver Dichtungsdurchmesser:

Der effektive Dichtungsdurchmesser d_{Ge} ist der Durchmesser, an dem die Dichtungskraft wirkt. Er wird ebenfalls nach Tabelle 1 ermittelt.

ANMERKUNG 2 Bei Flachdichtungen variiert d_{Ge} mit b_{Ge}. In diesem Fall ist b_{Ge} das zweifache des Abstandes zwischen dem äußeren Durchmesser der Dichtung in Kontakt mit dem Flansch und dem effektiven Dichtungsdurchmesser.

Effektive Dichtungsfläche:

$$A_{\mathrm{Ge}} = \pi \cdot d_{\mathrm{Ge}} \cdot b_{\mathrm{Ge}} \tag{41}$$

Hebelarm:

$$h_{\mathrm{G0}} = \begin{cases} \left(d_{3\mathrm{e}} - d_{\mathrm{Ge}}\right)/2 & \text{für Integralflansch oder Blindflansch} \\ \left(d_{70} - d_{\mathrm{Ge}}\right)/2 & \text{für Losflansch mit Bund oder Bördel} \end{cases} \tag{42}$$

$$\left.\begin{aligned} d_{70} &= \min\left\{\max\left(d_{7\,\min}; \left(d_{\mathrm{Ge}} + \kappa \cdot d_{3\mathrm{e}}\right)/\left(1+\kappa\right)\right); d_{7\,\max}\right\} \\ \kappa &= \left(Z_{\mathrm{L}} \cdot E_{\mathrm{F0}}\right)/\left(Z_{\mathrm{F}} \cdot E_{\mathrm{L0}}\right) \end{aligned}\right\} \tag{43}$$

ANMERKUNG 3 Gleichung (43) gilt nur für Losflansche mit Bördel oder Bund.

Die Gleichungen (40) bis (43) werden so lange iterativ ausgeführt, bis der Wert b_{Ge} innerhalb der erforderlichen Genauigkeit konstant bleibt.

ANMERKUNG 4 Eine Genauigkeit von 5 % ist ausreichend. Um anwenderunabhängige Ergebnisse zu erreichen, wird jedoch eine Genauigkeit von 0,1 % empfohlen.

4.4.4 Axialer Elastizitätsfaktor der Dichtung

$$X_{\mathrm{G}} = \left(e_{\mathrm{G}} / A_{\mathrm{Gt}}\right) \cdot \left(b_{\mathrm{Gt}} + e_{\mathrm{G}} / 2\right) / \left(b_{\mathrm{Ge}} + e_{\mathrm{G}} / 2\right) \quad (44)$$

Tabelle 1 — Effektive Dichtungsgeometrie

Typ	Dichtungsform	Formeln
1	Flachdichtungen, Weichstoffe oder Verbundwerkstoffe oder reines Metall, siehe Bild 3a in EN 1591-1:2001	Erste Näherung: $b_{\mathrm{Gi}} = b_{\mathrm{Gt}}$ Genauer: $b_{\mathrm{Gi}} = \sqrt{\dfrac{e_{\mathrm{G}} / (\pi \cdot d_{\mathrm{Ge}} \cdot E_{\mathrm{Gm}})}{h_{\mathrm{G}} \cdot Z_{\mathrm{F}} / E_{\mathrm{F}} + \tilde{h}_{\mathrm{G}} \cdot \tilde{Z}_{\mathrm{F}} / \tilde{E}_{\mathrm{F}}} + \left[\dfrac{F_{\mathrm{G}}}{\pi \cdot d_{\mathrm{Ge}} \cdot Q_{\mathrm{max,\,y}}}\right]^2}$ $E_{\mathrm{Gm}} = E_0 + 0{,}5\, K_1 \cdot F_{\mathrm{G}} / A_{\mathrm{Ge}}$ $Z_{\mathrm{F}}, \tilde{Z}_{\mathrm{F}}$ nach Gleichung (30) oder (34) Immer: $d_{\mathrm{Ge}} = d_{\mathrm{G2}} - b_{\mathrm{Ge}}$
2	Metalldichtungen mit gekrümmten Oberflächen, einfache Berührung, siehe Bilder 3b, 3c in EN 1591-1:2001	Erste Näherung: $b_{\mathrm{Gi}} = \sqrt{6_{\mathrm{r2}} \cdot \cos\varphi_{\mathrm{G}} \cdot b_{\mathrm{Gt}} \cdot Q_{\mathrm{max,\,y}} / E_{\mathrm{G}}}$ Genauer: $b_{\mathrm{Gi}} = \sqrt{\dfrac{6_{\mathrm{r2}} \cdot \cos\varphi_{\mathrm{G}} \cdot F_{\mathrm{G}}}{\pi \cdot d_{\mathrm{Ge}} \cdot E_{\mathrm{G}}} + \left[\dfrac{F_{\mathrm{G}}}{\pi \cdot d_{\mathrm{Ge}} \cdot Q_{\mathrm{max,\,y}}}\right]^2}$ Immer: $d_{\mathrm{Ge}} = d_{\mathrm{G0}}$
3	RTJ-Metalldichtung (Ring Joint), achteckig, siehe Bild 3d in EN 1591-1:2001	Immer: b_{Gi} = Länge b_{Ge} nach Bild 3d in EN 1591-1:2001 (Projektion der Berührungslinie in Axialrichtung.) Immer: $d_{\mathrm{Ge}} = d_{\mathrm{Gt}}$
4	Metalldichtungen mit ovalen oder kreisrunden Oberflächen, doppelte Berührung, siehe Bilder 3e, 3f in EN 1591-1:2001	Erste Näherung: $b_{\mathrm{Gi}} = \sqrt{12_{\mathrm{r2}} \cdot \cos\varphi_{\mathrm{G}} \cdot b_{\mathrm{Gt}} \cdot Q_{\mathrm{max,\,y}} / E_{\mathrm{G}}}$ Genauer: $b_{\mathrm{Gi}} = \sqrt{\dfrac{12_{\mathrm{r2}} \cdot \cos\varphi_{\mathrm{G}} \cdot F_{\mathrm{G}}}{\pi \cdot d_{\mathrm{Ge}} \cdot E_{\mathrm{G}}} + \left[\dfrac{F_{\mathrm{G}}}{\pi \cdot d_{\mathrm{Ge}} \cdot Q_{\mathrm{max,\,y}}}\right]^2}$ Immer: $d_{\mathrm{Ge}} = d_{\mathrm{Gt}}$

4.5 Parameter für Unterlegscheiben

Bei verschraubten Flanschverbindungen (BFC) werden zwischen die Muttern und Flansche in der Regel Unterlegscheiben eingelegt. Es wird hier nicht nur die axiale Wärmeausdehnung der Unterlegscheiben (siehe 5.2.2.3 und 5.2.2.4), sondern auch die axiale Elastizität dieser Bauteile berücksichtigt.

Unterlegscheiben sind einer Druckbeanspruchung (Pressung) ausgesetzt. Die axiale Verformung der Scheiben durch die Pressung wird in den aus den Verträglichkeitsbedingungen (Kompatibilitätsbedingungen) hergeleiteten Gleichungen zur Ermittlung der Verformung (siehe Anhang F) mit dem Term $\Delta e_{\mathrm{W}}{}^{\mathrm{M}}$ berücksichtigt.

$$\Delta e_{\mathrm{W}}{}^{\mathrm{M}} = -\Delta\left(\frac{X_{\mathrm{W}}}{E_{\mathrm{W}}} \cdot F_{\mathrm{B}}\right) \tag{45}$$

Dabei ist X_{W} der axiale Elastizitätsfaktor der Unterlegscheiben.

Für flache Unterlegscheiben ist der axiale Elastizitätsfaktor:

$$X_{\mathrm{W}} = \frac{4 \cdot e_{\mathrm{W}}}{n_{\mathrm{B}} \cdot \pi \cdot (d_{\mathrm{W2}}{}^2 - d_{\mathrm{W1}}{}^2)} \tag{46}$$

Für andere Arten von Unterlegscheiben muss der axiale Elastizitätsfaktor nach den Angaben des Herstellers bestimmt werden.

4.6 Berechnungs-Parameter für die Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss

4.6.1 Theoretische Maße der Dichtung im Kraft-Nebenschluss

Theoretischer Durchmesser der Dichtung im Kraft-Nebenschluss: d_{Mt}

$$d_{\mathrm{Mt}} = \frac{d_{\mathrm{M1}} + d_{\mathrm{M2}}}{2} \tag{47}$$

Theoretische Breite der Dichtung im Kraft-Nebenschluss: b_{Mt}

$$b_{\mathrm{Mt}} = \frac{d_{\mathrm{M2}} - d_{\mathrm{M1}}}{2} \tag{48}$$

(siehe Bild 1)

4.6.2 Effektive Maße der Dichtung im Kraft-Nebenschluss

4.6.2.1 Innendurchmesser der Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss

Der Innendurchmesser der Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss ist abhängig von der Flanschgeometrie und den Drehwinkeln der Flansche:

Bei Kraft-Nebenschluss-Anordnung mit Dichtung im Stützring gilt:

$$d_{\mathrm{M1e}} = d_{\mathrm{Ge}} + 2 \times \frac{e_{\mathrm{G}} - \Delta e_{\mathrm{FG}} - \Delta \tilde{e}_{\mathrm{FG}} - e_{\mathrm{M}}}{\Theta_{\mathrm{F}} + \tilde{\Theta}_{\mathrm{F}}} \tag{49}$$

Bei Kraft-Nebenschluss-Anordnung mit Dichtung in einer Nut gilt:

$$d_{\mathrm{M1e}} = d_{\mathrm{Ge}} + 2 \times \frac{\left(e_{\mathrm{G}} + e_{\mathrm{Ft}} + \tilde{e}_{\mathrm{Ft}}\right) - \left(\Delta e_{\mathrm{FG}} + \Delta\tilde{e}_{\mathrm{FG}} + e_{Fm} + \tilde{e}_{\mathrm{Fm}}\right)}{\Theta_{\mathrm{F}} + \tilde{\Theta}_{\mathrm{F}}} \tag{50}$$

e_{G} ist die Dicke der unter Pressung stehenden Dichtfläche.

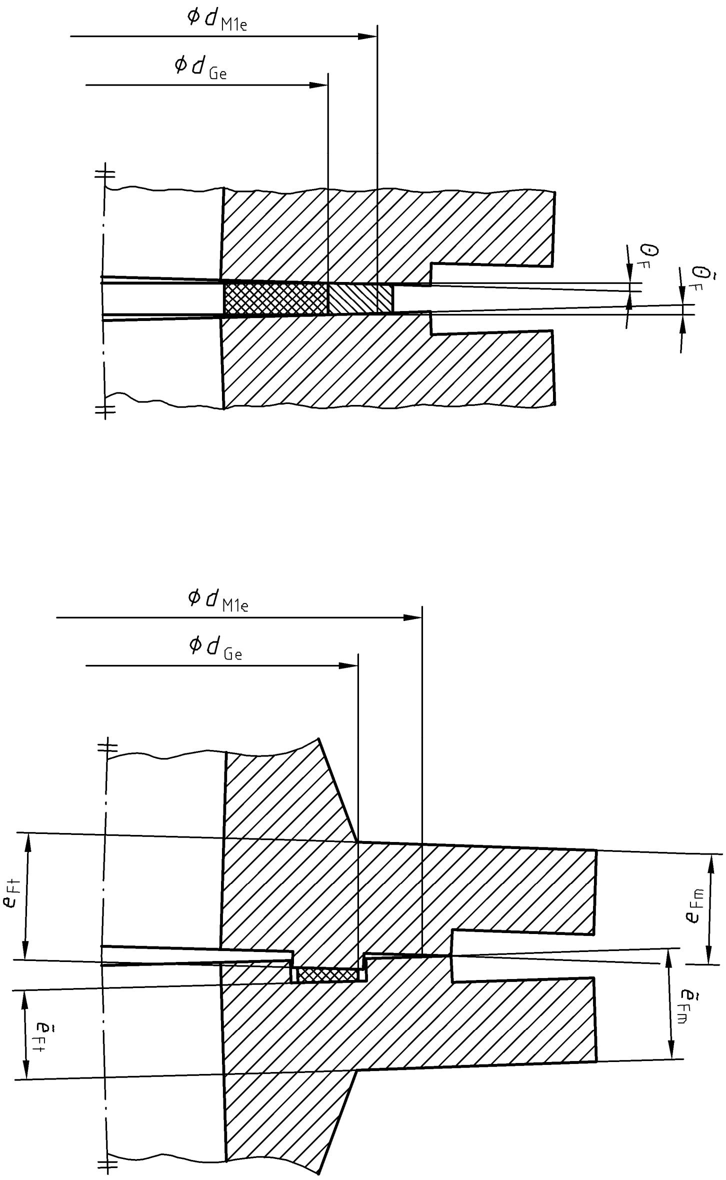


Bild 2 — Innendurchmesser der Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss

4.6.2.2 Effektiver Durchmesser der Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss

Der effektive Durchmesser der Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss d_{Me} ist der Durchmesser, in dem die Kraft im Nebenschluss auf die Dichtung wirkt.

$$d_{\mathrm{Me}} = \frac{3 d_{\mathrm{M2}}^{2} + 2 d_{\mathrm{M2}} \cdot d_{\mathrm{M1e}} + d_{\mathrm{M1e}}^{2}}{4 d_{\mathrm{M2}} + 2 d_{\mathrm{M1e}}} \tag{51}$$

4.6.3 Axialer Elastizitätsfaktor des Metall-Stützringes

$$X_{\mathrm{M}} = \frac{e_{\mathrm{M}}}{\pi \cdot b_{\mathrm{Me}} \cdot d_{\mathrm{Me}}} \tag{52}$$

4.7 Verhalten der Dichtung unter Pressung

Definition des Verhaltens der unter Pressung stehenden Dichtung:

Betrachtet wird die Dicke der unter Pressung stehenden Dichtung bei einem linearen Verlauf der Dichtungspressung (siehe Anhang A).

Wie bei $Q_{\mathrm{Gj-1}} \le Q_{\mathrm{G}} \le Q_{\mathrm{Gj}}$ ergibt sich die Dicke der unter Pressung stehenden Dichtung bei einer Dichtungspressung Q_{G} wie folgt:

$$e_{\mathrm{G}}(Q_{\mathrm{G}}) = e_{\mathrm{Gj-1}} + (Q_{\mathrm{G}} - Q_{\mathrm{Gj-1}}) \cdot \frac{(e_{\mathrm{Gj}} - e_{\mathrm{Gj-1}})}{(Q_{\mathrm{Gj}} - Q_{\mathrm{Gj-1}})} \tag{53}$$

4.8 Parameter für die örtliche Verformung

4.8.1 Allgemeines

Lokale Pressungen können an den Kontaktflächen zwischen den verschiedenen Bauteilen der Verbindung auftreten. Bei größeren lokalen Pressungen sind die im Gleichgewicht der Kräfte auftretenden axialen Verformungen zu berücksichtigen.

Nachstehend sind die Ausdrücke für die lokalen Pressungen an den verschiedenen Kontaktflächen der Verbindung angegeben.

(Siehe auch Anhang B).

4.8.2 Lokale Pressung an der Kontaktfläche zwischen Flansch und Dichtung

$$\Delta e_{\mathrm{FG}}^{\mathrm{M}} = -\Delta\left(\frac{X_{\mathrm{FG}}}{E_{\mathrm{F}}} \cdot F_{\mathrm{G}}\right) \tag{54}$$

mit: X_{FG}: Elastizitätsfaktor des Flansches im Bereich der lokalen Pressung:

$$X_{FG}=\begin{cases}\dfrac{\eta}{2\cdot\pi\cdot d_{Ge}}\cdot\ln\left(1+\dfrac{2\cdot e_{Ft}}{\eta\cdot b_{Ge}}\right) & \text{if } z_{1F}\ge e_{Ft} \text{ und } z_{2F}\ge e_{Ft}\\[2ex] \dfrac{\eta}{2\cdot\pi\cdot d_{Ge}}\cdot\ln\left(\dfrac{d_4-d_{Ge}}{b_{Ge}}\right)+\dfrac{\eta}{\pi\cdot d_4}\cdot\ln\left(\dfrac{-\dfrac{2\cdot e_{Ft}}{\eta^2}+\dfrac{d_{Ge}-b_{Ge}-d_4}{\eta}}{-\dfrac{2\cdot e_{Ft}}{\eta^2}+\dfrac{d_{Ge}-b_{Ge}+d_4}{\eta}}\cdot\dfrac{d_{Ge}}{d_{Ge}-d_4}\right) & \text{if } z_{1F}\ge e_{Ft} \text{ und } z_{2F}< e_{Ft}\\[2ex] \dfrac{\eta}{2\cdot\pi\cdot d_{Ge}}\cdot\ln\left(\dfrac{d_{Ge}-d_0}{b_{Ge}}\right)+\dfrac{\eta}{\pi\cdot d_0}\cdot\ln\left(\dfrac{\dfrac{2\cdot e_{Ft}}{\eta^2}+\dfrac{d_{Ge}+b_{Ge}-d_0}{\eta}}{\dfrac{2\cdot e_{Ft}}{\eta^2}+\dfrac{d_{Ge}+b_{Ge}+d_0}{\eta}}\cdot\dfrac{d_{Ge}}{d_{Ge}-d_0}\right) & \text{if } z_{1F}< e_{Ft} \text{ und } z_{2F}\ge e_{Ft}\\[2ex] \dfrac{\eta}{2\cdot\pi\cdot d_{Ge}}\cdot\ln\left(\dfrac{d_{Ge}-d_0}{b_{Ge}}\right)+\dfrac{\eta}{\pi\cdot d_0}\cdot\ln\left(\dfrac{d_4-d_0}{d_4+d_0}\cdot\dfrac{d_{Ge}}{d_{Ge}-d_0}\right)+\dfrac{4\cdot(e_{Ft}-z_{2F})}{\pi\cdot(d_4^2-d_0^2)} & \text{if } z_{1F}< e_{Ft},\ z_{2F}< e_{Ft} \text{ und } z_{1F}\le z_{2F}\\[2ex] \dfrac{\eta}{2\cdot\pi\cdot d_{Ge}}\cdot\ln\left(\dfrac{d_4-d_{Ge}}{b_{Ge}}\right)+\dfrac{\eta}{\pi\cdot d_4}\cdot\ln\left(\dfrac{d_0-d_4}{d_0+d_4}\cdot\dfrac{d_{Ge}}{d_{Ge}-d_4}\right)+\dfrac{4\cdot(e_{Ft}-z_{1F})}{\pi\cdot(d_4^2-d_0^2)} & \text{if } z_{1F}< e_{Ft},\ z_{2F}< e_{Ft} \text{ und } z_{2F}< z_{1F}\end{cases} \tag{55}$$

$$z_{1F}=\frac{d_{Ge}-b_{Ge}-d_0}{2}\cdot\eta \tag{56}$$

$$z_{2F}=\frac{d_4-d_{Ge}-b_{Ge}}{2}\cdot\eta \tag{57}$$

4.8.3 Lokale Pressung des Flansches an der Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss

$$\Delta e_{\mathrm{FM}}^{\mathrm{M}} = -\Delta\left(\frac{X_{\mathrm{FM}}}{E_{\mathrm{F}}} \cdot F_{\mathrm{M}}\right) \tag{58}$$

mit: X_{FM}: Elastizitätsfaktor des Flansches im Bereich der lokalen Pressung:

$$X_{\mathrm{FM}} = \begin{cases} \dfrac{\eta}{2 \cdot \pi \cdot d_{\mathrm{Me}}} \cdot \ln\left(1 + \dfrac{2 \cdot e_{\mathrm{Fm}}}{\eta \cdot b_{\mathrm{Me}}}\right) \\ \text{if } z_{1\mathrm{F}} \geq e_{\mathrm{Fm}} \text{ und } z_{2\mathrm{F}} \geq e_{\mathrm{Fm}} \\ \dfrac{\eta}{2 \cdot \pi \cdot d_{\mathrm{Me}}} \cdot \ln\left(\dfrac{d_4 - d_{\mathrm{Me}}}{b_{\mathrm{Me}}}\right) + \dfrac{\eta}{\pi \cdot d_4} \cdot \ln\left(\dfrac{-\dfrac{2 \cdot e_{\mathrm{Fm}}}{\eta^2} + \dfrac{d_{\mathrm{Me}} - b_{\mathrm{Me}} - d_4}{\eta}}{-\dfrac{2 \cdot e_{\mathrm{Fm}}}{\eta^2} + \dfrac{d_{\mathrm{Me}} - b_{\mathrm{Me}} + d_4}{\eta}} \cdot \dfrac{d_{\mathrm{Me}}}{d_{\mathrm{Me}} - d_4}\right) \\ \text{if } z_{1\mathrm{F}} \geq e_{\mathrm{Fm}} \text{ und } z_{2\mathrm{F}} < e_{\mathrm{Fm}} \\ \dfrac{\eta}{2 \cdot \pi \cdot d_{\mathrm{Me}}} \cdot \ln\left(\dfrac{d_{\mathrm{Me}} - d_0}{b_{\mathrm{Me}}}\right) + \dfrac{\eta}{\pi \cdot d_0} \cdot \ln\left(\dfrac{\dfrac{2 \cdot e_{\mathrm{Fm}}}{\eta^2} + \dfrac{d_{\mathrm{Me}} + b_{\mathrm{Me}} - d_0}{\eta}}{\dfrac{2 \cdot e_{\mathrm{Fm}}}{\eta^2} + \dfrac{d_{\mathrm{Me}} + b_{\mathrm{Me}} + d_0}{\eta}} \cdot \dfrac{d_{\mathrm{Me}}}{d_{\mathrm{Me}} - d_0}\right) \\ \text{if } z_{1\mathrm{F}} < e_{\mathrm{Fm}} \text{ und } z_{2\mathrm{F}} \geq e_{\mathrm{Fm}} \\ \dfrac{\eta}{2 \cdot \pi \cdot d_{\mathrm{Me}}} \cdot \ln\left(\dfrac{d_{\mathrm{Me}} - d_0}{b_{\mathrm{Me}}}\right) + \dfrac{\eta}{\pi \cdot d_0} \cdot \ln\left(\dfrac{d_4 - d_0}{d_4 + d_0} \cdot \dfrac{d_{\mathrm{Me}}}{d_{\mathrm{Me}} - d_0}\right) + \dfrac{4 \cdot (e_{\mathrm{Fm}} - z_{2\mathrm{F}})}{\pi \cdot (d_4^2 - d_0^2)} \\ \text{if } z_{1\mathrm{F}} < e_{\mathrm{Fm}},\ z_{2\mathrm{F}} < e_{\mathrm{Fm}} \text{ und } z_{1\mathrm{F}} \leq z_{2\mathrm{F}} \\ \dfrac{\eta}{2 \cdot \pi \cdot d_{\mathrm{Me}}} \cdot \ln\left(\dfrac{d_4 - d_{\mathrm{Me}}}{b_{\mathrm{Me}}}\right) + \dfrac{\eta}{\pi \cdot d_4} \cdot \ln\left(\dfrac{d_0 - d_4}{d_0 + d_4} \cdot \dfrac{d_{\mathrm{Me}}}{d_{\mathrm{Me}} - d_4}\right) + \dfrac{4 \cdot (e_{\mathrm{Fm}} - z_{1\mathrm{F}})}{\pi \cdot (d_4^2 - d_0^2)} \\ \text{if } z_{1\mathrm{F}} < e_{\mathrm{Fm}},\ z_{2\mathrm{F}} < e_{\mathrm{Fm}} \text{ und } z_{2\mathrm{F}} < z_{1\mathrm{F}} \end{cases} \tag{59}$$

$$z_{1\mathrm{F}} = \frac{d_{\mathrm{Me}} - b_{\mathrm{Me}} - d_0}{2} \cdot \eta \tag{60}$$

$$z_{2\mathrm{F}} = \frac{d_4 - d_{\mathrm{Me}} - b_{\mathrm{Me}}}{2} \cdot \eta \tag{61}$$

4.8.4 Lokale Pressung an der Kontaktfläche zwischen Bund und Losflansch

$$\Delta e_{\mathrm{FL}}^{\mathrm{M}} = -\Delta\left(\frac{X_{\mathrm{FL}}}{E_{\mathrm{F}}} \cdot F_{\mathrm{B}}\right) \tag{62}$$

mit: X_{FL}: Elastizitätsfaktor des Flansches im Bereich der lokalen Pressung:

$$X_{\mathrm{FL}} = \left\{\begin{array}{l}
\dfrac{\eta}{\pi \cdot (d_{7\,\min} + d_{7\,\max})} \cdot \ln\left(1 + \dfrac{4 \cdot e_{\mathrm{F}}}{\eta \cdot (d_{7\,\min} - d_{7\,\max})}\right) \\
\text{if } z_{1\mathrm{F}} \geq e_{\mathrm{F}} \text{ und } z_{2\mathrm{F}} \geq e_{\mathrm{F}} \\
\dfrac{\eta}{\pi \cdot (d_{7\,\min} + d_{7\,\max})} \cdot \ln\left(\dfrac{2 \cdot d_8 - (d_{7\,\min} + d_{7\,\max})}{d_{7\,\min} - d_{7\,\max}}\right) + \dfrac{\eta}{\pi \cdot d_8} \cdot \ln\left(\dfrac{-\dfrac{2 \cdot e_{\mathrm{F}}}{\eta^2} + \dfrac{d_{7\,\min} - d_8}{\eta}}{-\dfrac{2 \cdot e_{\mathrm{F}}}{\eta^2} + \dfrac{d_{7\,\min} + d_8}{\eta}} \cdot \dfrac{(d_{7\,\min} + d_{7\,\max})}{(d_{7\,\min} + d_{7\,\max}) - 2 \cdot d_8}\right) \\
\text{if } z_{1\mathrm{F}} \geq e_{\mathrm{F}} \text{ und } z_{2\mathrm{F}} < e_{\mathrm{F}} \\
\dfrac{\eta}{\pi \cdot (d_{7\,\min} + d_{7\,\max})} \cdot \ln\left(\dfrac{(d_{7\,\min} + d_{7\,\max}) - 2 \cdot d_0}{d_{7\,\min} - d_{7\,\max}}\right) + \dfrac{\eta}{\pi \cdot d_0} \cdot \ln\left(\dfrac{\dfrac{2 \cdot e_{\mathrm{F}}}{\eta^2} + \dfrac{d_{7\,\max} - d_0}{\eta}}{\dfrac{2 \cdot e_{\mathrm{F}}}{\eta^2} + \dfrac{d_{7\,\max} + d_0}{\eta}} \cdot \dfrac{(d_{7\,\min} + d_{7\,\max})}{(d_{7\,\min} + d_{7\,\max}) - 2 \cdot d_0}\right) \\
\text{if } z_{1\mathrm{F}} < e_{\mathrm{F}} \text{ und } z_{2\mathrm{F}} \geq e_{\mathrm{F}} \\
\dfrac{\eta}{\pi \cdot (d_{7\,\min} + d_{7\,\max})} \cdot \ln\left(\dfrac{(d_{7\,\min} + d_{7\,\max}) - 2 \cdot d_0}{d_{7\,\min} - d_{7\,\max}}\right) + \dfrac{\eta}{\pi \cdot d_0} \cdot \ln\left(\dfrac{d_8 - d_0}{d_8 + d_0} \cdot \dfrac{(d_{7\,\min} + d_{7\,\max})}{(d_{7\,\min} + d_{7\,\max}) - 2 \cdot d_0}\right) + \dfrac{4 \cdot (e_{\mathrm{F}} - z_{2\mathrm{F}})}{\pi \cdot (d_8^{\,2} - d_0^{\,2})} \\
\text{if } z_{1\mathrm{F}} < e_{\mathrm{F}},\ z_{2\mathrm{F}} < e_{\mathrm{F}} \text{ und } z_{1\mathrm{F}} \leq z_{2\mathrm{F}} \\
\dfrac{\eta}{\pi \cdot (d_{7\,\min} + d_{7\,\max})} \cdot \ln\left(\dfrac{2 \cdot d_8 - (d_{7\,\min} + d_{7\,\max})}{d_{7\,\min} - d_{7\,\max}}\right) + \dfrac{\eta}{\pi \cdot d_8} \cdot \ln\left(\dfrac{d_0 - d_8}{d_0 + d_8} \cdot \dfrac{(d_{7\,\min} + d_{7\,\max})}{(d_{7\,\min} + d_{7\,\max}) - 2 \cdot d_8}\right) + \dfrac{4 \cdot (e_{\mathrm{F}} - z_{1\mathrm{F}})}{\pi \cdot (d_8^{\,2} - d_0^{\,2})} \\
\text{if } z_{1\mathrm{F}} < e_{\mathrm{F}},\ z_{2\mathrm{F}} < e_{\mathrm{F}} \text{ und } z_{2\mathrm{F}} < z_{1\mathrm{F}}
\end{array}\right\} \tag{63}$$

$$z_{1\mathrm{F}} = \frac{d_{7\,\min} - d_0}{2} \cdot \eta \tag{64}$$

$$z_{2\mathrm{F}} = \frac{d_8 - d_{7\,\max}}{2} \cdot \eta \tag{65}$$

— Vornorm —

NormCD - Stand 2009-03

4.8.5 Lokale Pressung an der Kontaktfläche zwischen Losflansch und Bund

$$\Delta e_{\mathrm{LF}}^{\mathrm{M}} = -\Delta\left(\frac{X_{\mathrm{LF}}}{E_{\mathrm{L}}} \cdot F_{\mathrm{B}}\right) \tag{66}$$

mit: X_{LF}: Elastizitätsfaktor des Flansches im Bereich der lokalen Pressung:

$$X_{\mathrm{LF}} = \begin{cases} \dfrac{\eta}{\pi \cdot (d_{7\,\mathrm{min}} + d_{7\,\mathrm{max}})} \cdot \ln\left(1 + \dfrac{4 \cdot e_{\mathrm{L}}}{\eta \cdot (d_{7\,\mathrm{min}} - d_{7\,\mathrm{max}})}\right) \\ \text{if } z_{1\mathrm{L}} \geq e_{\mathrm{L}} \text{ und } z_{2\mathrm{L}} \geq e_{\mathrm{L}} \\ \dfrac{\eta}{\pi \cdot (d_{7\,\mathrm{min}} + d_{7\,\mathrm{max}})} \cdot \ln\left(\dfrac{2 \cdot d_4 - (d_{7\,\mathrm{min}} + d_{7\,\mathrm{max}})}{d_{7\,\mathrm{min}} - d_{7\,\mathrm{max}}}\right) + \dfrac{\eta}{\pi \cdot d_4} \cdot \ln\left(\dfrac{-\dfrac{2 \cdot e_{\mathrm{L}}}{\eta^2} + \dfrac{d_{7\,\mathrm{min}} - d_4}{\eta}}{-\dfrac{2 \cdot e_{\mathrm{L}}}{\eta^2} + \dfrac{d_{7\,\mathrm{min}} + d_4}{\eta}} \cdot \dfrac{(d_{7\,\mathrm{min}} + d_{7\,\mathrm{max}})}{(d_{7\,\mathrm{min}} + d_{7\,\mathrm{max}}) - 2 \cdot d_4}\right) \\ \text{if } z_{1\mathrm{L}} \geq e_{\mathrm{L}} \text{ und } z_{2\mathrm{L}} < e_{\mathrm{L}} \\ \dfrac{\eta}{\pi \cdot (d_{7\,\mathrm{min}} + d_{7\,\mathrm{max}})} \cdot \ln\left(\dfrac{(d_{7\,\mathrm{min}} + d_{7\,\mathrm{max}}) - 2 \cdot d_6}{d_{7\,\mathrm{min}} - d_{7\,\mathrm{max}}}\right) + \dfrac{\eta}{\pi \cdot d_6} \cdot \ln\left(\dfrac{\dfrac{2 \cdot e_{\mathrm{L}}}{\eta^2} + \dfrac{d_{7\,\mathrm{max}} - d_6}{\eta}}{\dfrac{2 \cdot e_{\mathrm{L}}}{\eta^2} + \dfrac{d_{7\,\mathrm{max}} + d_6}{\eta}} \cdot \dfrac{(d_{7\,\mathrm{min}} + d_{7\,\mathrm{max}})}{(d_{7\,\mathrm{min}} + d_{7\,\mathrm{max}}) - 2 \cdot d_6}\right) \\ \text{if } z_{1\mathrm{L}} < e_{\mathrm{L}} \text{ und } z_{2\mathrm{L}} \geq e_{\mathrm{L}} \\ \dfrac{\eta}{\pi \cdot (d_{7\,\mathrm{min}} + d_{7\,\mathrm{max}})} \cdot \ln\left(\dfrac{(d_{7\,\mathrm{min}} + d_{7\,\mathrm{max}}) - 2 \cdot d_6}{d_{7\,\mathrm{min}} - d_{7\,\mathrm{max}}}\right) + \dfrac{\eta}{\pi \cdot d_6} \cdot \ln\left(\dfrac{d_4 - d_6}{d_4 + d_6} \cdot \dfrac{(d_{7\,\mathrm{min}} + d_{7\,\mathrm{max}})}{(d_{7\,\mathrm{min}} + d_{7\,\mathrm{max}}) - 2 \cdot d_6}\right) + \dfrac{4 \cdot (e_{\mathrm{L}} - z_{2\mathrm{L}})}{\pi \cdot (d_4^2 - d_6^2)} \\ \text{if } z_{1\mathrm{L}} < e_{\mathrm{L}},\ z_{2\mathrm{L}} < e_{\mathrm{L}} \text{ und } z_{1\mathrm{L}} \leq z_{2\mathrm{L}} \\ \dfrac{\eta}{\pi \cdot (d_{7\,\mathrm{min}} + d_{7\,\mathrm{max}})} \cdot \ln\left(\dfrac{2 \cdot d_4 - (d_{7\,\mathrm{min}} + d_{7\,\mathrm{max}})}{d_{7\,\mathrm{min}} - d_{7\,\mathrm{max}}}\right) + \dfrac{\eta}{\pi \cdot d_4} \cdot \ln\left(\dfrac{d_6 - d_4}{d_6 + d_4} \cdot \dfrac{(d_{7\,\mathrm{min}} + d_{7\,\mathrm{max}})}{(d_{7\,\mathrm{min}} + d_{7\,\mathrm{max}}) - 2 \cdot d_4}\right) + \dfrac{4 \cdot (e_{\mathrm{L}} - z_{1\mathrm{L}})}{\pi \cdot (d_4^2 - d_6^2)} \\ \text{if } z_{1\mathrm{L}} < e_{\mathrm{L}},\ z_{2\mathrm{L}} < e_{\mathrm{L}} \text{ und } z_{2\mathrm{L}} \leq z_{1\mathrm{L}} \end{cases} \tag{67}$$

$$z_{1\mathrm{L}} = \frac{d_{7\,\mathrm{min}} - d_6}{2} \cdot \eta \tag{68}$$

$$z_{2\mathrm{L}} = \frac{d_4 - d_{7\,\mathrm{max}}}{2} \cdot \eta \tag{69}$$

4.8.6 Lokale Pressung an der Kontaktfläche zwischen Losflansch und Mutter

$$\Delta e_{\mathrm{LB}}^{\mathrm{M}} = -\,\Delta\left(\frac{X_{\mathrm{LB}}}{E_{\mathrm{L}}}\cdot F_{\mathrm{B}}\right) \tag{70}$$

mit: X_{LB}: Elastizitätsfaktor des Flansches im Bereich der lokalen Pressung:

$$X_{\mathrm{LB}} = \begin{cases} \dfrac{\eta}{n_B\cdot\pi\cdot d_5}\cdot\ln\left(\dfrac{\dfrac{2\cdot e_{\mathrm{L}}}{\eta^2}+\dfrac{d_{\mathrm{FBext}}-d_5}{\eta}}{\dfrac{2\cdot e_{\mathrm{L}}}{\eta^2}+\dfrac{d_{\mathrm{FBext}}+d_5}{\eta}}\cdot\dfrac{d_{\mathrm{FBext}}+d_5}{d_{\mathrm{FBext}}-d_5}\right) & z_{2\mathrm{L}} \ge e_{\mathrm{L}} \\[2ex] \dfrac{\eta}{n_{\mathrm{B}}\cdot\pi\cdot d_5}\cdot\ln\left(\dfrac{d_4-d_3-2\cdot d_{\mathrm{FBext}}}{d_4-d_3+d_5}\cdot\dfrac{d_{\mathrm{FBext}}+d_5}{d_{\mathrm{FBext}}-d_5}\right)+\dfrac{4\cdot\left(e_{\mathrm{L}}-\left(\dfrac{d_4-d_3-d_{\mathrm{FBext}}}{2}\right)\eta\right)}{n_B\cdot\pi\cdot((d_4-d_3)^2-d_5{}^2)} & z_{2\mathrm{L}} \ge e_{\mathrm{L}} \end{cases} \tag{71}$$

4.8.7 Lokale Pressung an der Kontaktfläche zwischen Flansch und Mutter

$$\Delta e_{\mathrm{FB}}^{\mathrm{M}} = -\,\Delta\left(\frac{X_{\mathrm{FB}}}{E_{\mathrm{F}}}\cdot F_{\mathrm{B}}\right) \tag{72}$$

mit: X_{FB}: Elastizitätsfaktor des Flansches im Bereich der lokalen Pressung:

$$X_{\mathrm{FB}} = \begin{cases} \dfrac{\eta}{n_B\cdot\pi\cdot d_5}\cdot\ln\left(\dfrac{\dfrac{2\cdot e_{\mathrm{Fb}}}{\eta^2}+\dfrac{d_{\mathrm{FBext}}-d_5}{\eta}}{\dfrac{2\cdot e_{\mathrm{Fb}}}{\eta^2}+\dfrac{d_{\mathrm{FBext}}+d_5}{\eta}}\cdot\dfrac{d_{\mathrm{FBext}}+d_5}{d_{\mathrm{FBext}}-d_5}\right) & z_{2\mathrm{F}} \ge e_{\mathrm{Fb}} \\[2ex] \dfrac{\eta}{n_{\mathrm{B}}\cdot\pi\cdot d_5}\cdot\ln\left(\dfrac{d_4-d_3-2\cdot d_{\mathrm{FBext}}}{d_4-d_3+d_5}\cdot\dfrac{d_{\mathrm{FBext}}+d_5}{d_{\mathrm{FBext}}-d_5}\right)+\dfrac{4\cdot\left(e_{\mathrm{Fb}}-\left(\dfrac{d_4-d_3-d_{\mathrm{FBext}}}{2}\right)\eta\right)}{n_B\cdot\pi\cdot((d_4-d_3)^2-d_5{}^2)} & z_{2\mathrm{F}} < e_{\mathrm{Fb}} \end{cases} \tag{73}$$

4.9 Relaxation der Dichtung

4.9.1 Allgemeines

Die Relaxation der Dichtung führt zu einer Abnahme der Dichtungsflächenpressung nach einer Erhöhung der auf die Dichtung einwirkenden (mechanischen und (oder) thermischen) Belastung.

Dies ist ein irreversibler Vorgang. Das heißt, eine Verminderung der auf die Dichtung aufgebrachten (mechanischen und (oder) thermischen) Belastung führt nicht zu einer Erhöhung der Flächenpressung.

Es wird von der Annahme ausgegangen, dass die Relaxation nach Belastung der Dichtung auftritt.

4.9.2 Betrachtung des Relaxationsvorganges

Die Relaxation der Dichtung wird nach jedem Lastzustand betrachtet. Das bedeutet, dass nach der Ermittlung der inneren Reaktionen, die einer bestimmten Belastungssituation entsprechen, eine zusätzliche Berechnung durchgeführt wird, um die inneren Reaktionen nach dem Relaxationsvorgang zu ermitteln (nur in dem Fall, in dem die Belastung auf die Dichtung (mechanisch oder thermisch) erhöht wird).

4.9.3 Relaxationsverhalten der Dichtung

Für die Darstellung des Relaxationsverhaltens des Dichtungswerkstoffes können verschiedene unter [1] beschriebene Modelle zu Grunde gelegt werden. Ein realistisches Modell nach Anhang C beschreibt die Spannungsrelaxation einer Dichtung mit viskoelastischem Verhalten.

Andere Modelle oder Prüfergebnisse können zweckmäßig sein, um das Relaxationsverhalten der Dichtung zu betrachten, die Pressung und (oder) erhöhter Temperatur ausgesetzt ist.

Auf diese Weise wird die Flächenpressung auf der Dichtung, ausgehend von einer vorgegebenen Ausgangsdichtungspressung, nach einer festgelegten Zeit bestimmt.

Dies führt zur Bestimmung der verbleibenden Flächenpressung (Restflächenpressung) nach der Relaxation.

Man erhält einen neuen Wert für die Wirkung der inneren Kräfte auf die Dichtung nach der Relaxation. Nachdem dieser Wert bestimmt ist, wird er in den Gleichgewichtsbedingungen zu Grunde gelegt, um die weiteren Kräfte und Verformungen in der Verbindung entsprechend anzupassen.

5 Innere Kräfte (in der Verbindung)

5.1 Allgemeines

Durch den Wert des Indikators „I“ werden verschiedene Lastzustände angegeben. Lastfall **I** = 0 ist der Montagezustand; höhere Werte (**I** = 1, 2 ...) gelten für verschiedene Prüf- und Betriebszustände. Die Anzahl der Lastzustände ist abhängig vom jeweiligen Anwendungsfall. Alle potentiell kritischen Lastzustände müssen berechnet werden.

5.2 Belastungen

5.2.1 Montagezustand (I = 0)

Der Mediendruck (innen oder außen) ist null: $P_0 = 0$.

Die äußeren Kräfte F_{A0} und M_{A0} ergeben zusammen eine resultierende Kraft F_{R0}, wie in Gleichung (75) angegeben (Lastfall **I** = 0).

Alle Temperaturen sind gleich dem einheitlichen Anfangswert T_0.

5.2.2 Folgezustände (I = 1, 2 ...)

5.2.2.1 Mediendruck

$$\left.\begin{array}{ll} \text{Innerer Mediendruck} & P_I > 0 \\ \text{Druckloser Zustand} & P_I = 0 \\ \text{Äußerer Mediendruck} & P_I < 0 \end{array}\right\} F_{QI} = (\pi/4) \times d_{Ge}{}^2 \cdot P_I \tag{74}$$

ANMERKUNG d_{Ge} ist der Angriffspunkt der Kräfte auf die Dichtung und nicht die Stelle, an der Dichtheit erreicht wird. Dies ist konservativ, die Belastung aus dem Mediendruck wird für große Dichtungsbreiten überschätzt.

5.2.2.2 Äußere Zusatzkräfte

Die äußeren Kräfte F_{AI} und M_{AI} ergeben zusammen eine resultierende Zusatzkraft F_{RI} wie folgt:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{Axiale Zugkraft} & F_{AI} > 0 \\ \text{Axiale Druckkraft} & F_{AI} < 0 \end{array}\right\} F_{RI} = F_{AI} \pm (4/d_{3e}) \cdot M_{AI} \tag{75}$$

In Gleichung (75) ist das Vorzeichen für die ungünstigere Bedingung zu wählen.

ANMERKUNG Wirken äußere Momente, kann die ungünstigste Bedingung schwer abschätzbar sein, da:

— auf der Verbindungsseite, auf der das Moment eine zusätzliche Zugkraft aufbringt (+ Vorzeichen in Gleichung (75)), die Belastungsgrenzen der Flansche oder Schrauben sowie die Mindest-Flächenpressung der Dichtung maßgebend sein können;

— auf der Verbindungsseite, auf der das Moment eine zusätzliche Druckkraft aufbringt (– Vorzeichen in Gleichung (75)), die Belastungsgrenze der Dichtung entscheidend sein kann.

Daher wird für die übliche Arbeitsweise empfohlen, systematisch jeweils 2 Lastzustände mit unterschiedlichen Kennzahlen I (einen für jedes Vorzeichen in Gleichung (75)) zu berücksichtigen, sobald ein äußeres Moment aufgebracht wird.

5.2.2.3 Temperaturbelastungen im Dichtungsquerschnitt

Die axiale thermische Dehnung im Dichtungsquerschnitt zwischen Lastfall I und Lastfall I + 1, die in der ersten Gleichgewichtsbedingung zu berücksichtigen ist, wird in nachstehender Gleichung behandelt.

$$\Delta U_{\mathrm{I}\to \mathrm{I}+1}{}^{\mathrm{i}} = \Delta U_{0\to \mathrm{I}+1}{}^{\mathrm{i}} - \Delta U_{0\to \mathrm{I}}{}^{\mathrm{i}} \tag{76}$$

Dabei ist

$$\begin{aligned}\Delta U_{0\to \mathrm{I}+1}{}^{\mathrm{i}} = {} & l_{\mathrm{B}}\cdot\alpha_{\mathrm{B}}\cdot\left(T_{\mathrm{BI}+1}-T_{\mathrm{B0}}\right)-e_{\mathrm{w}}\cdot\alpha_{w}\cdot\left(T_{\mathrm{WI}+1}-T_{\mathrm{W0}}\right)-e_{\mathrm{Lt}}\cdot\alpha_{\mathrm{L}}\cdot\left(T_{\mathrm{LI}+1}-T_{\mathrm{L0}}\right)-e_{\mathrm{Ft}}\cdot\alpha_{\mathrm{F}}\cdot\left(T_{\mathrm{FI}+1}-T_{\mathrm{F0}}\right)\\ & -e_{\mathrm{G}}\cdot\alpha_{\mathrm{G}}\cdot\left(T_{\mathrm{GI}+1}-T_{\mathrm{G0}}\right)-\tilde{e}_{\mathrm{Ft}}\cdot\tilde{\alpha}_{\mathrm{F}}\cdot\left(\tilde{T}_{\mathrm{F}+1}-\tilde{T}_{\mathrm{F0}}\right)-\tilde{e}_{\mathrm{Lt}}\cdot\tilde{\alpha}_{\mathrm{L}}\cdot\left(\tilde{T}_{\mathrm{LI}+1}-\tilde{T}_{\mathrm{L0}}\right)\\ & -\tilde{e}_{\mathrm{W}}\cdot\tilde{\alpha}_{\mathrm{W}}\cdot\left(\tilde{T}_{\mathrm{WI}+1}-\tilde{T}_{\mathrm{W0}}\right)\end{aligned} \tag{77}$$

und

$$\begin{aligned}\Delta U_{0\to \mathrm{I}}{}^{\mathrm{i}} = {} & l_{\mathrm{B}}\cdot\alpha_{\mathrm{B}}\cdot\left(T_{\mathrm{BI}}-T_{\mathrm{B0}}\right)-e_{\mathrm{w}}\cdot\alpha_{w}\cdot\left(T_{\mathrm{WI}}-T_{\mathrm{W0}}\right)-e_{\mathrm{Lt}}\cdot\alpha_{\mathrm{L}}\cdot\left(T_{\mathrm{LI}}-T_{\mathrm{L0}}\right)-e_{\mathrm{Ft}}\cdot\alpha_{\mathrm{F}}\cdot\left(T_{\mathrm{FI}}-T_{\mathrm{F0}}\right)\\ & -e_{\mathrm{G}}\cdot\alpha_{\mathrm{G}}\cdot\left(T_{\mathrm{GI}}-T_{\mathrm{G0}}\right)-\tilde{e}_{\mathrm{Ft}}\cdot\tilde{\alpha}_{\mathrm{F}}\cdot\left(\tilde{T}_{\mathrm{FI}}-\tilde{T}_{\mathrm{F0}}\right)-\tilde{e}_{\mathrm{Lt}}\cdot\tilde{\alpha}_{\mathrm{L}}\cdot\left(\tilde{T}_{\mathrm{LI}}-\tilde{T}_{\mathrm{L0}}\right)\\ & -\tilde{e}_{\mathrm{W}}\cdot\tilde{\alpha}_{\mathrm{W}}\cdot\left(\tilde{T}_{\mathrm{WI}}-\tilde{T}_{\mathrm{W0}}\right)\end{aligned} \tag{78}$$

mit

$$\tilde{e}_{\mathrm{Ft}}+e_{\mathrm{Ft}}+e_{\mathrm{Lt}}+\tilde{e}_{\mathrm{Lt}}+e_{\mathrm{G}}+e_{\mathrm{W}}+\tilde{e}_{\mathrm{W}}=l_{\mathrm{B}}$$

5.2.2.4 Temperaturbelastungen der Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss

Die axiale thermische Dehnung der Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss zwischen Lastfall I und Lastfall I + 1, die in der zweiten Gleichgewichtsbedingung zu berücksichtigen ist, wird in nachstehender Gleichung behandelt.

$$\Delta U_{\mathrm{I}\to \mathrm{I}+1}{}^{\mathrm{ii}} = \Delta U_{0\to \mathrm{I}+1}{}^{\mathrm{ii}} - \Delta U_{0\to \mathrm{I}}{}^{\mathrm{ii}} \tag{79}$$

Dabei ist

$$\begin{aligned}\Delta U_{0\to \mathrm{I}+1}{}^{\mathrm{ii}} = {} & e_{\mathrm{G}}\cdot\alpha_{\mathrm{G}}\left(T_{\mathrm{GI}+1}-T_{\mathrm{G0}}\right)+e_{\mathrm{Ft}}\cdot\alpha_{\mathrm{F}}\cdot\left(T_{\mathrm{FI}+1}-T_{\mathrm{F0}}\right)+\tilde{e}_{\mathrm{Ft}}\cdot\tilde{\alpha}_{\mathrm{F}}\cdot\left(\tilde{T}_{\mathrm{FI}+1}-\tilde{T}_{\mathrm{F0}}\right)\\ & -e_{\mathrm{M}}\cdot\alpha_{\mathrm{M}}\cdot\left(T_{\mathrm{MI}+1}-T_{\mathrm{M0}}\right)-e_{\mathrm{Fm}}\cdot\alpha_{\mathrm{F}}\cdot\left(T_{\mathrm{FI}+1}-T_{\mathrm{F0}}\right)-\tilde{e}_{\mathrm{Fm}}\cdot\tilde{\alpha}_{\mathrm{F}}\cdot\left(\tilde{T}_{\mathrm{FI}+1}-\tilde{T}_{\mathrm{F0}}\right)\end{aligned} \tag{80}$$

und

$$\Delta U_{0\to \mathrm{I}}{}^{\mathrm{ii}} = e_{\mathrm{G}} \cdot \alpha_{G} \cdot (T_{\mathrm{GI}} - T_{\mathrm{G0}}) + e_{\mathrm{Ft}} \cdot \alpha_{\mathrm{F}} \cdot (T_{\mathrm{FI}} - T_{\mathrm{F0}}) + \widetilde{e}_{\mathrm{Ft}} \cdot \widetilde{\alpha}_{\mathrm{F}} \cdot (\widetilde{T}_{\mathrm{FI}} - \widetilde{T}_{\mathrm{F0}}) - e_{\mathrm{M}} \cdot \alpha_{\mathrm{M}} \cdot (T_{\mathrm{MI}} - T_{\mathrm{M0}}) - e_{\mathrm{Fm}} \cdot \alpha_{\mathrm{F}} \cdot (T_{\mathrm{FI}} - T_{\mathrm{F0}}) - \widetilde{e}_{\mathrm{Fm}} \cdot \widetilde{\alpha}_{\mathrm{F}} \cdot (\widetilde{T}_{\mathrm{FI}} - \widetilde{T}_{\mathrm{F0}}) \quad (81)$$

5.3 Nachgiebigkeit der Verbindung

5.3.1 Erste Gleichgewichtsbedingung

Die erste Gruppe von Termen, bezogen auf die Nachgiebigkeit, die der ersten Gleichgewichtsbedingung (genauere Angaben, siehe Anhang F) entspricht, ist wie folgt festgelegt: Die Gleichgewichtsbedingung wird aus dem Gleichgewicht der Kräfte und der aus der ersten Verträglichkeitsbedingung hergeleiteten Gleichung zur Berücksichtigung der Verformung ermittelt:

$$\Delta\left(Y_{\mathrm{G}}^{\mathrm{i}} \cdot F_{\mathrm{G}}\right) + \Delta\left(Y_{\mathrm{M}}^{\mathrm{i}} \cdot F_{\mathrm{M}}\right) + \Delta\left(Y_{\mathrm{Q}}^{\mathrm{i}} \cdot F_{\mathrm{Q}}\right) + \Delta\left(Y_{\mathrm{R}}^{\mathrm{i}} \cdot F_{\mathrm{R}}\right) + \Delta U^{\mathrm{i}} = 0 \quad (82)$$

mit

$$Y_{\mathrm{G}}^{\mathrm{i}} = W + \frac{Z_{\mathrm{F}} \cdot h_{\mathrm{G}}{}^{2} + X_{\mathrm{FG}}}{E_{\mathrm{F}}} + \frac{X_{\mathrm{G}}}{E_{\mathrm{G}}} + \frac{\widetilde{Z}_{\mathrm{F}} \cdot \widetilde{h}_{\mathrm{G}}{}^{2} + \widetilde{X}_{\mathrm{FG}}}{\widetilde{E}_{\mathrm{F}}} \quad (83)$$

$$Y_{\mathrm{M}}^{\mathrm{i}} = W + \frac{Z_{\mathrm{F}} \cdot h_{\mathrm{G}} \cdot h_{\mathrm{M}}}{E_{\mathrm{F}}} + \frac{\widetilde{Z}_{\mathrm{F}} \cdot \widetilde{h}_{\mathrm{G}} + \widetilde{h}_{\mathrm{M}}}{\widetilde{E}_{\mathrm{F}}} \quad (84)$$

$$Y_{\mathrm{Q}}^{\mathrm{i}} = W + \frac{Z_{\mathrm{F}} \cdot h_{\mathrm{G}} \cdot \left(h_{\mathrm{H}} + h_{\mathrm{Q}} - h_{\mathrm{P}}\right)}{E_{\mathrm{F}}} + \frac{\widetilde{Z}_{\mathrm{F}} \cdot \widetilde{h}_{\mathrm{G}} \cdot \left(\widetilde{h}_{\mathrm{H}} + \widetilde{h}_{\mathrm{Q}} - \widetilde{h}_{\mathrm{P}}\right)}{\widetilde{E}_{\mathrm{F}}} \quad (85)$$

$$Y_{\mathrm{R}}^{\mathrm{i}} = W + \frac{Z_{\mathrm{F}} \cdot h_{\mathrm{G}} \cdot \left(h_{\mathrm{H}} + h_{\mathrm{R}}\right)}{E_{\mathrm{F}}} + \frac{\widetilde{Z}_{\mathrm{F}} \cdot \widetilde{h}_{\mathrm{G}} \cdot \left(\widetilde{h}_{\mathrm{H}} + \widetilde{h}_{\mathrm{R}}\right)}{\widetilde{E}_{\mathrm{F}}} \quad (86)$$

$$W = \frac{X_{\mathrm{B}}}{E_{\mathrm{B}}} + \frac{X_{\mathrm{W}}}{E_{\mathrm{W}}} + \frac{\widetilde{X}_{\mathrm{W}}}{\widetilde{E}_{\mathrm{W}}} + \frac{X_{\mathrm{LB}} + Z_{\mathrm{L}} \cdot h_{\mathrm{L}}{}^{2} + X_{\mathrm{LF}}}{E_{\mathrm{L}}} + \frac{\widetilde{X}_{\mathrm{LB}} + \widetilde{Z}_{\mathrm{L}} \cdot \widetilde{h}_{\mathrm{L}}{}^{2} + \widetilde{X}_{\mathrm{LF}}}{\widetilde{E}_{\mathrm{L}}} + \frac{X_{\mathrm{FL}}}{E_{\mathrm{F}}} + \frac{\widetilde{X}_{\mathrm{FL}}}{\widetilde{E}_{\mathrm{F}}} \quad (87)$$

ΔU^{i}: nach 5.2.2.3.

5.3.2 Zweite Gleichgewichtsbedingung

Die zweite Gleichgewichtsbedingung wird aus dem Gleichgewicht der Kräfte und der aus der zweiten Verträglichkeitsbedingung hergeleiteten Gleichung zur Berücksichtigung der Verformung ermittelt:

$$\Delta\left(Y_{\mathrm{G}}^{\mathrm{ii}} \cdot F_{\mathrm{G}}\right) + \Delta\left(Y_{\mathrm{M}}^{\mathrm{ii}} \cdot F_{\mathrm{M}}\right) + \Delta\left(Y_{\mathrm{Q}}^{\mathrm{ii}} \cdot F_{\mathrm{Q}}\right) + \Delta\left(Y_{\mathrm{R}}^{\mathrm{ii}} \cdot F_{\mathrm{R}}\right) + \Delta U^{\mathrm{ii}} = 0 \quad (88)$$

mit

$$Y_{\mathrm{G}}^{\mathrm{ii}} = -\left(\frac{Z_{\mathrm{F}} \cdot h_{\mathrm{G}} \cdot h_{\mathrm{D}} + X_{\mathrm{FG}}}{E_{\mathrm{F}}} + \frac{X_{\mathrm{G}}}{E_{\mathrm{G}}} + \frac{\widetilde{Z}_{\mathrm{F}} \cdot \widetilde{h}_{\mathrm{G}} \cdot \widetilde{h}_{\mathrm{D}} + \widetilde{X}_{\mathrm{FG}}}{\widetilde{E}_{\mathrm{F}}}\right) \quad (89)$$

$$Y_{\mathrm{M}}^{\mathrm{ii}} = \left(\frac{X_{\mathrm{FM}} - Z_{\mathrm{F}} \cdot h_{\mathrm{M}} \cdot h_{\mathrm{D}}}{E_{\mathrm{F}}} + \frac{X_{\mathrm{M}}}{E_{\mathrm{M}}} + \frac{\widetilde{X}_{\mathrm{FM}} - \widetilde{Z}_{\mathrm{F}} \cdot \widetilde{h}_{\mathrm{M}} \cdot \widetilde{h}_{\mathrm{D}}}{\widetilde{E}_{\mathrm{F}}}\right) \quad (90)$$

$$Y_{\mathrm{Q}}^{\mathrm{ii}} = -\left(\frac{Z_{\mathrm{F}} \cdot \left(h_{\mathrm{H}} + h_{\mathrm{Q}} - h_{\mathrm{P}}\right) \cdot h_{\mathrm{D}}}{E_{\mathrm{F}}} + \frac{\widetilde{Z}_{\mathrm{F}} \cdot \left(\widetilde{h}_{\mathrm{H}} + \widetilde{h}_{\mathrm{Q}} - \widetilde{h}_{\mathrm{P}}\right) \cdot \widetilde{h}_{\mathrm{D}}}{\widetilde{E}_{\mathrm{F}}}\right) \quad (91)$$

$$Y_{\mathrm{R}}^{\mathrm{ii}} = -\left(\frac{Z_{\mathrm{F}} \cdot \left(h_{\mathrm{H}} + h_{\mathrm{R}}\right) \cdot h_{\mathrm{D}}}{E_{\mathrm{F}}} + \frac{\widetilde{Z}_{\mathrm{F}} \cdot \left(\widetilde{h}_{\mathrm{H}} + \widetilde{h}_{\mathrm{R}}\right) \cdot \widetilde{h}_{\mathrm{D}}}{\widetilde{E}_{\mathrm{F}}} \right) \tag{92}$$

ΔU^{ii}: nach 5.2.2.4.

5.4 Ermittlung der Mindestkräfte für die Dichtung

5.4.1 Montagezustand (I = 0)

Mindest-Dichtungskraft:

$$F_{\mathrm{G0\,min}} = A_{\mathrm{Ge}} \times Q_{\mathrm{min}} \tag{93}$$

Der nach 5.6.3 erhaltene F_{G0}-Wert muss höher sein als $F_{\mathrm{G0\,min}}$. Anderenfalls muss die Zusatzkraft über dem Wert F_{BMMC} angeglichen werden, um sicherzustellen, dass F_{G0} höher ist als $F_{\mathrm{G0\,min}}$ nach dem zusätzlichen Anziehen über den Wert F_{BMMC} hinaus.

5.4.2 Folgezustände (I = 1, 2 ...)

Für jeden Lastfall I muss der nachfolgende Zustand nachgewiesen werden:

$$A_{\mathrm{Ge}} \times Q_{\mathrm{I}} \leq F_{\mathrm{GI}} \tag{94}$$

Dabei ist Q_{I} die erforderliche Flächenpressung auf die Dichtung, um die geforderte Leckagerate für den Lastfall I bei Innendruck P_{I} und Temperatur T_{I} und der zuvor auf die Dichtung aufgebrachten maximalen Flächenpressung sicherzustellen.

Wird diese Bedingung nicht erfüllt, muss die über dem Wert F_{BMMC} aufgebrachte zusätzliche Anzugskraft so angepasst werden, dass dieser Zustand erreicht wird.

5.5 Feststellung des Kraft-Nebenschlusses im Montagezustand (I = 0)

5.5.1 Allgemeines

Prinzip:

Zuerst ist der Bereich [$Q_{\mathrm{Gj-1}}$; Q_{Gj}] der Werte für die Flächenpressung auf die Dichtung festzustellen, in dem der Kraft-Nebenschluss erreicht wird, danach die auf die Dichtung aufzubringende Kraft F_{GMMC}, um den Kraft-Nebenschluss durch „sukzessive Annäherung“ zu erreichen.

Danach wird die zum Erreichen des Kraft-Nebenschlusses erforderliche Schraubenkraft F_{BMMC} abgeleitet.

5.5.2 Ermittlung des Bereiches der Flächenpressung auf die Dichtung, in dem im Montagezustand (I = 0) der Kraft-Nebenschluss erreicht wird

Aus einem der in 4.7 und Anhang A festgelegten n Kräftepaare wird eine Flächenpressung Q_{Gj} gewählt, und es wird festgestellt, ob der Kraft-Nebenschluss bei dieser Flächenpressung erreicht wird.

Wird der Kraft-Nebenschluss (MMC) erreicht, bedeutet dies, dass er in einem Bereich [$Q_{\mathrm{Gk-1}}$; Q_{Gk}] mit $k \leq j$ entsteht.

Wird kein Kraft-Nebenschluss erreicht, wird der Berechnungsvorgang mit einer höheren Flächenpressung so lange wiederholt, bis der MMC-Bereich gefunden ist (siehe nachstehendes Bild 3).

Zuerst wird die zur Erreichung der Flächenpressung Q_{Gj} auf die Dichtung aufzubringende Kraft F_{G} ermittelt.

Eine erste Näherung unter Berücksichtigung der theoretischen Maße der Dichtung wird durchgeführt:

$$F_{\mathrm{G}} = Q_{\mathrm{Gj}} \cdot A_{\mathrm{Gt}} \tag{95}$$

Aus dieser Dichtungskraft werden die effektiven Dichtungsmaße (b_{Ge}, d_{Ge}, A_{Ge}) nach den in 4.4.3 beschriebenen Gleichungen mit $F_{\mathrm{G0}} = F_{\mathrm{G}}$ bestimmt.

Nachdem A_{Ge} bestimmt ist, erhält man einen neuen Wert für F_{G}:

$$F_{\mathrm{G}} = Q_{\mathrm{Gj}} \cdot A_{\mathrm{Ge}} \tag{96}$$

Die Berechnung wird durch Iteration fortgeführt, bis der Wert F_{G} innerhalb der geforderten Genauigkeit konstant ist.

Nachdem F_{G} und h_{G} bestimmt sind, werden die Drehwinkel der Flansche ermittelt:

$$\Theta_{\mathrm{F}} = \frac{Z_{\mathrm{F}}}{E_{\mathrm{F}}} \cdot \left(F_{\mathrm{G}} \cdot h_{\mathrm{G}} + F_{\mathrm{R}} \cdot \left(h_{\mathrm{H}} + h_{\mathrm{R}}\right)\right) \tag{97}$$

$$\widetilde{\Theta}_{\mathrm{F}} = \frac{\widetilde{Z}_{\mathrm{F}}}{\widetilde{E}_{\mathrm{F}}} \cdot \left(F_{\mathrm{G}} \cdot h_{\mathrm{G}} + F_{\mathrm{R}} \cdot \left(\widetilde{h}_{\mathrm{H}} + \widetilde{h}_{\mathrm{R}}\right)\right) \tag{98}$$

$$\Theta_{\mathrm{L}} = \frac{Z_{\mathrm{L}}}{E_{\mathrm{L}}} \cdot \left(F_{\mathrm{B}} \cdot h_{\mathrm{L}}\right) \tag{99}$$

$$\widetilde{\Theta}_{\mathrm{L}} = \frac{\widetilde{Z}_{\mathrm{L}}}{\widetilde{E}_{\mathrm{L}}} \cdot \left(F_{\mathrm{B}} \cdot \widetilde{h}_{\mathrm{L}}\right) \tag{100}$$

Den potentiellen Innendurchmesser des MMC erhält man mit dem in 4.6.2.1 angegebenen Ausdruck.

In diesem Stadium müssen d_{M1e} und d_{M2} verglichen werden.

Das bedeutet, wenn $d_{\mathrm{M1e}} > d_{\mathrm{M2}}$, muss die gesamte, hier in 5.5.2 beschriebene Berechnung mit einer höheren Flächenpressung wiederholt werden.

Danach wird der Bereich [$Q_{\mathrm{Gj-1}}$; Q_{Gj}] bestimmt, in dem der Kraft-Nebenschluss erreicht wird. Dieser Bereich wird festgelegt als [Q_{GMMCinf} ; Q_{GMMCsup}].

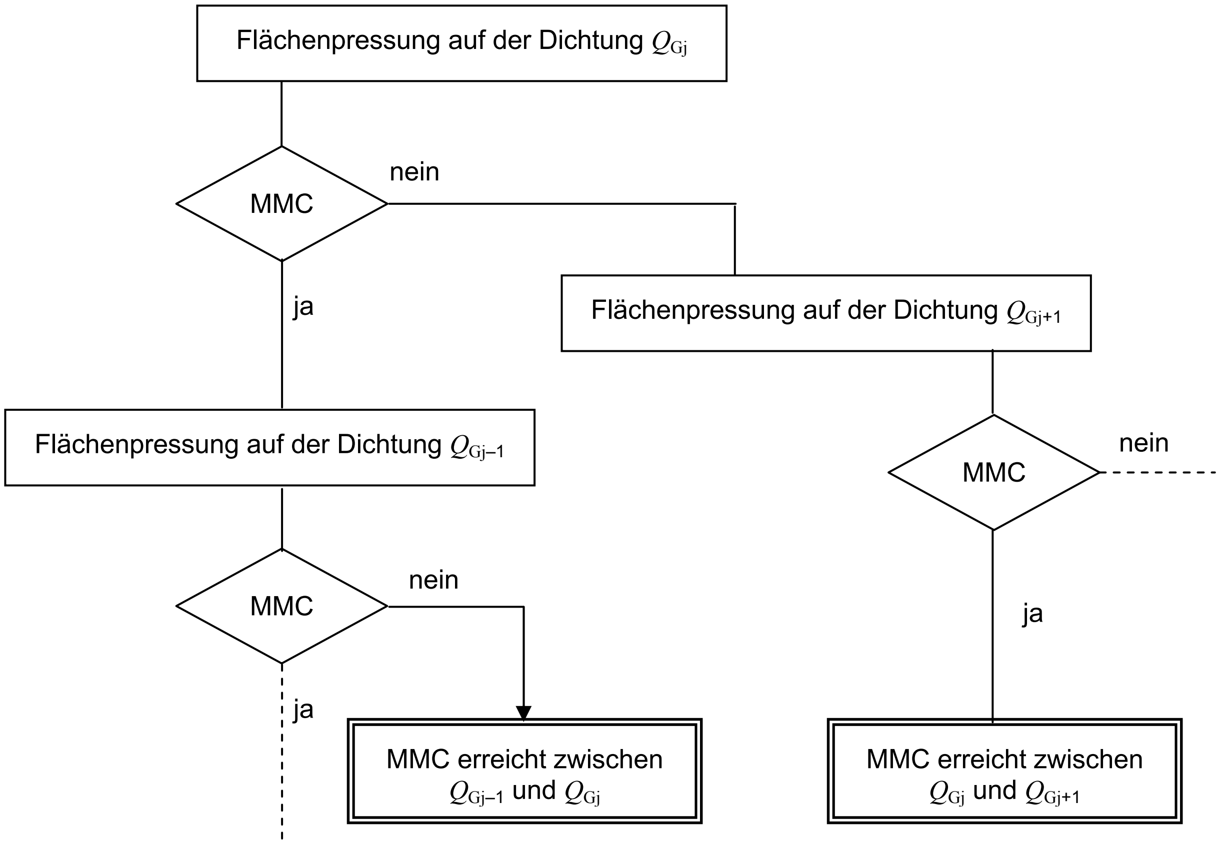


Bild 3 — Ermittlung des Bereiches der Flächenpressung auf der Dichtung, in dem der Kraft-Nebenschluss erreicht wird

5.5.3 Ermittlung der auf die Dichtung aufzubringenden Kraft, um den Kraft-Nebenschluss (MMC) zu erreichen

Die Berechnung erfolgt hier mittels Konvergenz (ähnlich wie Dichotomie) zur Bestimmung von F_{GMMC}, wobei die entsprechende Flächenpressung Q_G zu [Q_{GMMCinf} ; Q_{GMMCsup}] gehört und hier gilt $d_{\text{M1e}} = d_{\text{M2}}$.

Im Bereich [Q_{GMMCinf} ; Q_{GMMCsup}] wurde das Dichtungsverhalten unter Pressung linear bestimmt (siehe 4.7).

Die Berechnung wird ausgehend von F_{GMMC} wie folgt durchgeführt:

$$F_{\text{GMMC}} = \frac{Q_{\text{GMMC}} + Q_{\text{GMMC inf}}}{2} \cdot A_{\text{Ge}} \tag{101}$$

Die dieser Kraft entsprechende Dichtungsdicke wird nach der Gleichung in 4.7 ermittelt.

Danach wird der Drehwinkel der Flansche nach den Gleichungen (97) bis (100) bestimmt.

So erhält man den potentiellen Innendurchmesser der Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss durch den in 4.6.2.1 angegebenen Ausdruck:

Danach ist d_{M1e} mit d_{M2} zu vergleichen.

Die auf die Dichtung aufzubringende Kraft, um den Kraft-Nebenschluss zu erreichen: F_{GMMC} ($d_{\text{M1e}} = d_{\text{M2}}$) wird mittels Konvergenz bestimmt, und die entsprechende Schraubenanzugskraft ist F_{BMMC}.

ANMERKUNG In 5.5.2 und 5.5.3 wird die Stauchkurve (d. h. die Änderung der Dichtungsdicke in Abhängigkeit von der Flächenpressung) der jeweiligen Verbindung als bekannt vorausgesetzt. Ist dies jedoch nicht der Fall, dürfen zur Bestimmung von F_{GMMC} andere Dichtungsdaten herangezogen werden, z. B. die experimentell ermittelte Dichtungspressung, bei der der Kraft-Nebenschluss entsteht. In diesem Fall sollte überprüft werden, ob die Drehwinkel der Flansche hinreichend klein sind.

5.6 Ermittlung der erforderlichen Schraubenanziehkraft im Montagezustand (I = 0), um den Kraft-Nebenschluss im Betriebszustand aufrechtzuerhalten und die Dichtheitskriterien zu erfüllen

5.6.1 Allgemeines

Es dürfen unterschiedliche Werte für das erste Anziehen der Schrauben F_{B0} zwischen F_{BMMC} und $F_{\text{B0 max}}$ betrachtet werden. $F_{\text{B0 max}}$ ist die maximal zulässige Schraubenkraft im Montagezustand.

Der erste zu betrachtende Wert für die Schraubenkraft F_{B0} ist $F_{\text{B0 max}}$. Ausgehend von dieser Anfangs-Schraubenkraft werden die inneren Kräfte aller nachfolgenden Lastzustände errechnet. Es muss überprüft werden, ob der Kraft-Nebenschluss aufrechterhalten bleibt und die Dichtheitskriterien für alle Folgezustände erfüllt sind.

Bei Bestätigung der Bedingungen, bezogen auf MMC und Dichtheit, darf innerhalb des Bereiches [F_{BMMC}; $F_{\text{B0 max}}$] eine kleinere Schraubenkraft gewählt und die Berechnung wiederholt werden. Die erforderliche Mindest-Schraubenkraft $F_{\text{B0 req}}$, die zur Beibehaltung des Kraft-Nebenschlusses und zur Sicherstellung der erforderlichen Leckrate für alle Lastzustände errechnet wurde, kann ermittelt werden.

Falls keine entsprechende Schraubenkraft ermittelt werden kann, muss die Auslegung der verschraubten Flanschverbindung geändert werden.

5.6.2 Ermittlung der maximal zulässigen Schraubenkraft im Montagezustand (I = 0)

Die maximal zulässige Schraubenkraft im Montagezustand ist die Schraubenkraft, bei der der maximale Auslastungsgrad der Schrauben erreicht ist (siehe Gleichung (121) in 6.4).

5.6.3 Ermittlung der Reaktionskräfte F_{G0} und F_{M0} nach dem Aufbringen einer zusätzlichen Schraubenkraft oberhalb des Wertes F_{BMMC}

5.6.3.1 Allgemeines

$$F_{\text{G0}} = \frac{1}{Y_{\text{G0}}^{\text{ii}} - Y_{\text{M0}}^{\text{ii}}} \cdot \begin{pmatrix} Y_{\text{GMMC}}^{\text{ii}} \cdot F_{\text{GMMC}} + Y_{\text{M0}}^{\text{ii}} \cdot \left(F_{\text{BMMC}} - F_{\text{B0}} + F_{\text{R0}} - F_{\text{RMMC}} - F_{\text{GMMC}}\right) \\ - Y_{\text{R0}}^{\text{ii}} \cdot F_{\text{R0}} + Y_{\text{RMMC}}^{\text{ii}} \cdot F_{\text{RMMC}} \end{pmatrix} \tag{102}$$

$$F_{\text{M0}} = \frac{1}{Y_{\text{M0}}^{\text{ii}} - Y_{\text{G0}}^{\text{ii}}} \cdot \begin{pmatrix} Y_{\text{GMMC}}^{\text{ii}} \cdot F_{\text{GMMC}} + Y_{\text{G0}}^{\text{ii}} \cdot \left(F_{\text{BMMC}} - F_{\text{B0}} + F_{\text{R0}} - F_{\text{RMMC}} - F_{\text{GMMC}}\right) \\ - Y_{\text{R0}}^{\text{ii}} \cdot F_{\text{R0}} + Y_{\text{RMMC}}^{\text{ii}} \cdot F_{\text{RMMC}} \end{pmatrix} \tag{103}$$

ANMERKUNG In den meisten Fällen gilt $F_{\text{R0}} = F_{\text{RMMC}}$.

Es müssen mehrere Werte für F_{B0} betrachtet werden. Der erste Wert ist $F_{\text{B0}} = F_{\text{B0 max}}$ (siehe oben).

5.6.3.2 Erste Berechnung

Eine erste Berechnung wird unter Berücksichtigung der in 5.5 erhaltenen Ergebnisse durchgeführt.

Der effektive Durchmesser der Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss, d_{Me}, ergibt sich mit Gleichung (51), in der der d_{M1e}-Wert dem nach 5.5.3 erhaltenen Wert entspricht.

Der Hebelarm entsprechend der MMC-Reaktionskraft h_M: nach Gleichung (16) oder (19).

d_{Ge} wird in 5.5.2 bestimmt.

h_G und X_G werden aus diesem Wert für d_{Ge} hergeleitet.

X_{FG} und X_{FM} werden nach 4.8.2 und 4.8.3 bestimmt.

Die Werte für die erste Gruppe der auf die Nachgiebigkeit bezogenen Terme Y_{M0}^{ii}, Y_{G0}^{ii}, Y_{R0}^{ii} werden dann nach den Gleichungen in 5.3.2 ermittelt.

Eine erste Berechnung von F_{G0} und F_{M0} wird dann nach den vorstehenden Gleichungen (102) und (103) durchgeführt.

5.6.3.3 Anpassung der Berechnungs-Parameter

Nach der in 5.6.3.2 durchgeführten ersten Berechnung müssen für die Terme Y_{M0}^{ii}, Y_{G0}^{ii}, Y_{R0}^{ii}, bezogen auf die Nachgiebigkeit, neue Werte errechnet werden.

Aus dem nach 5.6.3.2 erhaltenen neuen Wert für F_G: Ableitung der neuen Werte für e_G, d_{Ge}, b_{Ge}, A_{Ge}, h_G, X_G (nach 4.4.3 und 4.4.4).

Aus dem nach 5.6.3.2 erhaltenen neuen Wert für F_G und F_M: Ableitung der neuen Werte für die Drehwinkel der Flansche.

$$\Theta_F = \frac{Z_F}{E_F} \cdot \left(F_G \cdot h_G + F_M \cdot h_M + F_R \cdot \left(h_H + h_R\right)\right) \tag{104}$$

$$\tilde{\Theta}_F = \frac{\tilde{Z}_F}{\tilde{E}_F} \cdot \left(F_G \cdot h_G + F_M \cdot h_M + F_R \cdot \left(\tilde{h}_H + \tilde{h}_R\right)\right) \tag{105}$$

Drehwinkel für Losflansche, siehe Gleichungen (99) und (100).

Ausgehend von den neuen Werten für die Drehwinkel der Flansche: Ableitung der neuen effektiven Maße für die Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss d_{M1e}, d_{Me} und h_M.

Danach muss eine Anpassung der Werte für die auf die Nachgiebigkeit bezogenen Terme erfolgen: Y_{M0}^{ii}, Y_{G0}^{ii}, Y_{R0}^{ii}.

Die Berechnungen für F_{G0} und F_{M0} werden mit den Gleichungen (102) und (103) wiederholt.

Die Berechnung wird hier mittels Iteration durchgeführt. Wiederholung der Berechnungen nach 5.6.3.3, bis die Werte F_{G0} und F_{M0} innerhalb der geforderten Genauigkeit konstant sind.

Dies führt zu den Endwerten für F_{G0} und F_{M0}, die nach Aufbringen einer zusätzlichen Schraubenkraft über dem Wert F_{BMMC} erreicht werden, sowie für die Drehwinkel der Flansche und den Innendurchmesser der Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss.

5.6.4 Ermittlung der Kräfte FG, FM und FB für die Folgezustände

5.6.4.1 Allgemeines

Prinzip: Hier wird davon ausgegangen, dass die Kräfte im Lastzustand I bekannt sind, und die Ermittlung der Kräfte für den Lastzustand I + 1 erfolgt aus dem in 5.3 angegebenen Gleichgewicht der Kräfte und den 2 Gleichgewichtsbedingungen. Die auf die Nachgiebigkeit bezogenen Terme richten sich nach den Elastizitätsmoduln E_B, E_F, E_G, E_L, E_M, E_W sowie den effektiven Dichtungsmaßen und der Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss.

5.6.4.2 Erste Berechnung

Die Werte für die auf die Nachgiebigkeit bezogenen Terme werden nach 5.3 bestimmt.

Im Zustand I:

Für die erste Gleichgewichtsbedingung: $Y_{MI}{}^{i}$, $Y_{GI}{}^{i}$, $Y_{RI}{}^{i}$, $Y_{QI}{}^{i}$

Für die zweite Gleichgewichtsbedingung: $Y_{MI}{}^{ii}$, $Y_{GI}{}^{ii}$, $Y_{RI}{}^{ii}$, $Y_{QI}{}^{ii}$

Im Zustand I + 1:

In einer ersten Näherung werden die auf die Nachgiebigkeit bezogenen Terme unter Berücksichtigung der Elastizitätsmoduln E_B, E_F, E_M im Zustand I + 1 und der dem Zustand I entsprechenden effektiven Maße und E_G errechnet.

Für die erste Gleichgewichtsbedingung: $Y_{MI+1}{}^{i}$, $Y_{GI+1}{}^{i}$, $Y_{RI+1}{}^{i}$, $Y_{QI+1}{}^{i}$

Für die zweite Gleichgewichtsbedingung: $Y_{MI+1}{}^{ii}$, $Y_{GI+1}{}^{ii}$, $Y_{RI+1}{}^{ii}$, $Y_{QI+1}{}^{ii}$

Aus diesen errechneten Werten, den Werten für F_{GI} und F_{MI} sowie den Gleichgewichtsbedingungen nach 5.3.1 und 5.3.2 werden die Werte F_{GI+1} und F_{MI+1} abgeleitet.

$$F_{MI+1} = \left(\frac{1}{Y_{MI+1}{}^{ii} - \dfrac{Y_{MI+1}{}^{i} \cdot Y_{GI+1}{}^{ii}}{Y_{GI+1}{}^{i}}} \right) \cdot \left(\begin{array}{l} Y_{GI}{}^{ii} \cdot F_{GI} + Y_{MI}{}^{ii} \cdot F_{MI} + Y_{QI}{}^{ii} \cdot F_{QI} + Y_{RI}{}^{ii} \cdot F_{RI} \\ - Y_{QI+1}{}^{ii} \cdot F_{QI+1} - Y_{RI+1}{}^{ii} \cdot F_{RI+1} - \Delta U^{ii} \\ - \dfrac{Y_{GI+1}{}^{ii}}{Y_{GI+1}{}^{i}} \cdot \left(\begin{array}{l} Y_{GI}{}^{i} \cdot F_{GI} + Y_{MI}{}^{i} \cdot F_{MI} + Y_{QI}{}^{i} \cdot F_{QI} + Y_{RI}{}^{i} \cdot F_{RI} \\ - Y_{QI+1}{}^{i} \cdot F_{QI+1} - Y_{RI+1}{}^{i} \cdot F_{RI+1} - \Delta U^{i} \end{array} \right) \end{array} \right) \quad (106)$$

$$F_{GI+1} = \frac{1}{Y_{GI+1}{}^{i}} \cdot \left(\begin{array}{l} Y_{GI}{}^{i} \cdot F_{GI} + Y_{MI}{}^{i} \cdot F_{MI} + Y_{QI}{}^{i} \cdot F_{QI} + Y_{RI}{}^{i} \cdot F_{RI} \\ - Y_{MI+1}{}^{i} \cdot F_{MI+1} - Y_{QI+1}{}^{i} \cdot F_{QI+1} - Y_{RI+1}{}^{i} \cdot F_{RI+1} - \Delta U^{i} \end{array} \right) \quad (107)$$

5.6.4.3 Anpassung der Berechnungs-Parameter

Ausgehend von der nach 5.6.4.2 erhaltenen ersten Näherung für F_{MI+1} und F_{GI+1} werden die Berechnungs-Parameter, wie z. B. die effektiven Maße der Dichtung und der Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss, die Drehwinkel der Flansche, der Elastizitätsmodul der Dichtung angepasst.

- Die effektiven Dichtungsmaße: b_{Ge}, d_{Ge}, A_{Ge} (je nach Dichtungstyp auch mittels Konvergenz). Die effektiven Dichtungsmaße (b_{Ge}, d_{Ge}, A_{Ge}) werden nach den in 4.4.3 enthaltenen Gleichungen ermittelt.
- E_G wird in Abhängigkeit vom Werts für F_{GI+1} angepasst.
- Der axiale Elastizitätsfaktor der Dichtung X_G.
- Die Hebelarme: h_G, h_P, h_Q.
- Die Drehwinkel der Flansche und die effektiven Maße der Dichtung im Kraft-Nebenschluss.

Danach werden die Werte für die auf die Nachgiebigkeit bezogenen Terme im Zustand I + 1 angepasst.

Aus diesen neuen Werten für die Terme im Zustand I + 1 werden neue Werte für F_{GI+1} und F_{MI+1} errechnet.

Die Berechnung erfolgt hier wieder durch Iteration. Die Berechnungen nach 5.6.4.3 werden so lange wiederholt, bis die Werte für $F_{\mathrm{GI+1}}$ und $F_{\mathrm{MI+1}}$ innerhalb der geforderten Genauigkeit konstant sind.

Dies führt zu den Werten für $F_{\mathrm{G+1}}$ und $F_{\mathrm{M+1}}$ sowie zu den Drehwinkeln der Flansche und dem Innendurchmesser der Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss im Zustand I + 1.

In diesem Stadium der Berechnung wird durch den Vergleich zwischen Innen- und Außendurchmesser der Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss die Einhaltung des Kraft-Nebenschlusses im Zustand I + 1 überprüft.

Wenn $d_{\mathrm{M1e}} \leq d_{\mathrm{M2}}$, dann bleibt der Kraft-Nebenschluss erhalten. Dies bedeutet, dass die in 5.6.4 beschriebene Berechnung wiederholt wird, um die Beibehaltung des Kraft-Nebenschlusses im nächsten Lastzustand zu überprüfen.

Wenn $d_{\mathrm{M1e}} > d_{\mathrm{M2}}$, dann ist der Kraft-Nebenschluss im Zustand I + 1 nicht mehr gegeben. Die Berechnung muss erneut ausgehend von 5.6.3 mit einer höheren Anfangs-Schraubenkraft innerhalb des Bereiches [F_{BMMC}; F_{B0max}] durchgeführt werden.

6 Überprüfung der zulässigen Belastungsgrenzen

6.1 Allgemeines

In diesem Stadium ist die zur Erhaltung des Kraft-Nebenschlusses und Erfüllung der Dichtheitskriterien in allen Lastzuständen erforderliche Schraubenkraft bestimmt. Ferner sind alle Werte für die in allen Lastzuständen wirkenden Kräfte bekannt.

In diesem Abschnitt wird der Auslastungsgrad der auf Dichtung, Schrauben und Flansche einwirkenden Belastungen errechnet, um die zulässige Belastung für jeden Lastzustand zu überprüfen.

Die auf das Verbindungssystem einwirkenden Belastungen müssen zu jeder Zeit innerhalb sicherer Grenzen liegen. Diese Grenzwerte werden als errechnete Auslastungsgrade angegeben.

Jeder Auslastungsgrad Φ ... muss für alle Zustände (I = 0, 1, 2 ...) kleiner oder gleich 1 sein.

Der Index I für den Lastzustand wird im Folgenden zur Vereinfachung weggelassen.

Bei breiten Flanschen gelten für Integralflansche mit $\chi = d_4 / d_0 > 2{,}0$ und Losflansche mit $\chi = d_4 / d_6 > 2{,}0$ strengere Anforderungen, anstelle von $\Phi \leq 1{,}0$ muss gelten:

$$\Phi \leq \Phi_{\mathrm{max}} = \mathrm{Min}\left\{1{,}0;\ 0{,}6 + 1 \Big/ \sqrt{5{,}25 + (\chi - 1)^2}\right\} \tag{108}$$

6.2 Berücksichtigung der Streuung der Schraubenkraft bei der Montage

Alle Verfahren, mit denen die Schrauben angezogen werden, beinhalten Ungenauigkeiten. Die sich ergebende Streuung von n_{B} Schrauben um den Zielwert ist ε_{+} und ε_{-} (oberhalb bzw. unterhalb des Zielwertes) und wird festgelegt durch die Gleichungen (109) bis (111). Anhang D enthält Beispiele mit Zahlenwerten von ε_{1+} und ε_{1-} für einzelne Schrauben.

Wird die Genauigkeit der Schraubenkraft einer Schraube nicht durch die anderen Schrauben beeinflusst, wird die Streuung ε_{+} und ε_{-} für die gesamte Belastung aller Schrauben durch n_{B}, ε_{1+} und ε_{1-} hinreichend genau beschrieben (siehe unten).

Ist der systematische Fehler durch die Ungenauigkeit des Schrauben-Anziehens K_S bekannt, legen die folgenden Gleichungen die Werte ε_+ und ε_- für die gesamte Belastung aller Schrauben fest:

$$\varepsilon_+ = K_S + \left(\varepsilon_{1+} - K_S\right)/\sqrt{n_\mathrm{b}} \tag{109a}$$

$$\varepsilon_- = K_S + \left(\varepsilon_{1-} - K_S\right)/\sqrt{n_\mathrm{b}} \tag{109b}$$

Ist der systematische Fehler durch die Ungenauigkeit des Schrauben-Anziehens K_S nicht bekannt, wird eine Näherung von K_S durch folgende Gleichung festgelegt:

$$K_S = 0{,}25 \cdot \varepsilon_{1+} \tag{110a}$$

bzw.

$$K_S = 0{,}25 \cdot \varepsilon_{1-} \tag{110b}$$

Für diesen Fall gelten die folgenden Gleichungen:

$$\varepsilon_+ = \varepsilon_{1+} \left(1 + 3/\sqrt{n_\mathrm{b}}\right)/4 \tag{111a}$$

$$\varepsilon_- = \varepsilon_{1-} \left(1 + 3/\sqrt{n_\mathrm{b}}\right)/4 \tag{111b}$$

Die tatsächliche Kraft F_{B0} wird wie folgt begrenzt:

$$F_{\mathrm{B0\,min}} \le F_{\mathrm{B0}} \le F_{\mathrm{B0\,max}} \tag{112}$$

Dabei ist

$$F_{\mathrm{B0\,min}} = F_{\mathrm{B0\,av}} \cdot \left(1 - \varepsilon_-\right) \tag{113}$$

$$F_{\mathrm{B0\,max}} = F_{\mathrm{B0\,av}} \cdot \left(1 + \varepsilon_+\right) \tag{114}$$

Nach der Montage darf die tatsächlich vorhandene Schraubenkraft nicht kleiner sein als $F_{\mathrm{B0\,req}}$, die zur Aufrechterhaltung des Kraft-Nebenschlusses und zur Sicherstellung der geforderten Leckagerate in allen Lastzuständen errechnete erforderliche Mindest-Schraubenkraft.

$$F_{\mathrm{B0\,min}} \ge F_{\mathrm{B0\,req}} \tag{115}$$

Aus diesem Grund ist die Streuung beim Anziehen der Schrauben wie folgt zu berücksichtigen:

a) Nenn-Schraubenkraft im Montagezustand, zur Festlegung der Schrauben-Anziehparameter:

— Für Schrauben-Anziehverfahren mit Messung der Schraubenkraft:

$$F_{\mathrm{B0\,nom}} \ge F_{\mathrm{B0\,req}} / \left(1 - \varepsilon_-\right) \tag{116}$$

— Für Schrauben-Anziehverfahren ohne Messung der Schraubenkraft:

Der für $F_{\mathrm{B0\,nom}}$ zu wählende Wert ist die mittlere Schraubenkraft $F_{\mathrm{B0\,av}}$, die bei dem gewählten Verfahren tatsächlich zu erwarten ist, unabhängig von $F_{\mathrm{B0\,req}}$.

Die folgende Bedingung muss erfüllt sein:

$$F_{\mathrm{B0\,nom}} = F_{\mathrm{B0\,av}} \geq F_{\mathrm{B0\,req}} / \left(1 - \varepsilon_{-}\right), \text{ wobei } \varepsilon_{-} \text{ in Anhang D definiert ist.} \tag{117}$$

Ist sie nicht erfüllt, ist dieses gewählte Schrauben-Anziehverfahren nicht zulässig, und es muss ein anderes Verfahren gewählt werden.

b) Maximale Schraubenkräfte zur Berechnung der Belastungsgrenze:

Diese hängen von der Nenn-Schraubenkraft im Montagezustand nach a) ab, wie folgt:

$$F_{\mathrm{B0\,max}} = F_{\mathrm{B0\,nom}} \cdot \left(1 + \varepsilon_{+}\right) \tag{118}$$

$$F_{\mathrm{G0\,max}} = F_{\mathrm{B0\,max}} - F_{\mathrm{R0}} \tag{119}$$

6.3 Auslastungsgrad für die Dichtung

Dieser Abschnitt entspricht dem in EN 1591-1:2001 enthaltenen Abschnitt über den Auslastungsgrad für die Dichtung.

Auslastungsgrad für die Dichtung:

$$\Phi_{\mathrm{G}} = F_{\mathrm{G}} / \left(A_{\mathrm{Gt}} \cdot Q_{\mathrm{max}}\right) \leq 1 \tag{120}$$

6.4 Auslastungsgrad für Schrauben

Dieser Abschnitt entspricht dem in EN 1591-1:2001 enthaltenen Abschnitt über den Auslastungsgrad für die Schrauben.

Die zulässige Spannung für Schrauben ist nach denselben Regeln zu ermitteln wie die zulässige Spannung für Flansche und Schalen.

Auslastungsgrad für Schrauben:

$$\Phi_{\mathrm{B}} = \frac{1}{f_{\mathrm{B}}} \sqrt{\left(\frac{\mathrm{F_B}}{\mathrm{A_B}}\right)^2 + 3\left(C\,\frac{M_{\mathrm{t,\,B}}}{I_{\mathrm{B}}}\right)^2} \leq 1 \tag{121}$$

Dabei ist

$$I_{\mathrm{B}} = \left(= \frac{\pi}{12} \cdot \min\left(d_{\mathrm{Be}} ; d_{\mathrm{Bs}}\right)^3 \right)$$

C = 1 im Montagezustand, bei Schraubenwerkstoffen mit einer Mindestbruchdehnung A ≥ 10 %;

C = 4/3 im Montagezustand, bei Schraubenwerkstoffen mit einer Mindestbruchdehnung A < 10 %;

C = 0 in allen anderen Lastzuständen.

ANMERKUNG 1 Im Montagezustand wird als Wert für das Torsionsmoment $M_{\mathrm{t,\,B}}$, das auf den Schraubenschaft wirkt, der größtmögliche Wert wie folgt festgelegt:

$$M_{\mathrm{t,\,B\,max}} = M_{\mathrm{t,\,B\,nom}} \cdot \left(1 + \varepsilon_{+}\right)$$

$M_{\mathrm{t,B\,nom}}$ kann nach Anhang D (informativ) der EN 1591-1:2001 bestimmt werden, für die unterschiedlichen Schrauben-Anziehverfahren unter Berücksichtigung der Übertragung des Drehmomentes auf die Mutter.

Bei hydraulischem Anziehen der Schrauben ist $M_{\mathrm{t,\,B}}$ = 0.

ANMERKUNG 2 Der Wert $C = 1$ basiert auf der zulässigen plastischen Verformung. Dementsprechend dürfen in geringem Umfang plastische Verformungen am Umfang der Schrauben im Montagezustand auftreten.

Die Verwendung dieses Wertes wurde für Schraubenwerkstoffe mit hinreichender Duktilität (A ≥ 10 %) durch industrielle Praxis bestätigt.

Der Wert $C = 4/3$ basiert auf der zulässigen elastischen Verformung. Auch bei hinreichend duktilen Schraubenwerkstoffen darf er gewählt werden, wenn streng elastisches Verhalten der Schrauben im Montagezustand verlangt wird.

ANMERKUNG 3 Es wird empfohlen, einen Mindestauslastungsgrad $\Phi_{\mathrm{B0\,min}} = 0{,}3$ im Montagezustand einzuhalten, da geringere Auslastungen der Schrauben keine bewährte Praxis darstellen.

6.5 Auslastungsgrad für Flansche

6.5.1 Integrierter Flansch, Bund oder Bördel

Auslastungsgrad für Flansch, Bund oder Bördel (für Bund oder Bördel gilt $\Phi_{\mathrm{max}} = 1{,}0$):

$$\Phi_{\mathrm{F}} = \left| F_{\mathrm{G}} \cdot h_{\mathrm{G}} + F_{\mathrm{M}} \cdot h_{\mathrm{M}} + F_{\mathrm{Q}} \cdot \left(h_{\mathrm{H}} - h_{\mathrm{P}}\right) + F_{\mathrm{R}} \cdot h_{\mathrm{H}} \right| / W_{\mathrm{F}} \le \Phi_{\mathrm{max}} \tag{122}$$

$$W_{\mathrm{F}} = (\pi/4) \cdot \left\{ f_{\mathrm{F}} \cdot 2 \cdot b_{\mathrm{F}} \cdot e_{\mathrm{F}}^{2} \cdot \left(1 + 2 \cdot \Psi_{\mathrm{opt}} \cdot \Psi_{\mathrm{Z}} - \Psi_{\mathrm{Z}}^{2}\right) + f_{\mathrm{E}} \cdot d_{\mathrm{E}} \cdot e_{\mathrm{D}}^{2} \times \cdot c_{\mathrm{M}} \cdot j_{\mathrm{M}} \cdot k_{\mathrm{M}} \right\} \tag{123}$$

$$e_{\mathrm{D}} = e_{1} \cdot \left\{ 1 + \frac{(\beta - 1) \cdot l_{\mathrm{H}}}{\sqrt[4]{(\beta/3)^{4} \cdot (d_{1} \cdot e_{1})^{2} + l_{\mathrm{H}}^{4}}} \right\} \tag{124}$$

$$f_{\mathrm{E}} = \min\left(f_{\mathrm{F}}; f_{\mathrm{S}}\right) \tag{125}$$

$$\delta_{\mathrm{Q}} = P \cdot d_{\mathrm{E}} / \left(f_{\mathrm{E}} \cdot 2 \cdot e_{\mathrm{D}} \cdot \cos\varphi_{\mathrm{S}}\right); \qquad \delta_{\mathrm{R}} = F_{\mathrm{R}} / \left(f_{\mathrm{E}} \cdot \pi \cdot d_{\mathrm{E}} \cdot e_{\mathrm{D}} \cdot \cos\varphi_{\mathrm{S}}\right) \tag{126}$$

$$c_{\mathrm{M}} = \begin{cases} \sqrt{1{,}33 \cdot [1 - 0{,}75 \cdot (0{,}5 \cdot \delta_{\mathrm{Q}} + \delta_{\mathrm{R}})^{2}] \cdot [1 - (0{,}75 \cdot \delta_{\mathrm{Q}}^{2} + 1 \cdot \delta_{\mathrm{R}}^{2})]} & \text{für Kegel- und Zylinderschalen} \\ \sqrt{1{,}33 \cdot [1 - 0{,}75 \cdot (0{,}5 \cdot \delta_{\mathrm{Q}} + \delta_{\mathrm{R}})^{2}] \cdot [1 - (0{,}25 \cdot \delta_{\mathrm{Q}}^{2} + 3 \cdot \delta_{\mathrm{R}}^{2})]} & \text{für Kugelschalen} \end{cases} \tag{127}$$

$$c_{\mathrm{S}} = \begin{cases} \frac{\pi}{4} \cdot [\sqrt{1 - 0{,}75 \cdot (0{,}5 \cdot \delta_{\mathrm{Q}} + \delta_{\mathrm{R}})^{2}} + j_{\mathrm{S}} \cdot (0{,}5 \cdot \delta_{\mathrm{R}} - 0{,}75 \cdot \delta_{\mathrm{Q}} & \text{für Kegel- und Zylinderschalen} \\ \frac{\pi}{4} \cdot [\sqrt{1 - 0{,}75 \cdot (0{,}5 \cdot \delta_{\mathrm{Q}} + \delta_{\mathrm{R}})^{2}} + j_{\mathrm{S}} \cdot (1{,}5 \cdot \delta_{\mathrm{R}} - 0{,}25 \cdot \delta_{\mathrm{Q}} & \text{für Kugelschalen} \end{cases} \tag{128}$$

$$j_{\mathrm{M}} = \operatorname{sign}\left\{ F_{\mathrm{G}} \cdot h_{\mathrm{G}} + F_{\mathrm{M}} \cdot h_{\mathrm{M}} + F_{\mathrm{Q}} \cdot \left(h_{\mathrm{H}} - h_{\mathrm{P}}\right) + F_{\mathrm{R}} \cdot h_{\mathrm{H}} \right\}; \; j_{\mathrm{S}} = \pm 1 \tag{129}$$

$$-1 \le k_{\mathrm{M}} \le +1; \qquad 0 \le k_{\mathrm{S}} \le 1 \tag{130}$$

$$\Psi_{(\mathrm{j_s},\,\mathrm{k_M},\,\mathrm{k_S})} = \frac{f_{\mathrm{E}} \cdot d_{\mathrm{E}} \cdot e_{\mathrm{D}} \cdot \cos\varphi_{\mathrm{S}}}{\mathrm{f_F} \cdot 2 \cdot b_{\mathrm{F}} \cdot e_{\mathrm{F}}} \cdot \left\{ \left(0{,}5 \cdot \delta_{\mathrm{Q}} + \delta_{\mathrm{R}}\right) \cdot \tan\varphi_{\mathrm{S}} - \delta_{\mathrm{Q}} \cdot 2 \cdot e_{\mathrm{p}} / d_{\mathrm{E}} + j_{\mathrm{S}} \cdot k_{\mathrm{S}} \cdot \sqrt{\frac{e_{\mathrm{D}} \cdot c_{\mathrm{M}} \cdot c_{\mathrm{S}} \cdot (1 + j_{\mathrm{S}} \cdot k_{\mathrm{M}}}{d_{\mathrm{E}} \cdot \cos^{3}\varphi_{\mathrm{S}}}} \right\} \tag{131}$$

Die einzusetzenden Werte für j_S, k_M, k_S sind durch die Berechnungsschritte festgelegt, die nach Tabelle 2 beschrieben sind.

$$\Psi_{opt} = j_M \cdot (2 \cdot e_P / e_F - 1);\ (-1 \leq \Psi_{opt} \leq +1) \tag{132}$$

$$\begin{aligned} \Psi_{max} &= \Psi_{(+1, +1, +1)} \\ \Psi_0 &= \Psi_{(0, 0, 0)} \\ \Psi_{min} &= \Psi_{(-1, -1, +1)} \end{aligned} \tag{133}$$

Der Wert Ψ_Z in Gleichung (123) hängt von j_M und Ψ_{opt} nach Tabelle 2 ab.

Tabelle 2 — Ermittlung von Ψ_Z

j_M	**Bereich für Ψ_{opt}**	k_M	$\Psi_{Z(j_S, k_M, k_S)}$
$j_M = +1$	$\Psi_{max} \leq \Psi_{opt}$	$k_M = +1$	$\Psi_Z = \Psi_{max}$
	$\Psi_0 \leq \Psi_{opt} \leq \Psi_{max}$	$k_M = +1$	$\Psi_Z = \Psi_{opt}$
	$\Psi_{opt} \leq \Psi_0$	$k_M < +1$	$\Psi_Z = \Psi_{(-1, k_M, +1)}$
$j_M = -1$	$\Psi_{opt} \leq \Psi_{min}$	$k_M = -1$	$\Psi_Z = \Psi_{min}$
	$\Psi_{min} \leq \Psi_{opt} \leq \Psi_0$	$k_M = -1$	$\Psi_Z = \Psi_{opt}$
	$\Psi_0 \leq \Psi_{opt}$	$k_M > -1$	$\Psi_Z = \Psi_{(+1, k_M, +1)}$

Die Berechnung ist wie folgt durchzuführen:

a) e_D wird nach Gleichung (124), nach Bestimmung von β durch Auswertung von Gleichung (9), errechnet.

b) f_E, δ_Q, δ_R, c_M werden nach den Gleichungen (125) bis (127) berechnet.

(Bei negativem Wert unter der Wurzel von c_M besteht eine Überlastung).

c) Es werden $c_{S\,(j = +1)}$, $c_{S\,(js = -1)}$, j_M, Ψ_{opt}, Ψ_0, Ψ_{max}, Ψ_{min} nach den Gleichungen (128), (129), (131), (132), (133) errechnet.

(Wenn $\Psi_{max} < -1$ oder $\Psi_{min} > +1$, ist der Ring überlastet).

d) k_M und Ψ_Z sind nach Tabelle 2 zu bestimmen. Wenn die Tabelle $k_M < +1$ oder $k_M > -1$ oder k_M ohne weitere Präzisierung festlegt, muss der Wert von k_M derart abgestimmt werden, dass W_F in Gleichung (123) maximal wird nach Berechnung im folgenden Schritt e). Der Wert von Ψ_Z, zugeordnet zu k_M, ist durch Gleichung (131) gegeben.

e) W_F, Φ_F werden nach den Gleichungen (123), (122) berechnet.

6.5.2 Losflansch

$$\Phi_L = F_B \cdot h_L / W_L \leq \Phi_{max} \tag{134}$$

$$W_L = (\pi / 2) \cdot f_L \cdot b_L \cdot e_L^{\,2} \tag{135}$$

6.5.3 Blindflansch

Auslastungsgrad für den Blindflansch:

$$\Phi_{\mathrm{F}} = \max\left\{\begin{matrix} \left|\left(F_{\mathrm{G}} + F_{\mathrm{Q}} + F_{\mathrm{R}}\right) \cdot h_{\mathrm{G}} + F_{\mathrm{M}} \cdot h_{\mathrm{M}} + F_{\mathrm{Q}} \cdot \left(1 - \rho^3\right) \cdot d_{\mathrm{Ge}} / 6 + F_{\mathrm{R}} \cdot (1 - \rho) \cdot d_{\mathrm{Ge}} / 2\right|; \\ \left|\left(F_{\mathrm{G}} + F_{\mathrm{Q}} + F_{\mathrm{R}}\right) \cdot h_{\mathrm{G}} + F_{\mathrm{M}} \cdot h_{\mathrm{M}} + F_{\mathrm{Q}} \cdot \left(1 - \rho^3\right) \cdot d_{\mathrm{Ge}} / 6\right|; \left|F_{\mathrm{R}} \cdot (1 - \rho) \cdot d_{\mathrm{Ge}} / 2\right| \end{matrix}\right\} / W_{\mathrm{F}} \leq 1 \tag{136}$$

$$W_{\mathrm{F}} = (\pi / 4) \cdot f_{\mathrm{F}} \cdot \left\{2 \cdot b_{\mathrm{F}} \cdot e_{\mathrm{F}}{}^2 + d_0 \cdot (1 - \rho) \cdot e_0{}^2\right\} \tag{137}$$

Falls ein potentiell gefährdeter Querschnitt mit $e_{\mathrm{X}} < e_{\mathrm{F}}$ (siehe Bild 9 in EN 1591-1) vorhanden ist, dann ist zusätzlich der folgende Auslastungsgrad zu errechnen:

$$\Phi_{\mathrm{X}} = F_{\mathrm{B}} \cdot \left(d_3 - d_{\mathrm{X}}\right) / \left(2 \cdot W_{\mathrm{X}}\right) \leq 1 \tag{138}$$

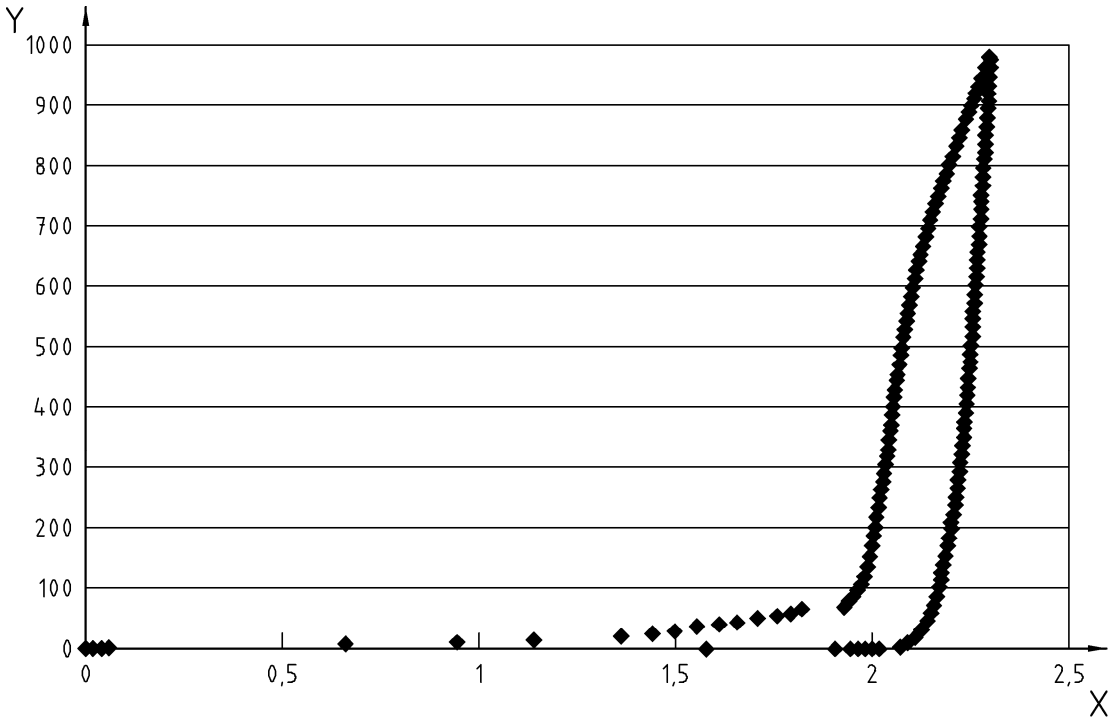
$$W_{\mathrm{X}} = (\pi / 4) \cdot f_{\mathrm{F}} \cdot \left\{\left(d_4 - 2 \cdot d_{5\mathrm{e}} - d_{\mathrm{X}}\right) \cdot e_{\mathrm{F}}{}^2 + d_{\mathrm{X}} \cdot e_{\mathrm{X}}{}^2\right\} \tag{139}$$

Anhang A
(informativ)

Beispiel für die Stauchkurve einer Dichtung

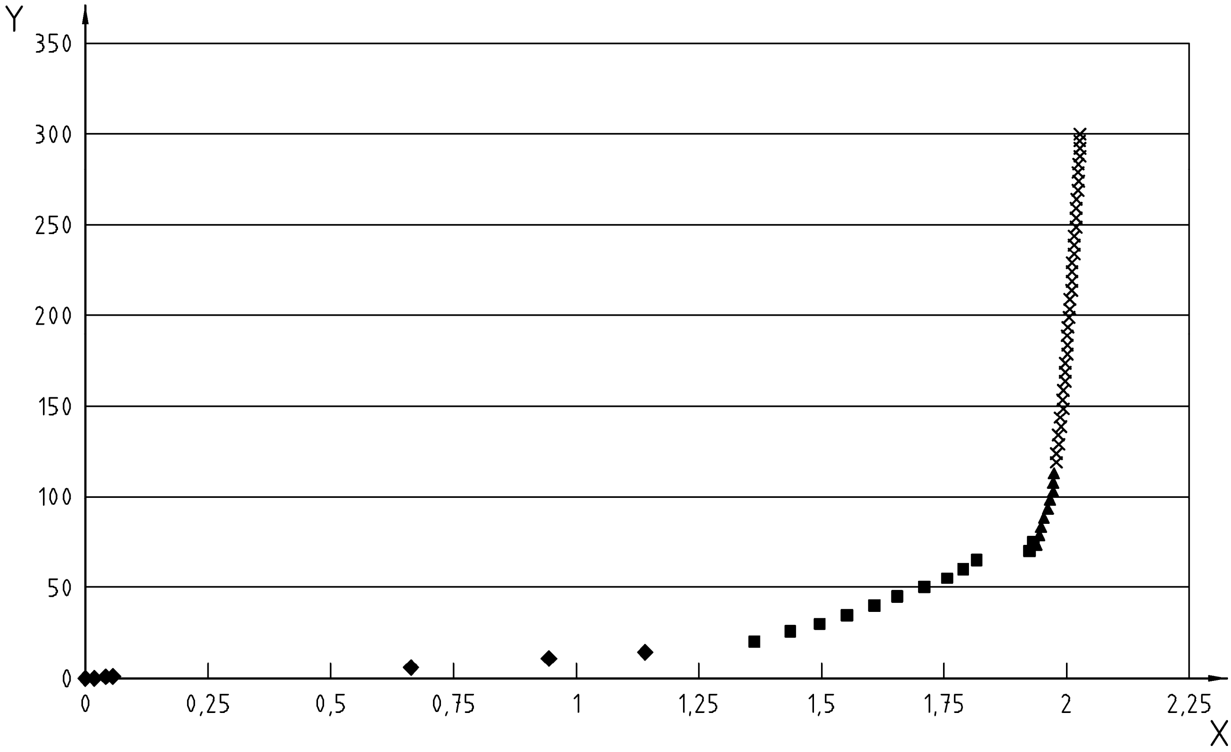
Nachstehend ist ein Beispiel für eine lineare Näherung anhand der Stauchkurve einer Dichtung gegeben.

Bild A.1 zeigt die Rohdaten eines Stauchversuchs an metallummantelten Dichtungen mit Auflage (Oberflächenschicht aus Grafit, Ummantelung aus nicht rostendem Stahl und Füllstoff aus Grafit) und äußerem Metall-Stützring.



Legende
X Stauchung der Dichtung (mm)
Y Dichtungspressung (MPa)

Bild A.1 — Beispiel einer Stauchkurve einer Dichtung: Metallummantelte Dichtung mit Auflage und Außenring

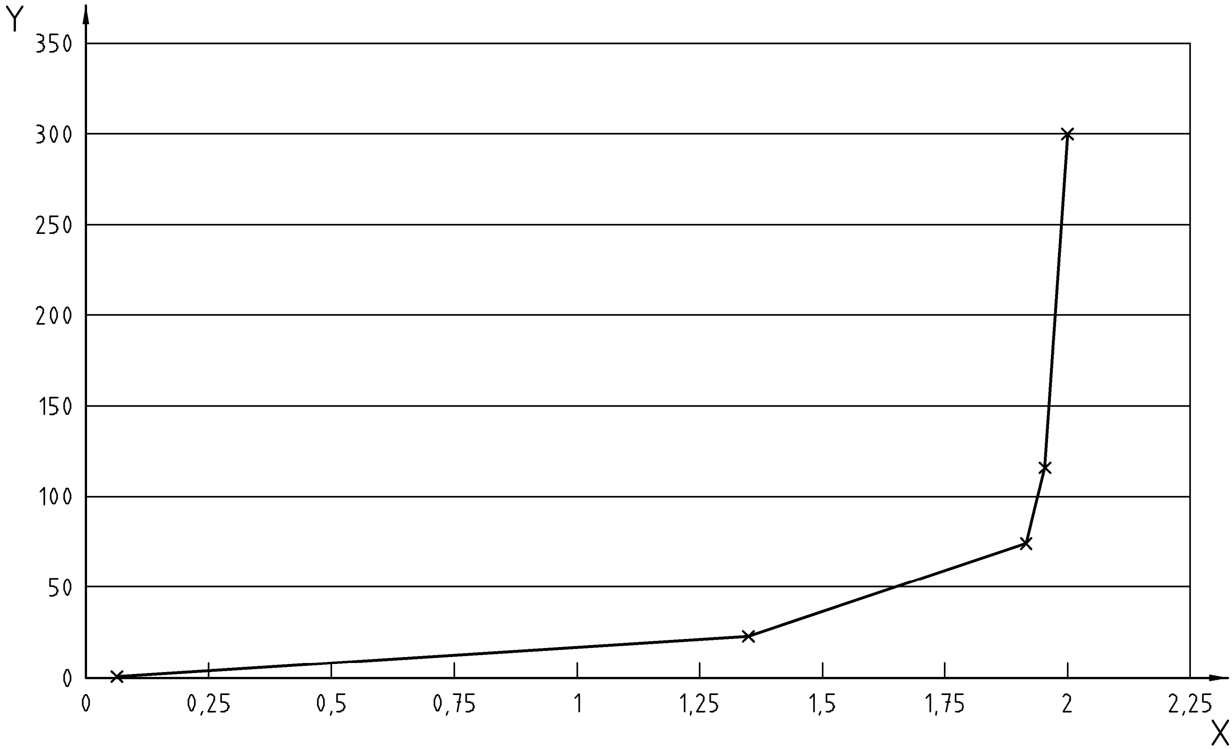


Legende
X Stauchung der Dichtung (mm)
Y Dichtungspressung (MPa)

Bild A.2 — Stauchkurve bis 300 MPa in 4 Bereiche aufgeteilt

In Bild A.2 ist die dargestellte Stauchkurve zwischen 1 MPa und 300 MPa, in 4 Bereiche aufgeteilt.

Bild A.3 zeigt die lineare Näherung an die Stauchkurve zwischen 1 MPa und 300 MPa.



Legende
X Stauchung der Dichtung (mm)
Y Dichtungspressung (MPa)

Bild A.3 — Lineare Annäherung an die Stauchkurve

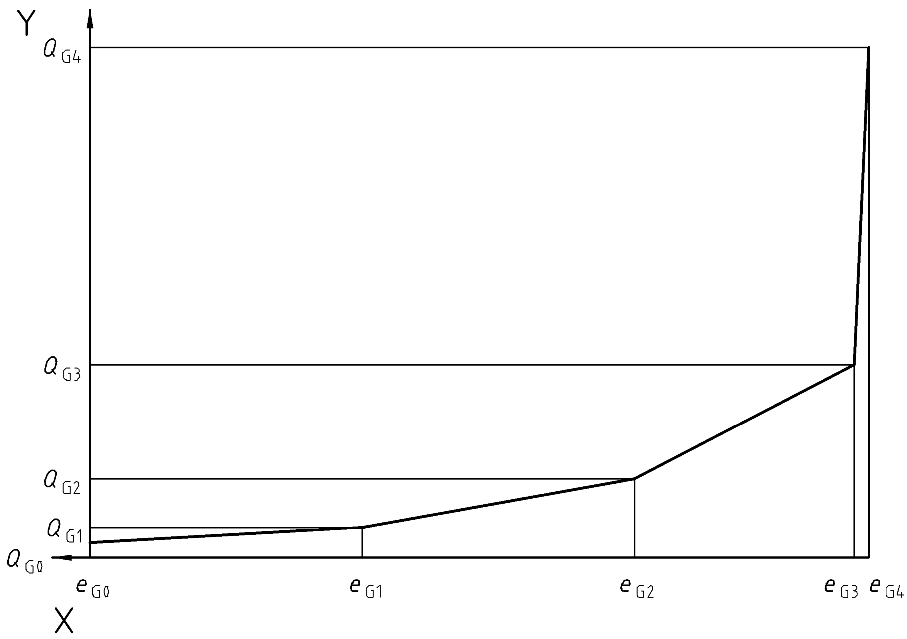
Das Verhalten der Dichtung unter Pressung wird durch Kräfte- und Dickenangaben (Q_{Gj}, e_{Gj}) mit $0 \leq j \leq n$ festgelegt. Die Stauchkurve in Bild A.3 stellt beispielhaft mithilfe von 5 Wertepaaren (Q_{Gj}, e_{Gj}) eine lineare Näherung in 4 Schritten dar.

Zum Beispiel ergibt sich mit $Q_{Gj-1} \leq Q_G \leq Q_{Gj}$ die Dicke der unter Pressung stehenden Dichtung bei einer Dichtungspressung Q_G wie folgt:

$$e_G\left(Q_G\right) = e_{Gj-1} + \left(Q_G - Q_{Gj-1}\right) \cdot \frac{(e_{Gj} - e_{Gj-1})}{(Q_{Gj} - Q_{Gj-1})}$$

Die Festlegung der Wertepaare (Q_{Gj}, e_{Gj}) ist abhängig von der Art der Dichtung, den Maßen und der Kraft-Nebenschlussanordnung.

Anhand der bei der Bestimmung von Q_{crit} im Versuch erhaltenen Stauchkurve (nach EN 13555) können die Wertepaare (Q_{Gi}, e_{Gi}) ermittelt werden, die das Verhalten der Dichtung unter Pressung beschreiben.



Legende

X Stauchung der Dichtung (mm)

Y Dichtungspressung (MPa)

Bild A.4 — Beispiel für die lineare Näherung des Dichtungsverhaltens unter Pressung mit den Wertepaaren (Q_{Gj}, e_{Gj})

Anhang B
(informativ)

Verformung durch lokale Pressung

B.1 Axialer Elastizitätsfaktor im Bereich lokaler Dichtungspressung

In einigen Berechnungsfällen darf das Auftreten lokaler Dichtungspressung nicht vernachlässigt werden. Lokale Pressungen können an folgenden Stellen auftreten:

An der Kontaktfläche zwischen Flansch (Bund oder Bördel) und Dichtung.

An der Kontaktfläche zwischen Flansch (Bund oder Bördel) und Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss.

An der Kontaktfläche zwischen Bund oder Bördel und Losflansch.

An der Kontaktfläche zwischen Flansch (oder Losflansch) und Schraubenmutter.

Das Auftreten lokaler Dichtungspressung wird bei der Berechnung mit dem Modell eines Ringes mit rechtwinkligem Querschnitt berücksichtigt, der von beiden Seiten verpresst wird (siehe nachstehende Bilder B.1 bis B.3). Dabei wird davon ausgegangen, dass sich die Pressung innerhalb der Ringdicke in einem Winkel von 45° (η = 1) ausbreitet.

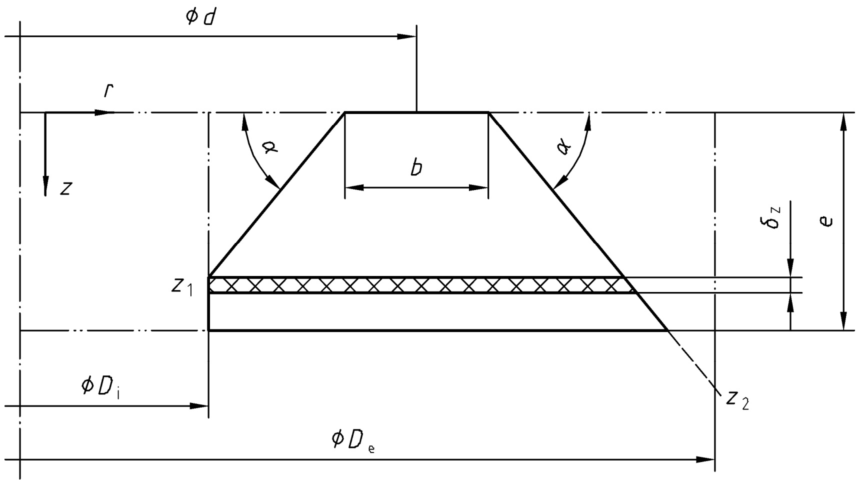


Bild B.1 — Schematische Darstellung eines Querschnitts unter lokaler Pressung

$$\Delta e = \int_0^e \Delta\varepsilon(z) \quad dz = \int_0^e \frac{F}{S(z) \cdot E} \quad dz \Rightarrow X = \frac{\Delta e \cdot E}{F} = \int_0^e \frac{dz}{S(z)} \tag{B.1}$$

Je nach geometrischer Anordnung gibt es fünf verschiedene Terme für $S(z)$ und damit fünf Terme für den Elastizitätskennwert X.

Mit η = tan α gilt:

1) $z_1 \geq e \quad z_2 \geq e$

$$X = \frac{\eta}{2\pi d} \cdot \ln\left(1 + \frac{2e}{b \cdot \eta}\right) \tag{B.2}$$

2) $z_1 \geq e \quad z_2 < e$

$$X = \frac{\eta}{2\pi d} \cdot \ln\left(\frac{D_\mathrm{e} - d}{b}\right) + \frac{\eta}{\pi\, De} \cdot \ln\left(\frac{\dfrac{-2e}{\eta^2} + \dfrac{d - b - D_\mathrm{e}}{\eta}}{\dfrac{-2e}{\eta^2} + \dfrac{d - b + D_\mathrm{e}}{\eta}} \cdot \frac{d}{d - D_\mathrm{e}}\right) \tag{B.3}$$

3) $z_1 < e \quad z_2 \geq e$

$$X = \frac{\eta}{2\pi d} \cdot \ln\left(\frac{d - D_\mathrm{i}}{b}\right) + \frac{\eta}{\pi D_\mathrm{i}} \cdot \ln\left(\frac{\dfrac{2e}{\eta^2} + \dfrac{d + b - D_\mathrm{i}}{\eta}}{\dfrac{2e}{\eta^2} + \dfrac{d + b + D_\mathrm{i}}{\eta}} \cdot \frac{d}{d - D_\mathrm{i}}\right) \tag{B.4}$$

4) $z_1 < e \quad z_2 < e \quad z_1 \leq z_2$

$$X = \frac{\eta}{2\pi d} \cdot \ln\left(\frac{d - D_\mathrm{i}}{b}\right) + \frac{\eta}{\pi D_\mathrm{i}} \cdot \ln\left(\frac{D_\mathrm{e} - D_\mathrm{i}}{D_\mathrm{e} + D_\mathrm{i}} \cdot \frac{d}{d - D_\mathrm{i}}\right) + \frac{4 \cdot (e - z_2)}{\pi\,(D_\mathrm{e}^2 - D_\mathrm{i}^2)} \tag{B.5}$$

5) $z_1 < e \quad z_2 < e \quad z_2 \leq z_1$

$$X = \frac{\eta}{2\pi d} \cdot \ln\left(\frac{D_\mathrm{e} - d}{b}\right) + \frac{\eta}{\pi D_\mathrm{e}} \cdot \ln\left(\frac{D_\mathrm{i} - D_\mathrm{e}}{D_\mathrm{i} + D_\mathrm{e}} \cdot \frac{d}{d - D_\mathrm{e}}\right) + \frac{4 \cdot (e - z_1)}{\pi\,(D_\mathrm{e}^2 - D_\mathrm{i}^2)} \tag{B.6}$$

Die Terme für X in den verschiedenen Bereichen lokaler Pressung erhält man durch Anpassung der geometrischen Variablen an die betrachtete Kontaktfläche.

Anhang C
(informativ)

Relaxation der Dichtung: Dreiparametriges Werkstoffmodell

C.1 Zustandsgleichung für viskoelastische Materialien (eindimensional)

Es wird eine mechanische Analogie verwendet, um die Zustandsgleichung für ein viskoelastisches Material (eindimensional) zu entwickeln.

Mechanische Analogie:

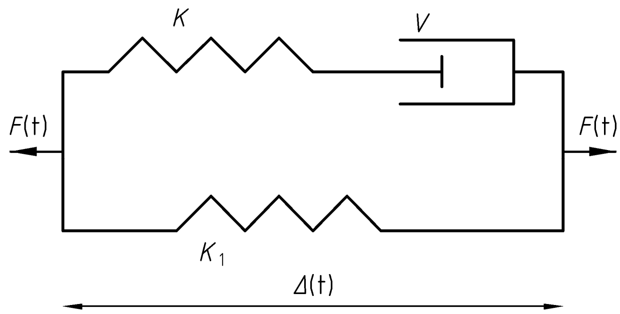


Bild C.1 — Schematische Darstellung der mechanischen Analogie

Sie besteht aus einem Maxwell-Modell (Reihenanordnung aus Feder und Dämpfungselement) und einer Parallelanordnung der Feder.

In Anhang C sind die dem Maxwellelement zugeordneten Größen mit dem Index M und die der Feder mit dem Index S bezeichnet.

Kräfteanalyse:

$$F(t) = F_{\mathrm{M}}(t) + F_{\mathrm{S}}(t) \quad \text{(C.1)}$$

Geometrie:

$$\Delta(t) = \Delta_{\mathrm{M}}(t) = \Delta_{\mathrm{S}}(t) \quad \text{(C.2)}$$

Kraft-Dehnungs-Verhältnisse:

$$F_{\mathrm{S}}(t) = K_1 \cdot \Delta_{\mathrm{S}}(t) \quad \text{(C.3)}$$

$$\dot{\Delta}_{\mathrm{M}} = \frac{\dot{F}_{\mathrm{M}}}{K} + \frac{F_{\mathrm{M}}}{V} \quad \text{(C.4)}$$

Dies ergibt:

$$\frac{1}{K} \cdot \dot{F} + \frac{1}{V} \cdot F = \left(1 + \frac{K_1}{K}\right) \cdot \dot{\Delta} + \frac{K_1}{V} \cdot \Delta \quad \text{(C.5)}$$

Im Hinblick auf Spannung und Dehnung ergibt sich folgende Zustandsgleichung:

$$\omega_0 \cdot \sigma + \omega_1 \cdot \dot{\sigma} = \xi_0 \cdot \varepsilon + \xi_1 \cdot \dot{\varepsilon} \tag{C.6}$$

Dabei ist

$$\omega_0 = \frac{1}{\mu}; \quad \omega_1 = \frac{1}{E}; \quad \xi_0 = \frac{E_1}{\mu}; \quad \xi_1 = \left(1 + \frac{E_1}{E}\right) \tag{C.7}$$

E und E_1 werden in N · mm^{-2} angegeben, μ in N · mm^{-2} · s.

Durch Lösung der Zustandsgleichung mit der Laplace-Transformation erhält man:

$$(\omega_0 + \omega_1 \cdot a) \cdot \overline{\sigma} = (\xi_0 + \xi_1 \cdot a) \cdot \overline{\varepsilon} \tag{C.8}$$

Spannungs-Relaxations-Verhalten:

Mit $\varepsilon(t) = \varepsilon_0 , t \geq 0$ folgt:

$$\overline{\varepsilon}(a) = \varepsilon_0 \cdot \frac{1}{a} \tag{C.9}$$

Die Laplace-Transformation des Spannungsverlaufs ergibt dann:

$$\overline{\sigma}(a) = \frac{\varepsilon_0}{a} \cdot \frac{\xi_0 + \xi_1 \cdot a}{\omega_0 + \omega_1 \cdot a} \tag{C.10}$$

oder anders formuliert:

$$\overline{\sigma}(a) = \varepsilon_0 \cdot \left[\frac{\xi_0}{\omega_0} \cdot \frac{1}{a} + \left(\frac{\xi_1}{\omega_1} - \frac{\xi_0}{\omega_0} \right) \cdot \frac{1}{a + \frac{\omega_0}{\omega_1}} \right] \tag{C.11}$$

Daraus folgt die Formel für den Spannungsverlauf entsprechend dem Dehnungsverlauf:

$$\sigma(t) = \varepsilon_0 \left[\frac{\xi_0}{\omega_0} + \left(\frac{\xi_1}{\omega_1} - \frac{\xi_0}{\omega_0} \right) \cdot e^{-\left(\frac{\omega_0}{\omega_1}\right) \cdot t} \right] \tag{C.12}$$

oder anders formuliert:

$$G(t) = \frac{\sigma(t)}{\varepsilon_0} = G_\infty + (G_0 - G_\infty) \cdot e^{-\frac{t}{\tau_\mathrm{R}}} \tag{C.13}$$

mit

$$G_\infty = \frac{\xi_0}{\omega_0}; \quad G_0 = \frac{\xi_1}{\omega_1}; \quad \tau_\mathrm{R} = \frac{\omega_1}{\omega_0} \tag{C.14}$$

$G(t)$ wird als Relaxationsfunktion bezeichnet.

C.2 Berücksichtigung des Temperatureinflusses

Hier wird das als „Zeit-Temperatur-Superposition“ bekannte theoretische Modell verwendet. Es beschreibt das viskoelastische Verhalten in Abhängigkeit von Zeit und Temperatur.

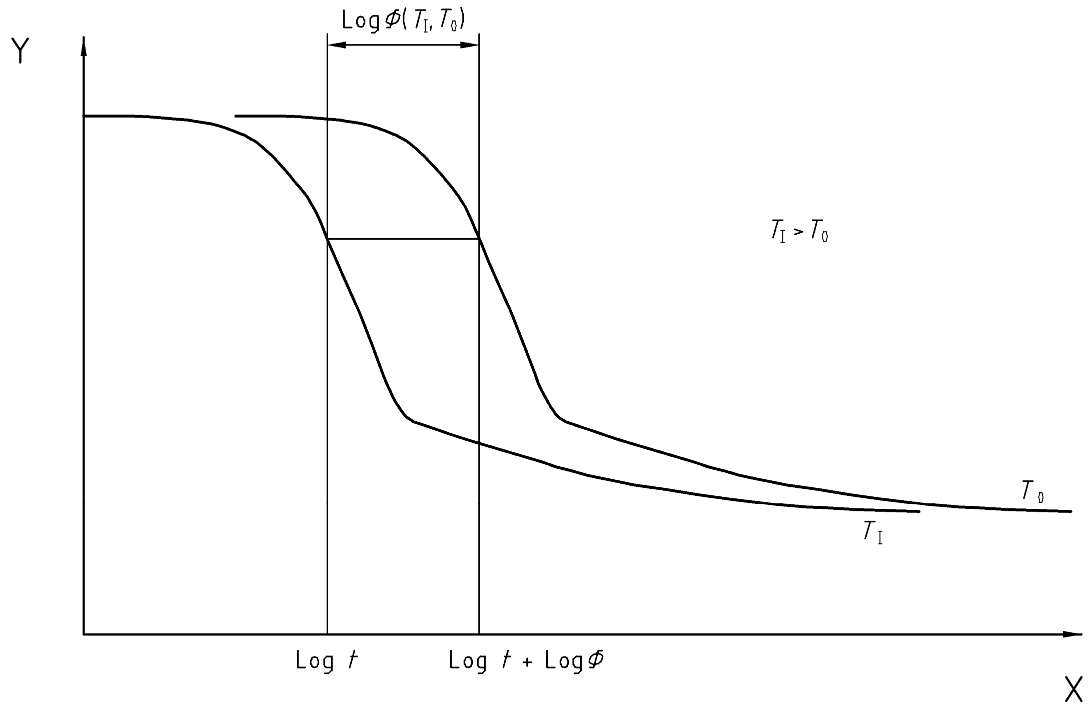
Es wird der Ausdruck der Relaxationsfunktion in Abhängigkeit von log t betrachtet:

$$G(t,T) = E(\log t, T) \tag{C.15}$$

$E(\log t,\ T_0)$ ist die Relaxationsfunktion bei Temperatur $T = T_0$.

$E(\log t,\ T_I)$ ist die Relaxationsfunktion bei Temperatur $T = T_I$.

Unter der Annahme, dass $E(\log t,\ T_0)$ bekannt ist, erhält man $E(\log t,\ T_I)$ durch Verschieben der Kurve $E(\log t,\ T_0)$ nach links um den Betrag log $\Phi(T_I,\ T_0)$ (siehe nachstehendes Bild C.2).



Legende
X log (Zeit)
Y Relaxationsfunktion

Bild C.2 — Kurven für $E(\log t\ ,\ T)$ für 2 unterschiedliche Temperaturen T_0 und T_I

$$G\left(t, T_{\mathrm{I}}\right) = G\left(\phi\left(T_{\mathrm{I}}, T_0\right) \cdot t, T_0\right) \tag{C.16}$$

Häufig auch ausgedrückt durch:

$$G\left(t, T_{\mathrm{I}}\right) = G\left(\frac{t}{a\left(T_{\mathrm{I}}, T_0\right)}, T_0\right) \tag{C.17}$$

$a\left(T_{\mathrm{I}}, T_0\right)$ wird als „Verschiebefunktion“ bezeichnet.

Der Ausdruck für die Relaxationsfunktion bei Temperatur T_I ist:

$$G\left(t, T_\mathrm{I}\right) = \frac{\sigma\left(t\right)}{\varepsilon_0} = G_\infty + \left(G_0 - G_\infty\right) \cdot e^{-\frac{t}{\tau_\mathrm{R}\left(T_\mathrm{I}\right)}} \tag{C.18}$$

mit

$$\tau_\mathrm{R}\left(T_\mathrm{I}\right) = a\left(T_\mathrm{I}, T_0\right) \cdot \tau_\mathrm{R}\left(T_0\right) \tag{C.19}$$

a (T_I, T_0) wird unter Anwendung des Zeit-Temperatur-Superpositionsprinzips ermittelt. Um die „Verschiebefunktion“ zu erhalten, sind mehrere Spannungs-Relaxationsversuche bei unterschiedlichen Temperaturen erforderlich (siehe Literaturhinweis [1]).

Anhang D
(informativ)

Streubereich der Schrauben-Anziehverfahren

Tabelle D.1 — Typische Werte ε_{1-} und ε_{1+} (6.2) für eine einzelne Schraube

Schrauben-Anziehverfahren; Messverfahren	Einflussgrößen	Streuwert[a, b, c, d]	
		ε_{1-}	ε_{1+}
Schraubenschlüssel; nach Gefühl des Monteurs oder unkontrolliert	Reibung, Steifigkeit, Qualifikation des Mechanikers	$0{,}3 + 0{,}5\ \mu$	$0{,}3 + 0{,}5\ \mu$
Schlagschrauber	Reibung, Steifigkeit, Kalibrierung	$0{,}2 + 0{,}5\ \mu$	$0{,}2 + 0{,}5\ \mu$
Drehmomentschlüssel = Schrauben-schlüssel mit (ausschließlich) Drehmoment-Messung	Reibung, Kalibrierung, Schmierung	$0{,}1 + 0{,}5\ \mu$	$0{,}1 + 0{,}5\ \mu$
Hydraulischer Drehmomentschrauber; Messung des hydraulischen Druckes	Steifigkeit, Schraubenlänge, Kalibrierung	0,2	0,4
Schraubenschlüssel oder hydrau-lischer Drehmomentschrauber; Messung der Schrauben-Längung	Steifigkeit, Schraubenlänge, Kalibrierung	0,15	0,15
Schraubenschlüssel; Messung des Drehwinkels (nahe Schrauben-Streckgrenze)	Steifigkeit, Reibung, Kalibrierung	0,10	0,10
Schraubenschlüssel; Messung des Drehmoments und des Drehwinkels der Mutter (nahe Schrauben-Streckgrenze)	Kalibrierung	0,07	0,07

[a] Erfahrene Monteure können kleinere Streuwerte als angegeben erreichen, jedoch können die Streuwerte bei unerfahrenen Monteuren größer als die angegebenen Werte sein.

[b] Die Werte in der Tabelle gelten für einzelne Schrauben. Die Streuung der Gesamt-Schraubenkraft aller Schrauben ist aus statistischen Gründen geringer, siehe 6.2.

[c] Bei Verwendung eines hydraulischen Drehmomentschraubers sind ε_{1+} und ε_{1-} nicht gleich, da beim ersten Eindrehen eine zusätzliche Kraft auf die Schraube aufgebracht wird, bevor die Kraft auf die Mutter übertragen wird.

[d] μ ist der Reibungskoeffizient zwischen Schraube und Mutter.

Anhang E
(informativ)

Berechnungsschritte

Schritt 1: Ermittlung der Hebelarme (ausgenommen dGe- und dMe-abhängige Hebelarme) und der Elastizität der Flansche

(Siehe 4.2):

$b_{\mathrm{F}}, d_{\mathrm{F}}, e_{\mathrm{F}}$ (und $b_{\mathrm{L}}, d_{\mathrm{L}}, e_{\mathrm{L}}$) und $\tilde{b}_{\mathrm{F}}, \tilde{d}_{\mathrm{F}}, \tilde{e}_{\mathrm{F}}$ (und $\tilde{b}_{\mathrm{L}}, \tilde{d}_{\mathrm{L}}, \tilde{e}_{\mathrm{L}}$)

$d_{3\mathrm{e}}$ ($\tilde{d}_{3\mathrm{e}} = d_{3\mathrm{e}}$)

$e_{\mathrm{E}}, d_{\mathrm{E}}$ und $\tilde{e}_{\mathrm{E}}, \tilde{d}_{\mathrm{E}}$

$h_{\mathrm{H}}, h_{\mathrm{L}}, h_{\mathrm{R}}, h_{\mathrm{Q}}$ und $\tilde{h}_{\mathrm{H}}, \tilde{h}_{\mathrm{L}}, \tilde{h}_{\mathrm{R}}, \tilde{h}_{\mathrm{Q}}$

$Z_{\mathrm{F}}, Z_{\mathrm{L}}$ und $\tilde{Z}_{\mathrm{F}}, \tilde{Z}_{\mathrm{L}}$

Schritt 2: Ermittlung der Elastizität der Schrauben

(Siehe 4.3):

$A_{\mathrm{B}}, X_{\mathrm{B}}$

Schritt 3: Ermittlung der theoretischen Maße der Dichtung

(Siehe 4.4.1):

$b_{\mathrm{Gt}}, d_{\mathrm{Gt}}, A_{\mathrm{Gt}}$

Schritt 4: Ermittlung des Kraft-Nebenschlusses im Montagezustand

(Siehe 5.5):

Schritt 4.1: Ermittlung des Bereiches [$Q_{\mathrm{Gj}-1}$; Q_{Gj}], in dem der Kraft-Nebenschluss erreicht wird

— Ermittlung der Kraft F_{Gj} zur Aufbringung einer festgelegten Flächenpressung auf die Dichtung Q_{Gj} (siehe 5.5.2).

$F_{\mathrm{G}}, b_{\mathrm{Ge}}, d_{\mathrm{Ge}}, A_{\mathrm{Ge}}$

— Ermittlung der Dicke und Elastizität der Dichtung und der Hebelarme in Abhängigkeit von d_{Ge} (siehe 5.5.2).

$e_{\mathrm{G}}, h_{\mathrm{G}}, \tilde{h}_{\mathrm{G}}, X_{\mathrm{G}}$

— Ermittlung der lokalen Pressung (falls erforderlich) und der Drehwinkel (siehe 5.5.2).

$\Delta e_{\mathrm{FG}}, \Delta\tilde{e}_{\mathrm{FG}}, \theta_{\mathrm{F}}, \tilde{\theta}_{\mathrm{F}}, \theta_{\mathrm{L}}, \tilde{\theta}_{\mathrm{L}}$

— Ermittlung von d_{M1e} (siehe 4.6.2.1).

— Prüfung des Kraft-Nebenschluss-Zustandes:

$d_{M1e} \leq d_{M2}$: Kraft-Nebenschluss ist erreicht, und [Q_{Gj-1}; Q_{Gj}] ist der Bereich, in dem Kraft-Nebenschluss erreicht wird.

$d_{M1e} > d_{M2}$: Kraft-Nebenschluss ist nicht erreicht, wenn eine Flächenpressung auf die Dichtung gleich Q_{Gj} aufgebracht wird. Schritt 4.1 muss mit einer höheren Flächenpressung wiederholt werden.

Schritt 4.2: Ermittlung der Kraft F_{GMMC}, bei der Kraft-Nebenschluss erreicht wird

(Siehe 5.5.3).

Schritt 5: Ermittlung der Kräfte F_{G0} und F_{M0} nach Aufbringen einer Anfangsschraubenkraft größer F_{BMMC}

(Siehe 5.6.2 und 5.6.3):

d_{Me}, h_M

e_W, X_W

$\theta_F, \tilde{\theta}_F, \theta_L, \tilde{\theta}_L$

$\Delta e_{FG}, \Delta\tilde{e}_{FG}$

$X_{FG}, X_{FM}, X_{FL}, X_{LF}, X_{LB}, \tilde{X}_{FG}, \tilde{X}_{FM}, \tilde{X}_{FL}, \tilde{X}_{LF}, \tilde{X}_{LB}$

$Y_{G0}{}^{ii}, Y_{M0}{}^{ii}, Y_{R0}{}^{ii}$

F_{G0}, F_{M0} erste Näherung

Berechnung:

$b_{Ge}, d_{Ge}, A_{Ge}, e_G, h_G, \tilde{h}_G, X_G$

e_W, X_W

$\theta_F, \tilde{\theta}_F, \theta_L, \tilde{\theta}_L$

$\Delta e_{FG}, \Delta\tilde{e}_{FG}$

d_{M1e}, d_{Me}, h_M

$X_{FG}, X_{FM}, X_{FL}, X_{LF}, X_{LB}, \tilde{X}_{FG}, \tilde{X}_{FM}, \tilde{X}_{FL}, \tilde{X}_{LF}, \tilde{X}_{LB}$

$Y_{G0}{}^{ii}, Y_{M0}{}^{ii}, Y_{R0}{}^{ii}$

F_{G0}, F_{M0}

Die Iteration wird wiederholt, bis die erforderliche Genauigkeit für F_{G0} und F_{M0} erreicht ist.

Schritt 6: Ermittlung der inneren Kräfte im Lastzustand I + 1, bei gegebenen inneren Kräften im Lastzustand I

$Y_{\mathrm{MI+1}}{}^{\mathrm{i}}, Y_{\mathrm{GI+1}}{}^{\mathrm{i}}, Y_{\mathrm{RI+1}}{}^{\mathrm{i}}, Y_{\mathrm{QI+1}}{}^{\mathrm{i}}, Y_{\mathrm{MI+1}}{}^{\mathrm{ii}}, Y_{\mathrm{GI+1}}{}^{\mathrm{ii}}, Y_{\mathrm{RI+1}}{}^{\mathrm{ii}}, Y_{\mathrm{QI+1}}{}^{\mathrm{ii}}$

$F_{\mathrm{GI+1}}, F_{\mathrm{MI+1}}$ (erste Näherung)

$b_{\mathrm{Ge}}, d_{\mathrm{Ge}}, A_{\mathrm{Ge}}, e_{\mathrm{G}}, h_{\mathrm{G}}, \tilde{h}_{\mathrm{G}}, X_{\mathrm{G}}, E_{\mathrm{G}}$

$e_{\mathrm{W}}, X_{\mathrm{W}}$

$\theta_{\mathrm{F}}, \tilde{\theta}_{\mathrm{F}}, \theta_{\mathrm{L}}, \tilde{\theta}_{\mathrm{L}}$

$\Delta e_{\mathrm{FG}}, \Delta\tilde{e}_{\mathrm{FG}}$

$d_{\mathrm{M1e}}, d_{\mathrm{Me}}, h_{\mathrm{M}}$

$X_{\mathrm{FG}}, X_{\mathrm{FM}}, X_{\mathrm{FL}}, X_{\mathrm{LF}}, X_{\mathrm{LB}}, \tilde{X}_{\mathrm{FG}}, \tilde{X}_{\mathrm{FM}}, \tilde{X}_{\mathrm{FL}}, \tilde{X}_{\mathrm{LF}}, \tilde{X}_{\mathrm{LB}}$

$Y_{\mathrm{MI+1}}{}^{\mathrm{i}}, Y_{\mathrm{GI+1}}{}^{\mathrm{i}}, Y_{\mathrm{RI+1}}{}^{\mathrm{i}}, Y_{\mathrm{QI+1}}{}^{\mathrm{i}}, Y_{\mathrm{MI+1}}{}^{\mathrm{ii}}, Y_{\mathrm{GI+1}}{}^{\mathrm{ii}}, Y_{\mathrm{RI+1}}{}^{\mathrm{ii}}, Y_{\mathrm{QI+1}}{}^{\mathrm{ii}}$

$F_{\mathrm{GI+1}}, F_{\mathrm{MI+1}}, F_{\mathrm{BI+1}}$

Die Iteration wird wiederholt, bis die erforderliche Genauigkeit für $F_{\mathrm{GI+1}}$, $F_{\mathrm{MI+1}}$ und $F_{\mathrm{BI+1}}$ erreicht ist.

Dieser Schritt wird für alle Lastzustände wiederholt.

Nach der Berechnung von $F_{\mathrm{GI+1}}$, $F_{\mathrm{MI+1}}$ und $F_{\mathrm{BI+1}}$ im Lastzustand I + 1 bei einem Anstieg der thermischen oder mechanischen Belastung auf die Dichtung muss Schritt 7 erreicht sein.

Nach jedem berechneten Zustand muss überprüft werden, ob der Kraft-Nebenschluss beibehalten ist.

Nach jedem berechneten Zustand müssen die Dichtheitskriterien überprüft werden.

Nach diesem Berechnungsschritt wird wie folgt vorgegangen:

Bei Aufrechterhaltung des Kraft-Nebenschlusses und Einhaltung der Dichtheitskriterien in jedem Berechnungszustand kann die Anfangs-Schraubenkraft vermindert werden (die Schraubenkraft muss jedoch weiterhin im Bereich [F_{BMMC}; $F_{\mathrm{G0\,max}}$] bleiben), und Schritt 5 ist zu wiederholen.

Bei Verlust des Kraft-Nebenschlusses in einem der Berechnungszustände kann die Berechnung abgebrochen werden, der Kraft-Nebenschluss kann für die festgelegte Schraubenverbindung nicht aufrechterhalten werden, und die Auslegung dieser Verbindung muss überarbeitet werden.

Bei Nichteinhaltung der Dichtheitskriterien in einem der Berechnungszustände kann die Berechnung abgebrochen werden, die Dichtheitskriterien können für die betrachtete Schraubenverbindung nicht eingehalten werden, und die Auslegung dieser Verbindung muss überarbeitet werden.

Schritt 7: Ermittlung der inneren Kräfte nach der Relaxation der Dichtung

F_{GI+1} nach Relaxation.

$b_{Ge}, d_{Ge}, A_{Ge}, e_G, h_G, \tilde{h}_G, X_G, E_G$

e_W, X_W

$\theta_F, \tilde{\theta}_F, \theta_L, \tilde{\theta}_L$

$\Delta e_{FG}, \Delta\tilde{e}_{FG}$

d_{M1e}, d_{Me}, h_M

$X_{FG}, X_{FM}, X_{FL}, X_{LF}, X_{LB}, \tilde{X}_{FG}, \tilde{X}_{FM}, \tilde{X}_{FL}, \tilde{X}_{LF}, \tilde{X}_{LB}$

${Y_{MI+1}}^{i}, {Y_{GI+1}}^{i}, {Y_{RI+1}}^{i}, {Y_{QI+1}}^{i}, {Y_{MI+1}}^{ii}, {Y_{GI+1}}^{ii}, {Y_{RI+1}}^{ii}, {Y_{QI+1}}^{ii}$

F_{MI+1}, F_{BI+1}

Die Iteration wird wiederholt, bis die geforderte Genauigkeit für F_{MI+1} erreicht ist.

Schritt 8: Ermittlung des Auslastungsgrades

(siehe Abschnitt 6)

$F_{B0\,nom}, F_{B0\,max}$

Von diesen Werten ausgehend werden die gesamten Berechnungen ab Schritt 5 wiederholt, um die bei der Berechnung des Auslastungsgrades in allen Lastzuständen zu berücksichtigenden inneren Kräfte zu ermitteln.

In allen Lastzuständen gilt:

$\Phi_B, \Phi_G, \Phi_F, \Phi_L, \tilde{\Phi}_F, \tilde{\Phi}_L, (\Phi_X, \tilde{\Phi}_X)$

Anhang F
(informativ)

Ermittlung der Gleichgewichtsbedingungen

Die Berücksichtigung des Kraft-Nebenschlusses führt zur Ermittlung der Reaktionskraft in der Dichtungsfläche im Kraft-Nebenschluss F_M. Dies heißt, dass eine zusätzliche Gleichgewichtsbedingung erforderlich ist.

Zur Ermittlung von F_B, F_G und F_M gibt es die 3 folgenden Gleichungen:

— Kräftegleichgewicht:

$$F_B = F_G + F_M + F_Q + F_R \tag{F.1}$$

Erste Verträglichkeitsbedingung zur Ermittlung der Verformung:

$$\begin{aligned}\Delta l_B^M + \Delta l_B^T = {} & \Delta e_W^M + \Delta \tilde{e}_W^M + \Delta e_W^T + \Delta \tilde{e}_W^T + \Delta e_{LB}^M + \Delta \tilde{e}_{LB}^M - \Delta \theta_L^M \cdot h_L - \Delta \tilde{\theta}_L^M \cdot \tilde{h}_L + \Delta e_L^T + \Delta \tilde{e}_L^T \\ & + \Delta e_{LF}^M + \Delta \tilde{e}_{LF}^M + \Delta e_{FL}^M + \Delta \tilde{e}_{FL}^M - \Delta \theta_F^M \cdot h_G - \Delta \tilde{\theta}_F^M \cdot \tilde{h}_G + \Delta e_{Ft}^T + \Delta \tilde{e}_{Ft}^T + \Delta e_{FG}^M + \Delta \tilde{e}_{FG}^M \\ & + \Delta e_G^M + \Delta e_G^T\end{aligned} \tag{F.2}$$

Zweite Verträglichkeitsbedingung zur Ermittlung der Verformung:

$$\begin{aligned}& \Delta \theta_F^M \cdot \frac{d_{Ge}}{2} + \Delta \tilde{\theta}_F^M \cdot \frac{\tilde{d}_{Ge}}{2} + \Delta e_{Ft}^T + \Delta \tilde{e}_{Ft}^T + \Delta e_{FG}^M + \Delta \tilde{e}_{FG}^M + \Delta e_G^M + \Delta e_G^T = \\ & \qquad \Delta \theta_F^M \cdot \frac{d_{Me}}{2} + \Delta \tilde{\theta}_F^M \cdot \frac{d_{Me}}{2} + \Delta e_{Fm}^T + \Delta \tilde{e}_{Fm}^T + \Delta e_{FM}^M + \Delta \tilde{e}_{FM}^M + \Delta e_M^M + \Delta e_M^T\end{aligned} \tag{F.3}$$

Alle verformungsabhängigen Terme sind als Funktion der entsprechenden Kräfte in den beiden vorstehenden Verträglichkeitsbedingungen dargestellt, sodass die beiden nachstehenden Gleichgewichtsbedingungen erhalten werden.

Erste Gleichgewichtsbedingung

Die erste Gleichgewichtsbedingung wird ermittelt aus dem Kräftegleichgewicht und der ersten Verträglichkeitsbedingung zur Ermittlung der Verformung:

$$\Delta\left(Y_G^i \cdot F_G\right) + \Delta\left(Y_M^i \cdot F_M\right) + \Delta\left(Y_Q^i \cdot F_Q\right) + \Delta\left(Y_R^i \cdot F_R\right) + \Delta U^i = 0 \tag{F.4}$$

Zweite Gleichgewichtsbedingung

Die zweite Gleichgewichtsbedingung wird ermittelt aus dem Kräftegleichgewicht und der zweiten Verträglichkeitsbedingung zur Ermittlung der Verformung:

$$\Delta\left(Y_G^{ii} \cdot F_G\right) + \Delta\left(Y_M^{ii} \cdot F_M\right) + \Delta\left(Y_Q^{ii} \cdot F_Q\right) + \Delta\left(Y_R^{ii} \cdot F_R\right) + \Delta U^{ii} = 0 \tag{F.5}$$

Literaturhinweise

[1] A. S. WINEMAN & K. R. RAJAGOPAL — Mechanical response of polymers — An introduction. (2000)

[2] EN 1092-1, *Flansche und ihre Verbindungen — Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach PN bezeichnet — Teil 1: Stahlflansche*

[3] EN 1092-2, *Flansche und ihre Verbindungen — Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach PN bezeichnet — Teil 2: Gusseisenflansche*

[4] EN 1092-3, *Flansche und ihre Verbindungen — Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach PN bezeichnet — Teil 3: Flansche aus Kupferlegierungen*

[5] EN 1092-4, *Flansche und ihre Verbindungen — Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach PN bezeichnet — Teil 4: Flansche aus Aluminiumlegierungen*

[6] EN 13445, *Unbefeuerte Druckbehälter*

[7] EN 13480, *Metallische industrielle Rohrleitungen*

[8] EN 13555, *Flansche und ihre Verbindungen — Dichtungskennwerte und Prüfverfahren für die Anwendung der Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtungen*