

**DIN EN 1591-1****DIN**

ICS 23.040.60

**Entwurf**Einsprüche bis 2021-06-16  
Vorgesehen als Ersatz für  
DIN EN 1591-1:2014-04**Flansche und ihre Verbindungen –  
Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen  
und Dichtung –  
Teil 1: Berechnung;  
Deutsche und Englische Fassung prEN 1591-1:2021**

Flanges and their joints –

Design rules for gasketed circular flange connections –

Part 1: Calculation;

German and English version prEN 1591-1:2021

Brides et leurs assemblages –

Règles de calcul des assemblages à brides circulaires avec joint –

Partie 1: Méthode de calcul;

Version allemande et anglaise prEN 1591-1:2021

**Anwendungswarnvermerk**

Dieser Norm-Entwurf mit Erscheinungsdatum 2021-04-16 wird der Öffentlichkeit zur Prüfung und Stellungnahme vorgelegt.

Weil die beabsichtigte Norm von der vorliegenden Fassung abweichen kann, ist die Anwendung dieses Entwurfs besonders zu vereinbaren.

Stellungnahmen werden erbeten

- vorzugsweise online im Norm-Entwurfs-Portal von DIN unter [www.din.de/go/entwuerfe](http://www.din.de/go/entwuerfe) bzw. für Norm-Entwürfe der DKE auch im Norm-Entwurfs-Portal der DKE unter [www.entwuerfe.normenbibliothek.de](http://www.entwuerfe.normenbibliothek.de), sofern dort wiedergegeben;
- oder als Datei per E-Mail an [nard@din.de](mailto:nard@din.de) möglichst in Form einer Tabelle. Die Vorlage dieser Tabelle kann im Internet unter [www.din.de/go/stellungnahmen-norm-entwuerfe](http://www.din.de/go/stellungnahmen-norm-entwuerfe) oder für Stellungnahmen zu Norm-Entwürfen der DKE unter [www.dke.de/stellungnahme](http://www.dke.de/stellungnahme) abgerufen werden;
- oder in Papierform an den DIN-Normenausschuss Rohrleitungen und Dampfkesselanlagen (NARD), 10772 Berlin oder Saatwinkler Damm 42/43, 13627 Berlin.

Die Empfänger dieses Norm-Entwurfs werden gebeten, mit ihren Kommentaren jegliche relevanten Patentrechte, die sie kennen, mitzuteilen und unterstützende Dokumentationen zur Verfügung zu stellen.

Gesamtumfang 166 Seiten

DIN-Normenausschuss Rohrleitungen und Dampfkesselanlagen (NARD)



## **Nationales Vorwort**

Dieses Dokument (prEN 1591-1:2021) wurde vom Technischen Komitee CEN/TC 74 „Flansche und Flanschverbindungen“ erarbeitet, dessen Sekretariat von DIN (Deutschland) gehalten wird.

Das zuständige deutsche Normungsgremium ist der Arbeitsausschuss NA 082-00-16 AA „Flansche und ihre Verbindungen; Spiegelausschuss zu CEN/TC 74“ im DIN-Normenausschuss Rohrleitungen und Dampfkesselanlagen (NARD).

Um Zweifelsfälle in der Übersetzung auszuschließen, ist die englische Originalfassung beigefügt. Die Nutzungsbedingungen für den deutschen Text des Norm-Entwurfes gelten gleichermaßen auch für den englischen Text.

Für die in diesem Dokument zitierten Dokumente wird im Folgenden auf die entsprechenden deutschen Dokumente hingewiesen:

ISO 261:1998	siehe	DIN ISO 261:1999-11
ISO 724:1993	siehe	DIN ISO 724:1999-11

Aktuelle Informationen zu diesem Dokument können über die Internetseiten von DIN ([www.din.de](http://www.din.de)) durch eine Suche nach der Dokumentennummer aufgerufen werden.

## **Änderungen**

Gegenüber DIN EN 1591-1:2014-04 wurden folgende Änderungen vorgenommen:

- a) Wegfall der Möglichkeit, das Kriech-/Relaxationsverhalten von Dichtungen durch zusätzliche Durchbiegung zu behandeln. In dieser neuen Revision wird das Kriech-/Relaxationsverhalten der Dichtung nur noch über den PQR-Faktor behandelt;
- b) Korrektur der berücksichtigten Hebelarme für die Berechnung der integralen Flansch- und Bundlastverhältnisse;
- c) Einführung eines reduzierten maximal zulässigen Wertes des Lastverhältnisses für große integrale Flansche und Kragen;
- d) Die Möglichkeit, eine geschraubte Flanschverbindung für einen bestimmten Wert der Montage-Schraubenkraft zu überprüfen, die bisher im Hauptteil des Dokuments behandelt wurde, ist jetzt in einem neuen informativen Anhang (Anhang F) definiert;
- e) Aktualisierung der Reibungsfaktoren für Flansche/Dichtungen im Anhang E;
- f) Aktualisierung des Anhangs ZA in Übereinstimmung mit der Richtlinie 2014/68/EU über Druckgeräte;
- g) Norm redaktionell überarbeitet.

**Nationaler Anhang NA**  
(informativ)

**Literaturhinweise**

DIN ISO 261:1999-11, *Metrisches ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung — Übersicht (ISO 261:1998)*

DIN ISO 724:1999-11, *Metrische ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung — Grundmaße (ISO 724:1993)*

**- *Entwurf* -**

**E DIN EN 1591-1:2021-05**

— Leerseite —

## **- Entwurf -**

2021-04

**prEN 1591-1:2021**

*Titel de:*

Flansche und ihre Verbindungen — Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung — Teil 1: Berechnung

*Titel en:*

Flanges and their joints — Design rules for gasketed circular flange connections — Part 1: Calculation

*Titel fr:*

Brides et leurs assemblages — Règles de calcul des assemblages à brides circulaires avec joint — Partie 1: Méthode de calcul

## Inhalt

	Seite
<b>Europäisches Vorwort .....</b>	<b>5</b>
<b>1 Anwendungsbereich.....</b>	<b>7</b>
<b>2 Normative Verweisungen .....</b>	<b>7</b>
<b>3 Begriffe und Indizes, Sonderzeichen und Symbole .....</b>	<b>7</b>
<b>3.1 Begriffe .....</b>	<b>7</b>
<b>3.2 Indizes und Sonderzeichen .....</b>	<b>16</b>
<b>3.2.1 Indizes.....</b>	<b>16</b>
<b>3.2.2 Sonderzeichen .....</b>	<b>17</b>
<b>3.3 Symbole.....</b>	<b>17</b>
<b>4 Anforderungen an die Anwendung der Berechnungsmethode.....</b>	<b>23</b>
<b>4.1 Allgemeines .....</b>	<b>23</b>
<b>4.2 Geometrie.....</b>	<b>24</b>
<b>4.3 Werkstoffe.....</b>	<b>24</b>
<b>4.4 Belastungen .....</b>	<b>25</b>
<b>5 Berechnungskennwerte .....</b>	<b>25</b>
<b>5.1 Allgemeines .....</b>	<b>25</b>
<b>5.2 Flanschkennwerte .....</b>	<b>25</b>
<b>5.2.1 Allgemeines .....</b>	<b>25</b>
<b>5.2.2 Flanschring .....</b>	<b>26</b>
<b>5.2.3 Angeschlossene Schale .....</b>	<b>27</b>
<b>5.2.4 Elastizitätsbezogene Flanschkennwerte.....</b>	<b>28</b>
<b>5.3 Schrauben- und Scheibenkennwerte .....</b>	<b>29</b>
<b>5.3.1 Allgemeines .....</b>	<b>29</b>
<b>5.3.2 Effektive Querschnittsfläche der Schrauben .....</b>	<b>29</b>
<b>5.3.3 Axialer Elastizitätsmodul der Schrauben .....</b>	<b>29</b>
<b>5.3.4 Geometrische Kennwerte für Scheiben und Kontaktflächen .....</b>	<b>30</b>
<b>5.3.5 Axialer Elastizitätsmodul der Scheiben .....</b>	<b>30</b>
<b>5.4 Dichtungskennwerte .....</b>	<b>30</b>
<b>5.4.1 Allgemeines .....</b>	<b>30</b>
<b>5.4.2 Theoretische Maße .....</b>	<b>31</b>
<b>5.4.3 Effektive Maße .....</b>	<b>31</b>
<b>5.4.4 Axialer Elastizitätsmodul der Dichtung .....</b>	<b>32</b>
<b>5.4.5 Hebelarme .....</b>	<b>33</b>
<b>6 Kräfte .....</b>	<b>35</b>
<b>6.1 Allgemeines .....</b>	<b>35</b>
<b>6.2 Aufgebrachte Belastungen .....</b>	<b>35</b>
<b>6.2.1 Montagezustand (<math>I = 0</math>) .....</b>	<b>35</b>
<b>6.2.2 Folgezustände (<math>I = 1, 2, \dots</math>) .....</b>	<b>35</b>
<b>6.3 Nachgiebigkeit der Verbindung .....</b>	<b>36</b>
<b>6.4 Erforderliche Mindestkräfte für die Dichtung .....</b>	<b>37</b>
<b>6.4.1 Montagezustand (<math>I = 0</math>) .....</b>	<b>37</b>
<b>6.4.2 Folgezustände (<math>I = 1, 2, \dots</math>) .....</b>	<b>37</b>
<b>6.5 Innere Kräfte im Montagezustand (<math>I = 0</math>) .....</b>	<b>38</b>
<b>6.5.1 Erforderliche Kräfte .....</b>	<b>38</b>
<b>6.5.2 Berücksichtigung der Streuung der Schraubenkraft bei Montage .....</b>	<b>39</b>

<b>6.6</b>	<b>Innere Kräfte in Folgezuständen (<math>I = 1, 2, \dots</math>) .....</b>	<b>40</b>
<b>7</b>	<b>Belastungsgrenzen.....</b>	<b>41</b>
<b>7.1</b>	<b>Allgemeines .....</b>	<b>41</b>
<b>7.2</b>	<b>Schrauben.....</b>	<b>41</b>
<b>7.3</b>	<b>Dichtung.....</b>	<b>42</b>
<b>7.4</b>	<b>Integrierter Flansch und Bund/Bördel .....</b>	<b>42</b>
<b>7.5</b>	<b>Blindflansch.....</b>	<b>44</b>
<b>7.6</b>	<b>Loser Flansch mit Bund/Bördel.....</b>	<b>44</b>
	<b>Anhang A (informativ) Maße für genormte metrische Schrauben .....</b>	<b>46</b>
	<b>Anhang B (informativ) Anziehen der Schrauben.....</b>	<b>48</b>
<b>B.1</b>	<b>Streuung der Einbau-Schraubenkraft einer einzelnen Schraube — Richtwerte <math>\varepsilon_{1-}</math> und <math>\varepsilon_{1+}</math> für eine einzelne Schraube.....</b>	<b>48</b>
<b>B.2</b>	<b>Streuung der Gesamt-Schraubenkraft aller Schrauben .....</b>	<b>49</b>
<b>B.3</b>	<b>Unkontrolliertes Anziehen von Hand .....</b>	<b>49</b>
<b>B.4</b>	<b>Montage mittels Drehmomentschlüssel .....</b>	<b>49</b>
<b>B.5</b>	<b>Montage mittels Schraubenspannvorrichtung.....</b>	<b>51</b>
	<b>Anhang C (informativ) Drehungen des Flansches .....</b>	<b>52</b>
<b>C.1</b>	<b>Allgemeines .....</b>	<b>52</b>
<b>C.2</b>	<b>Anwendung der Flanschdrehung .....</b>	<b>52</b>
<b>C.3</b>	<b>Berechnung der Flanschdrehung .....</b>	<b>52</b>
	<b>Anhang D (informativ) Anwendung der Berechnungsmethode .....</b>	<b>54</b>
<b>D.1</b>	<b>Grundsatz der Berechnungsmethode .....</b>	<b>54</b>
<b>D.2</b>	<b>Mechanisches Modell .....</b>	<b>55</b>
<b>D.3</b>	<b>Erforderliche Prüfungen.....</b>	<b>56</b>
<b>D.4</b>	<b>Berechnungsschritte .....</b>	<b>57</b>
	<b>Anhang E (informativ) Beispiele für Reibungskoeffizienten zwischen Dichtungs- und Flanschdichtfläche .....</b>	<b>59</b>
	<b>Anhang F (informativ) Prüfen einer festgelegten Montage-Schraubenkraft .....</b>	<b>60</b>
	<b>Anhang G (informativ) Dichtungskennwerte, wenn keine Leckagerate festgelegt ist .....</b>	<b>61</b>
	<b>Anhang H (informativ) Alternative Berechnung mit Berücksichtigung der plastischen Verformung der Dichtung in nachfolgenden Belastungszuständen (nach dem Montagezustand) .....</b>	<b>63</b>
<b>H.1</b>	<b>Einleitung .....</b>	<b>63</b>
<b>H.2</b>	<b>Durchführung der Berechnung .....</b>	<b>63</b>
<b>H.2.1</b>	<b>Allgemeine Beschreibung.....</b>	<b>63</b>
<b>H.2.2</b>	<b>Keine zusätzliche plastische Verformung .....</b>	<b>64</b>
<b>H.2.3</b>	<b>Zusätzliche plastische Verformung .....</b>	<b>64</b>
<b>H.3</b>	<b>Flachdichtungen .....</b>	<b>64</b>
<b>H.3.1</b>	<b>Flachdichtungen mit geringen oder mittleren Verformungen.....</b>	<b>64</b>
<b>H.3.2</b>	<b>Flachdichtungen mit größeren Verformungen .....</b>	<b>66</b>
<b>H.4</b>	<b>Metalldichtung mit gekrümmten Oberflächen (Bilder 4 b, c, e, f) .....</b>	<b>67</b>
<b>H.5</b>	<b>Metalldichtungen mit achteckigem Querschnitt (Bild 4 d).....</b>	<b>67</b>
	<b>Anhang I (informativ) Verfügbare, noch unvollständige Modelle zur Umrechnung der Leckagerate für unterschiedliche Bedingungen (basierend auf bestimmten Strömungsmodellen) .....</b>	<b>68</b>
<b>I.1</b>	<b>Einleitung und Warnhinweis .....</b>	<b>68</b>
<b>I.2</b>	<b>Grundlagen der Strömungslehre .....</b>	<b>68</b>
<b>I.2.1</b>	<b>Transportarten.....</b>	<b>68</b>
<b>I.2.2</b>	<b>Gase .....</b>	<b>69</b>
<b>I.2.3</b>	<b>Flüssigkeiten: Parallelkapillarenmodell .....</b>	<b>70</b>

I.3	Einflussfaktoren der Leckagerate von Dichtungen und Verbindungen mit Dichtungen .....	70
I.3.1	Liste der ermittelten Faktoren .....	70
I.3.2	Grenzen und Einschränkungen der vorgeschlagenen Modelle .....	70
I.3.3	Abhängigkeit vom Druck .....	71
I.3.4	Abhängigkeit von der Temperatur .....	72
I.3.5	Abhängigkeit von der Art des Mediums .....	73
I.3.6	Einfluss der Dichtungsdicke .....	74
I.3.7	Einfluss der Dichtungsbreite .....	74
I.3.8	Einfluss der Dichtungsspannung .....	74
I.3.9	Einfluss sonstiger Faktoren .....	75
I.3.10	Zusammenfassung zu den Einflussfaktoren .....	75
I.4	Praktische Anwendung für Berechnungen nach EN 1591-1 .....	76
I.4.1	Allgemeines .....	76
I.4.2	Bestimmung einer Leckageraten-Tendenz für die Flanschverbindung bei „tatsächlichen“ Bedingungen anhand von „Bezugs“-Bedingungen .....	77
I.4.3	Bestimmung einer Leckageraten-Tendenz für die Flanschverbindung bei „Bezugs“- Bedingungen anhand von „tatsächlichen“ Bedingungen .....	78
Anhang ZA (informativ) Zusammenhang zwischen dieser Europäischen Norm und den grundlegenden Anforderungen der abzudeckenden Richtlinie 2014/68/EU über Druckgeräte .....		80
Literaturhinweise .....		81

## **Europäisches Vorwort**

Dieses Dokument (prEN 1591-1:2021) wurde vom Technischen Komitee CEN/TC 74 „Flansche und Flanschverbindungen“ erarbeitet, dessen Sekretariat von DIN gehalten wird.

Dieses Dokument ist derzeit zur parallelen Umfrage vorgelegt.

Dieses Dokument wird EN 1591-1:2013 ersetzen.

Die hauptsächlichen Änderungen im Vergleich zur vorherigen Ausgabe beinhalten:

- Streichung der Möglichkeit, das Kriech-/Relaxationsverhalten der Dichtung durch zusätzliche Durchbiegung zu erfassen. In dieser neuen Überarbeitung wird das Kriech-/Relaxationsverhalten der Dichtung nur noch über den PQR-Faktor behandelt;
- Korrektur der berücksichtigten Hebelarme für die Berechnung des Belastungsgrades für integrierten Flansch und Bund/Bördel (127), (135);
- Einführung eines reduzierten maximal zulässigen Wertes des Belastungsgrades für großen integrierten Flansch und Bund/Bördel (128), (149);
- die Möglichkeit, eine verschraubte Flanschverbindung für einen festgelegten Wert der Montage-Schraubenkraft zu prüfen, die bisher im Hauptteil des Dokuments behandelt wurde, ist jetzt in einem neuen informativen Anhang (Anhang F) definiert;
- Aktualisierung der Reibungsfaktoren für Flansche/Dichtungen in Anhang E;
- Aktualisierung des Anhangs ZA in Übereinstimmung mit der Richtlinie 2014/68/EU über Druckgeräte.

Dieses Dokument wurde im Rahmen eines Mandats erarbeitet, das die Europäische Kommission und die Europäische Freihandelszone CEN erteilt haben, und unterstützt grundlegende Anforderungen der EU-Richtlinien.

Zum Zusammenhang mit EU-Richtlinie 2014/68/EU siehe informativen Anhang ZA, der Bestandteil dieses Dokuments ist.

EN 1591 besteht aus mehreren Teilen:

- EN 1591-1, *Flansche und ihre Verbindungen — Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung — Teil 1: Berechnung;*
- CEN/TR 1591-2, *Flansche und ihre Verbindungen — Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung — Teil 2: Dichtungskennwerte;*
- CEN/TS 1591-3, *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;*
- EN 1591-4, *Flansche und ihre Verbindungen — Teil 4: Qualifizierung der Befähigung von Personal zur Montage von Schraubverbindungen in druckbeaufschlagten Systemen im kritischen Einsatz;*
- CEN/TR 1591-5, *Flansche und ihre Verbindungen — Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung — Teil 5: Berechnungsmethode für Verbindungen mit vollflächiger Dichtung.*

Die Berechnungsmethode erfüllt sowohl die Kriterien der Dichtheit als auch der Festigkeit. Betrachtet wird das Verhalten des Gesamtsystems Flansche/Schrauben/Dichtung. Die berücksichtigten Kennwerte sind nicht nur grundsätzlicher Art wie:

- Druck des Mediums;
- Festigkeitswerte der Flansch-, Schrauben- und Dichtungswerkstoffe;
- Faktoren der Dichtungspressung;
- Nenn-Schraubenkraft;

sondern auch:

- mögliche Streuung durch das Schrauben-Anziehverfahren;
- Änderungen der Dichtungskraft bei Verformung aller Teile der Flanschverbindung;
- Einfluss der angeschlossenen Schale oder des angeschlossenen Rohrs;
- Einfluss äußerer Axial- und Querkräfte sowie Torsions- und Biegemomente;
- Einfluss von Temperaturdifferenzen zwischen Schrauben und Flanschring.

Die Anwendung dieser Berechnungsmethode ist vor allem nützlich für Verbindungen, bei denen die Schraubenkraft während des Anziehens gemessen wird. Je größer hier die Genauigkeit ist, desto nutzbringender ist die Anwendung der Berechnungsmethode.

## **1 Anwendungsbereich**

Dieses Dokument legt eine Berechnungsmethode für Flanschverbindungen mit runden Flanschen, Schrauben und Dichtung fest. Es hat den Zweck, die Festigkeit der Konstruktion sicherzustellen und die Dichtigkeit zu kontrollieren. Dafür werden Dichtungskennwerte angewendet, die auf Definitionen und Prüfverfahren nach EN 13555:2014 beruhen.

Die Berechnungsmethode ist nicht anwendbar auf Flanschverbindungen mit einem metallischen Dichtflächenkontakt und auf Flanschverbindungen, deren Steifigkeit über die Dichtungsbreite stark schwankt. Bei Dichtungen in unelastischen Werkstoffen, die starke Verformungen zulassen, können die Ergebnisse nach dieser Berechnungsmethode übermäßig konservativ sein (d. h. erforderliche Schraubenkraft zu hoch, zulässiger Mediendruck zu gering, erforderliche Flanschdicke zu groß usw.).

## **2 Normative Verweisungen**

Die folgenden Dokumente werden im Text in solcher Weise in Bezug genommen, dass einige Teile davon oder ihr gesamter Inhalt Anforderungen des vorliegenden Dokuments darstellen. 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 13555:2014<sup>1</sup>, *Flansche und ihre Verbindungen — Dichtungskennwerte und Prüfverfahren für die Anwendung der Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtungen*

## **3 Begriffe und Indizes, Sonderzeichen und Symbole**

Für die Anwendung dieses Dokuments gelten die folgenden Begriffe und Indizes, Sonderzeichen und Symbole.

ISO und IEC stellen terminologische Datenbanken für die Verwendung in der Normung unter den folgenden Adressen bereit:

- ISO Online Browsing Platform: verfügbar unter <https://www.iso.org/obp>
- IEC Electropedia: verfügbar unter <http://www.electropedia.org/>

### **3.1 Begriffe**

**ANMERKUNG** Bild 1 bis Bild 14 veranschaulichen die Nomenklatur der geometrischen Kennwerte. Sie zeigen nur das Prinzip und legen nicht die Konstruktion fest. Es sind nicht alle möglichen Flanschtypen dargestellt, für die die Berechnungsmethode gilt.

Für genormte Flanschtypen, z. B. nach EN 1092 oder EN 1759, gelten die folgenden Bilder:

Typ 01      Bild 10

Typ 02      Bild 12

Typ 04      Bild 12

Typ 05      Bild 11

---

<sup>1</sup> In Überarbeitung.

Typ 07	Bild 12
Typ 11	Bild 6
Typ 12	Bild 13
Typ 13	Bild 14
Typ 21	Bild 6 bis Bild 9

### **3.1.1** **Flansche**

#### **3.1.1.1**

##### **integrierter Flansch**

Flansch, der mit der Schale entweder verschweißt ist (z. B. Vorschweißflansche – siehe Bild 6 bis Bild 9, oder Überschieb-Schweißflansche mit Ansatz – siehe Bild 10 und Bild 13) oder an die Schale angegossen ist (Integralflansche, Typ 21)

#### **3.1.1.2**

##### **Blindflansch**

ebene Platte (siehe Bild 11)

#### **3.1.1.3**

##### **loser Flansch**

separater Flanschring, der an Bund oder Bördel anliegt (siehe Bild 12)

#### **3.1.1.4**

##### **Ansatz**

axiale Erweiterung des Flanschrings, verbindet üblicherweise den Flanschring mit der Schale (siehe Bild 6 und Bild 7)

#### **3.1.1.5**

##### **Bund oder Bördel**

Anlagefläche für losen Flansch (siehe Bild 12)

#### **3.1.2**

##### **Belastung**

#### **3.1.2.1**

##### **äußere Belastungen**

Kräfte und/oder Momente, die durch angeschlossene Teile auf die Verbindung wirken, z. B. Masse und Wärmeausdehnung der Rohre

#### **3.1.3**

##### **Belastungszustände**

#### **3.1.3.1**

##### **Belastungszustand**

Zustand bei festgelegten, gleichzeitig wirkenden Belastungen, bezeichnet durch *I*

### 3.1.3.2

#### **Montagezustand**

Belastungszustand aufgrund des erstmaligen Anziehens der Schrauben (Einbau, Montage), bezeichnet durch  $I = 0$

### 3.1.3.3

#### **Folgezustand**

Belastungszustand nach dem Montagezustand, z. B. Prüfzustand, Betriebszustand, Anfahr- und Abfahrzustand, bezeichnet durch  $I = 1, 2, 3...$

### 3.1.4

#### **Nachgiebigkeit**

##### 3.1.4.1

###### **Nachgiebigkeit**

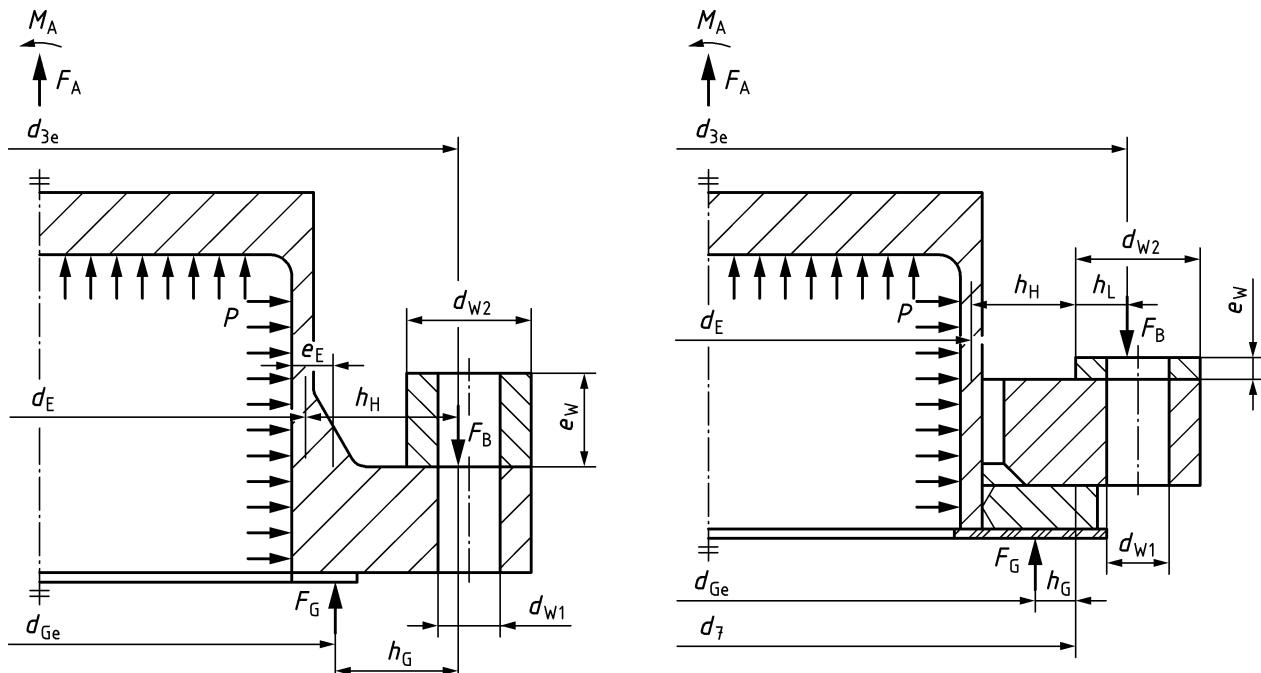
Reziproker Wert der Steifigkeit (axial), Symbol  $Y$ , [mm/N]

##### 3.1.4.2

###### **Elastizitätsmodul**

Reziproker Wert des Steifigkeitsmoduls, ohne elastische Konstanten des Werkstoffs:

- axial: Symbol  $X$ , [1/mm]
- bei Drehung: Symbol  $Z$ , [1/mm<sup>3</sup>]



**Bild 1 — Belastungen und Hebelarme**

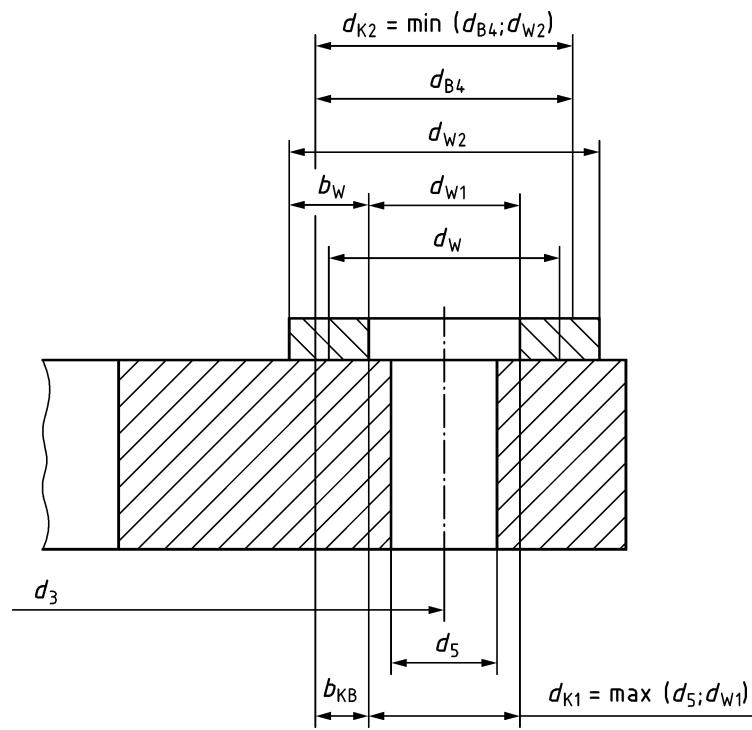
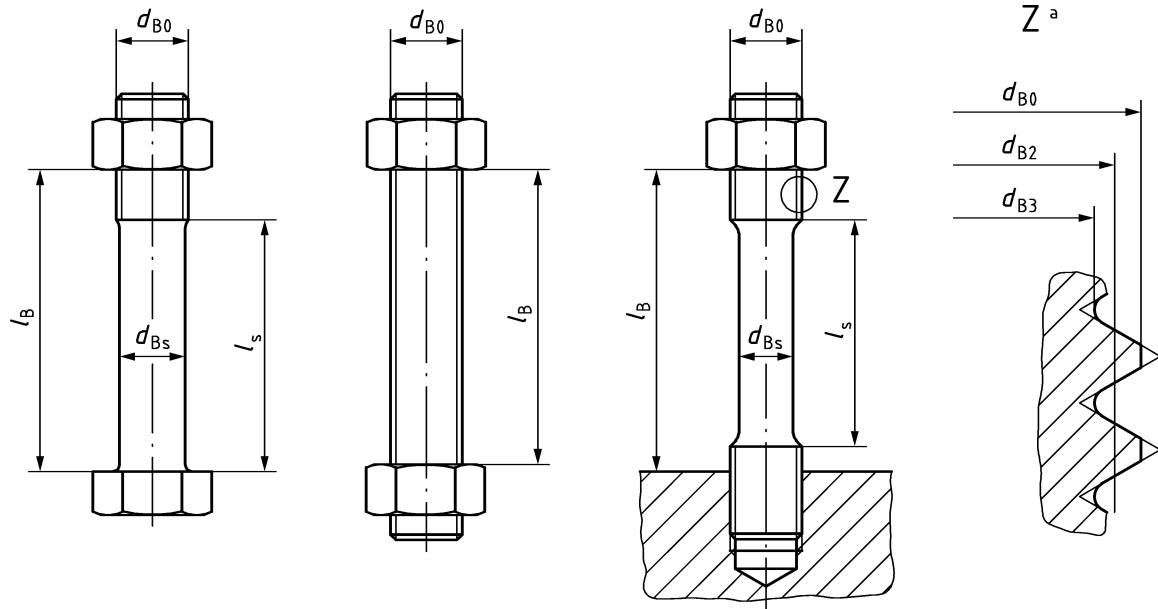


Bild 2 — Scheibe



$$l_e = l_B - l_s$$

Bild 3 — Schrauben

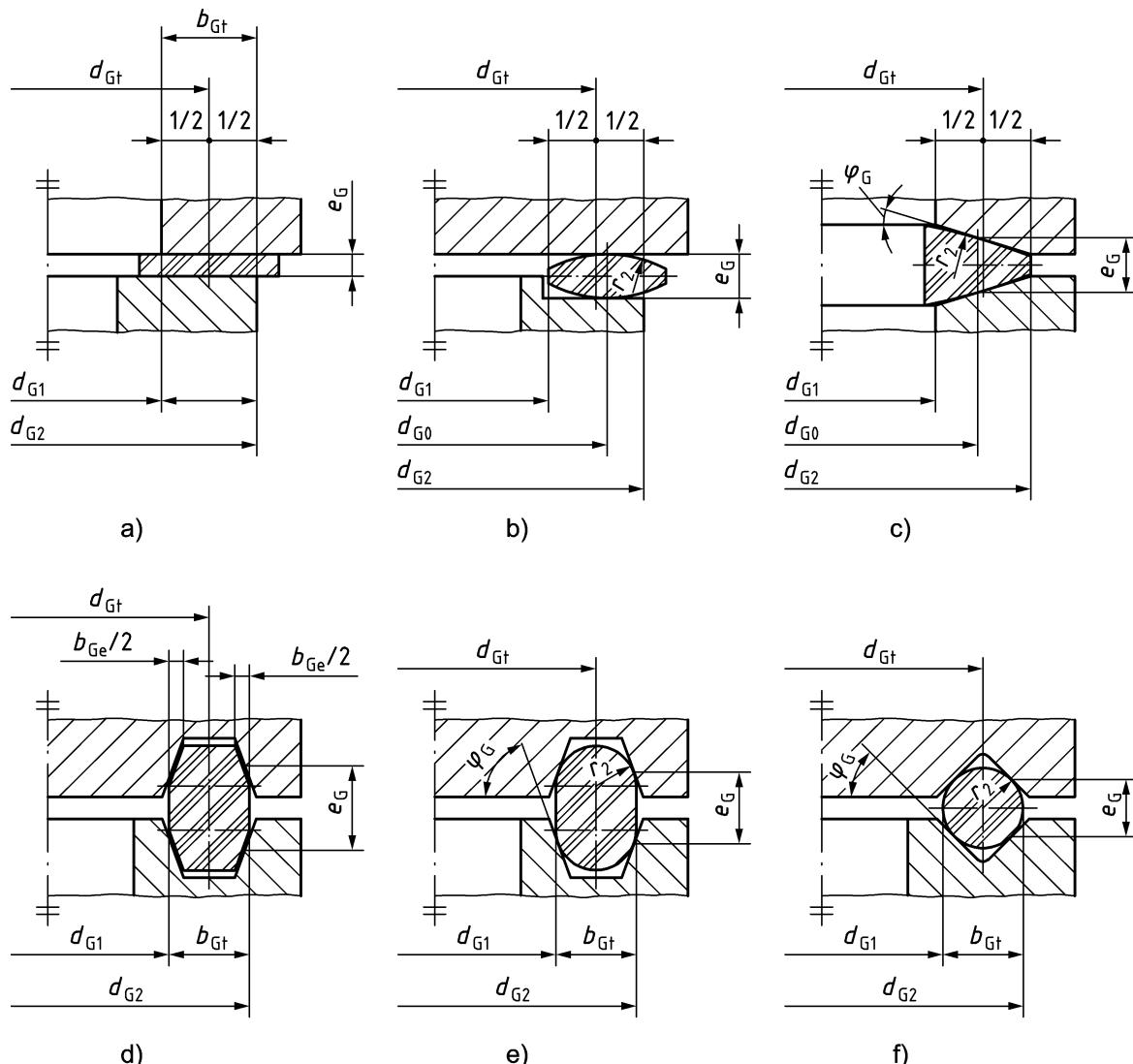
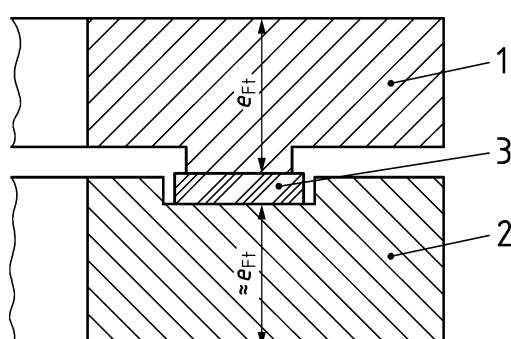


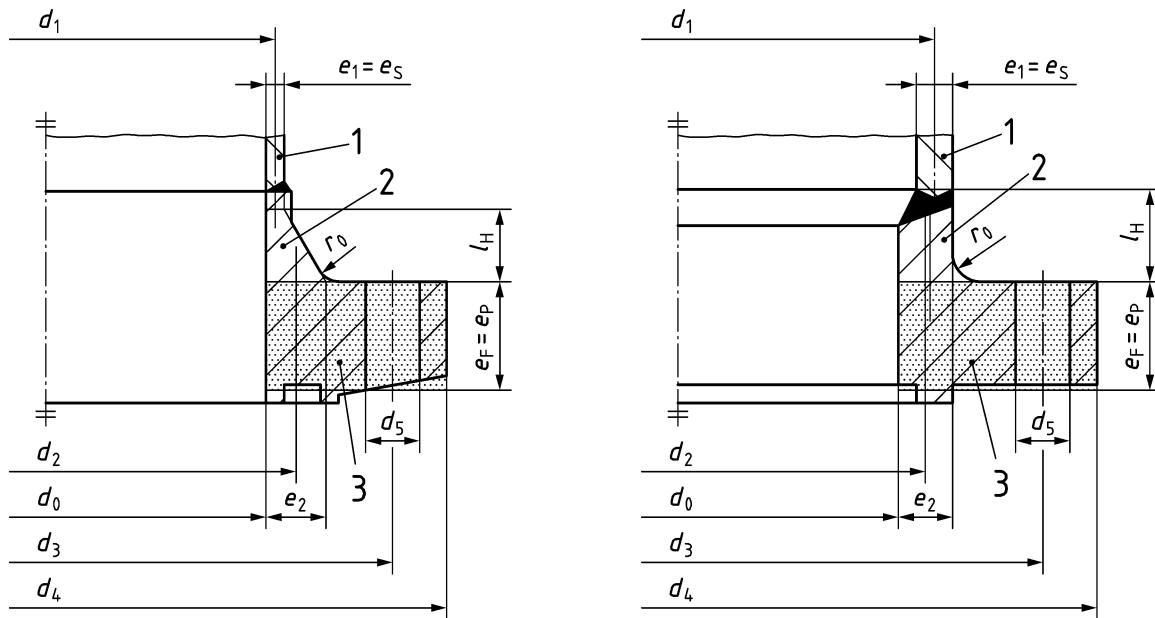
Bild 4 — Dichtungen



**Legende**

- 1 Flansch mit Vorsprung (Feder)
- 2 Flansch mit Rücksprung (Nut)
- 3 Dichtung

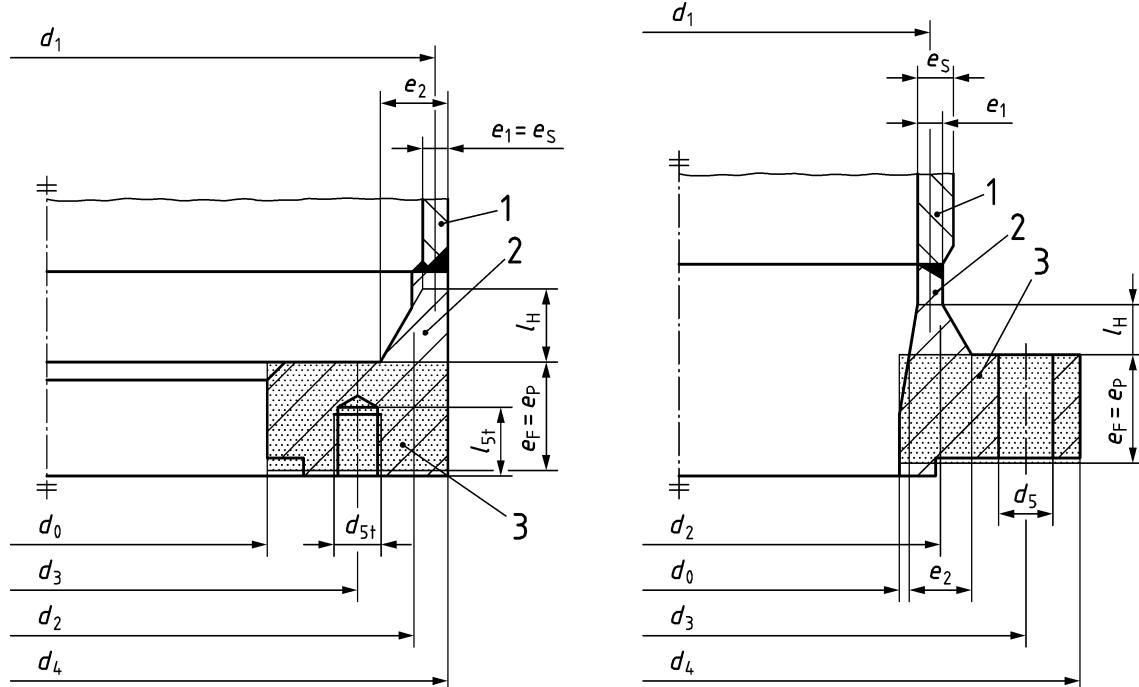
Bild 5 — Einzelheiten für Feder- und Nutdichtflächen



**Legende**

- 1 Schale
- 2 Ansatz
- 3 Ring

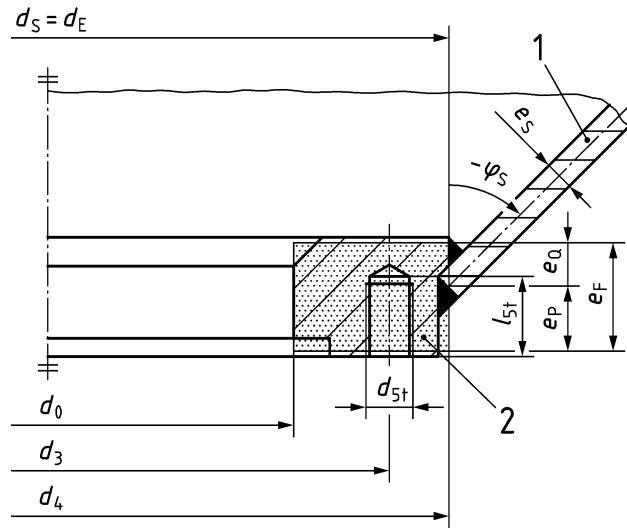
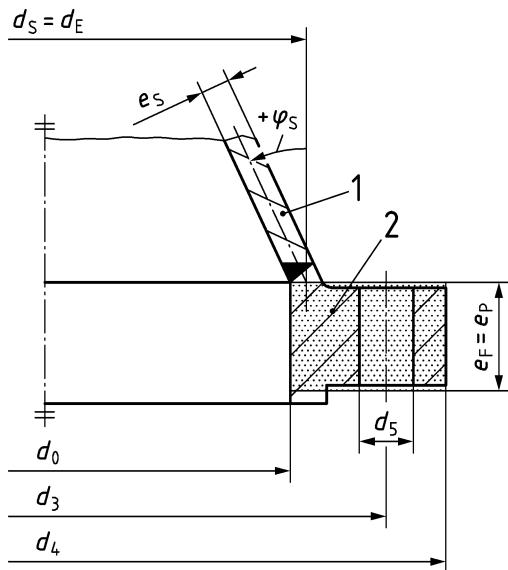
Bild 6 — Vorschweißflansche mit Zylinderschalen (Beispiel 1)



**Legende**

- 1 Schale
- 2 Ansatz
- 3 Ring

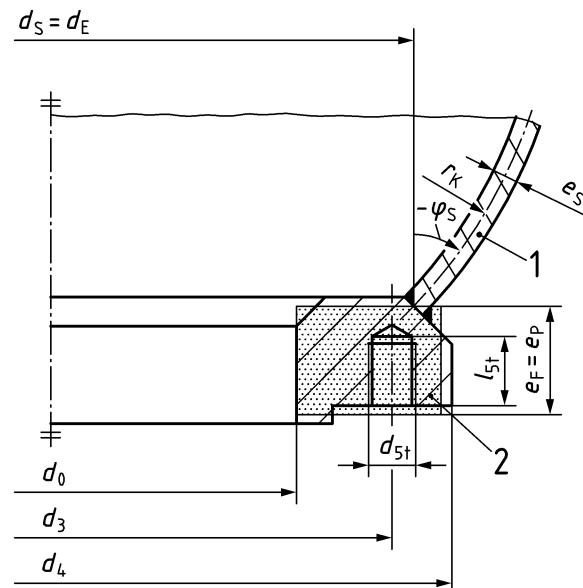
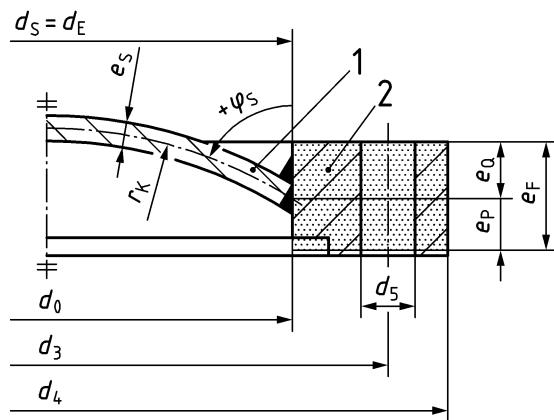
Bild 7 — Vorschweißflansche mit Zylinderschalen (Beispiel 2)



**Legende**

- 1 Schale
- 2 Ring

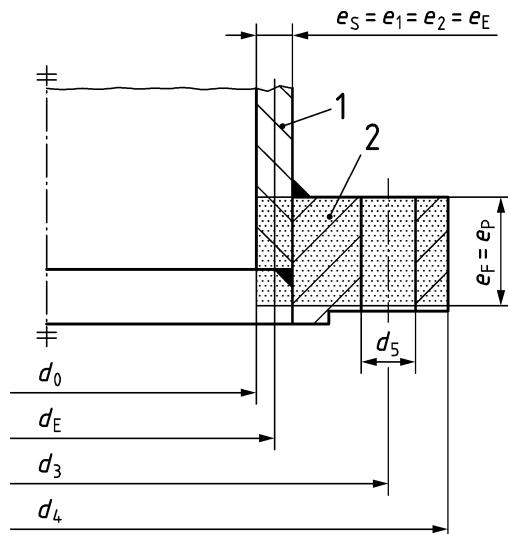
**Bild 8 — An Kegelschalen angeschweißte Flansche**



**Legende**

- 1 Schale
- 2 Ring

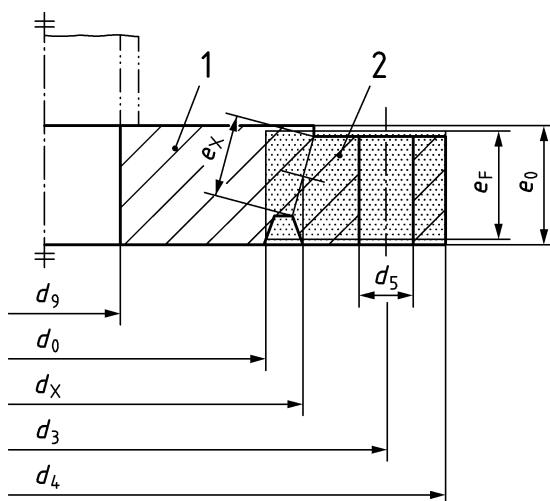
**Bild 9 — An Kugelschalen angeschweißte Flansche**



**Legende**

- 1 Schale  
2 Ring

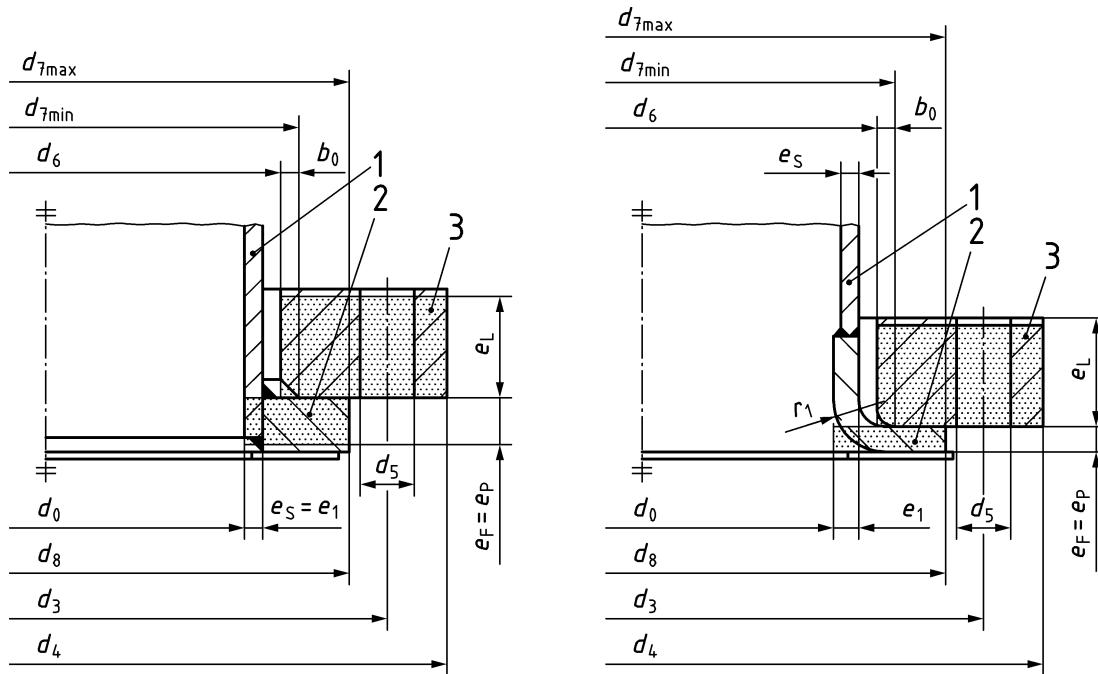
**Bild 10 — Glatter Anschweißflansch**



**Legende**

- 1 Platte  
2 Ring

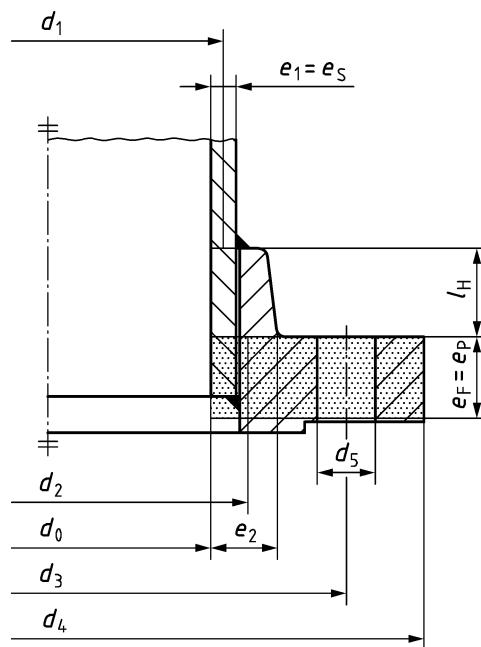
**Bild 11 — Blindflansch**



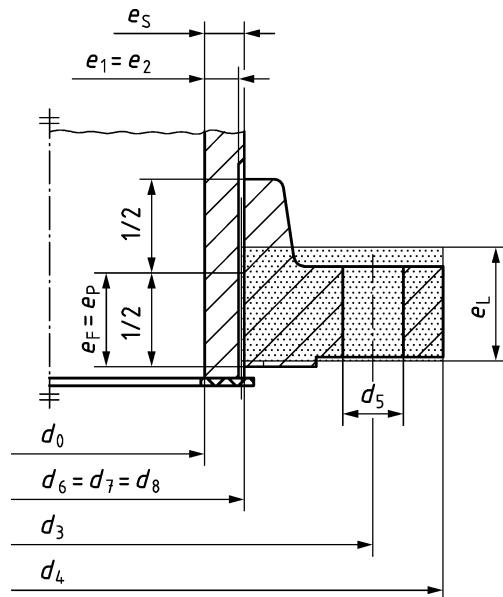
**Legende**

- 1 Schale
- 2 Bund/Bördel
- 3 loser Flansch

**Bild 12 — Lose Flansche mit Bund oder Bördel**



**Bild 13 — Überschieb-Schweißflansch mit Ansatz**



**Bild 14 — Gewindeflansch mit Ansatz**

### 3.2 Indizes und Sonderzeichen

#### 3.2.1 Indizes

- A zusätzlich ( $F_A, M_A$ )
- B Schraube
- D äquivalenter Zylinder (konischer Ansatz + angeschlossene Schale) zur Berechnung der Belastungsgrenze
- E äquivalenter Zylinder (konischer Ansatz + angeschlossene Schale) zur Berechnung der Nachgiebigkeit
- F Flansch
- G Dichtung
- H Ansatz
- I Kennzahl für den Belastungszustand (mit den Werten 0, 1, 2 ...)
- L loser Flansch, quer ( $F_{LQ}$ )
- M Moment
- N Mutter
- P Mediendruck
- Q resultierende axiale Kraft durch Druck
- R resultierende axiale Kraft durch äußere Kraft
- S Schale, Scherbeanspruchung

<i>T</i>	Schale, modifiziert
<i>TG</i>	Torsion ( $M_{TG}$ )
<i>X</i>	schwächster Flanschquerschnitt
<i>W</i>	Scheibe
$\Delta$	Änderung oder Unterschied/Differenz
<i>av</i>	Mittelwert
<i>c</i>	berechnet
<i>e</i>	effektiv
<i>i</i>	Zwischenwert
<i>max</i>	Maximum, Höchstwert
<i>min</i>	Minimum, Mindestwert
<i>nom</i>	Nennwert
<i>opt</i>	optimal
<i>req</i>	erforderlich
<i>s</i>	Schaft (glatter Teil der Schraube)
<i>specified</i>	verweist auf den Fall der Berechnung, die für eine gegebene (festgelegte) Einbau-Schraubenkraft durchgeführt wurde (Anhang F)
<i>t</i>	theoretisch, Drehmoment, Gewinde
<i>0</i>	Einbauzustand ( $I = 0$ , siehe Index $I$ )

### 3.2.2 Sonderzeichen

- ~ Zeichen, das über den Symbolen für die Flanschkennwerte steht und sich auf den zweiten Flansch der Verbindung bezieht, der sich möglicherweise vom ersten Flansch unterscheidet

### 3.3 Symbole

Wo Einheiten verwendet werden, sind diese in eckigen Klammern angegeben. Wo keine Einheiten verwendet werden, ist nichts angegeben.

$A_B$	effektive Gesamtquerschnittsfläche aller Schrauben [ $\text{mm}^2$ ], Gleichung (39), Gleichung (52), Gleichung (121), Gleichung (B.3)
$A_F, A_L$	radiale Gesamtquerschnittsfläche des Flanschrings (einschließlich Schraubenlöcher), losen Flansches [ $\text{mm}^2$ ], Gleichung (8), Gleichung (11) und Gleichung (14)
$A_{Ge}, A_{Gt}$	Fläche der Dichtung, effektiv, theoretisch [ $\text{mm}^2$ ], Gleichung (54), Gleichung (51), Gleichung (126)
$A_Q$	effektive Fläche für die axiale Kraft des Mediendrucks [ $\text{mm}^2$ ], Gleichung (88)

$E_B, E_F, E_L, E_W$	Elastizitätsmodul des mit dem entsprechenden Index bezeichneten Teils, bei der Temperatur des Teils [MPa], Gleichung (60), Gleichung (63), Gleichung (97) bis Gleichung (100), Gleichung (C.1), Gleichung (C.2)
$E_G$	Elastizitätsmodul der Dichtung für Entlastung/Wiederbelastung bei der betrachteten Temperatur unter Berücksichtigung der gepressten Einbaudicke [MPa], Gleichung (56), Gleichung (64), Gleichung (65), Gleichung (67), Gleichung (68), Gleichung (72), Gleichung (73), Gleichung (98)
$F_A$	äußere axiale Zusatzkraft [N], Zugkraft $> 0$ , Druckkraft $< 0$ , siehe Bild 1, Gleichung (90) und Gleichung (94)
$F_B$	Schraubenkraft (Summe aller Schrauben) [N], Gleichung (120), Gleichung (121), Gleichung (146), Gleichung (148), Gleichung (C.2)
$F_G$	Dichtungskraft [N], Gleichung (52), Gleichung (55), Gleichung (63), Gleichung (69), Gleichung (73), Gleichung (108), Gleichung (118), Gleichung (119), Gleichung (120), Gleichung (126), Gleichung (127), Gleichung (135), Gleichung (C.1)
$F_{G\Delta}$	Mindestdichtungskraft [N] im Montagezustand, die nach allen Lastwechseln bei Folgezuständen die erforderliche Dichtungskraft sicherstellt, Gleichung (103), Gleichung (104)
$F_L$	aus den radialen Zusatzkräften resultierende Querkraft [N], Gleichung (91) und Gleichung (102)
$F_Q$	axiale Kraft des Mediendrucks [N], Gleichung (89), Gleichung (102), Gleichung (103), Gleichung (104), Gleichung (118), Gleichung (119), Gleichung (120), Gleichung (127), Gleichung (135), Gleichung (151), Gleichung (C.1)
$F_R$	aus den äußeren Zusatzbelastungen resultierende Kraft [N], Gleichung (94), Gleichung (102), Gleichung (103), Gleichung (104), Gleichung (106), Gleichung (116), Gleichung (118), Gleichung (119), Gleichung (120), Gleichung (127), Gleichung (135), Gleichung (151), Gleichung (C.1)
$F_X, F_Y, F_Z$	Zusatzkräfte auf der X-, Y- und Z-Achse an der Dichtungsschnittstelle [N], Gleichung (90) und Gleichung (91)
$I$	Nummer des Belastungszustands, Montagezustand: $I = 0$ , Folgezustände: $I = 1, 2, 3, \dots$
$I_B$	Plastischer Torsionsmodul von Schraubenschäften $\left\{ I_B = \frac{\pi}{12} \times \min(d_{Be}; d_{Bs})^3 \right\}$ [mm <sup>3</sup> ], Gleichung (121)
$M_A$	resultierendes äußeres Zusatzbiegemoment [N × mm], Bild 1, Gleichung (92) und Gleichung (102)
$M_{t,nom}$	Nenn-Schrauben-Drehmoment [N × mm], Gleichung (B.4) und Gleichung (B.5)
$M_{tB}$	Torsionsmoment [N × mm] am Schraubenschaft infolge der Montage der Schraubenverbindung mit Nenn-Drehmoment $M_{t,nom}$ , Gleichung (121), Gleichung (B.9)
$M_{TG}$	externes Zusattorsionsmoment infolge von Reibung, Gleichung (93) und Gleichung (102)
$N_R$	Anzahl der Montage- und Nachziehvorgänge während der Lebensdauer einer Verbindung, Gleichung (117), Gleichung (F.2)

$P$	Mediendruck [MPa], Innendruck $> 0$ , Außendruck $< 0$ (1 bar = 0,1 MPa), Gleichung (89)
ANMERKUNG	$P$ entspricht in dieser Norm dem maximal zulässigen Druck PS nach der DGRL.
$P_{QR}$	Kriech-/Relaxationsfaktor als Verhältnis von Rest- und ursprünglicher Dichtungsflächenpressung unter Belastung [-], Gleichung (103), Gleichung (104), Gleichung (118), Gleichung (119), Gleichung (C.7), Gleichung (C.8) (siehe EN 13555:2014 für weitere Details)
$Q_{G0}$	Dichtungsflächenpressung im Montagezustand [MPa], Gleichung (55)
$Q_A$	Dichtungsflächenpressung im Montagezustand vor Entlastung, der für die Gültigkeit der entsprechenden $Q_{Smin(L)}$ bei allen Folgezuständen erforderlich ist [MPa], Gleichung (101). Der niedrigste zulässige Wert für $Q_A$ ist $Q_{min(L)}$ aus EN 13555:2014.
$Q_{0,min}$	erforderliche Dichtungsflächenpressung bei Montage vor der Entlastung, wenn keine spezielle Leckagerate gefordert wird [MPa], Ersatz für $Q_A$ in Gleichung (101), Anhang G
$Q_{min(L)}$	erforderliche Mindest-Dichtungsflächenpressung für Dichtheitsklasse L bei der Montage (auf der effektiven Dichtungsfläche) aus den Prüfergebnissen nach EN 13555:2014 [MPa] (siehe 6.4.2, ANMERKUNG 1)
$Q_{Smin(L)}$	erforderliche Mindest-Dichtungsflächenpressung für Dichtheitsklasse L im Betriebszustand (nach Entlastung) (auf der effektiven Dichtungsfläche) aus den Prüfergebnissen nach EN 13555:2014 [MPa], Gleichung (102)
$Q_{Smax}$	maximal zulässige Dichtungsflächenpressung, die sicher und ohne Beschädigung bei der betrachteten Temperatur auf die Dichtung aufgebracht werden kann [MPa], Gleichung (63), Gleichung (67), Gleichung (68), Gleichung (72), Gleichung (73), Gleichung (126) und Gleichung (151)
$T_B, T_F, T_G, T_L, T_W$	Temperatur (Mittelwert) des durch den Index bezeichneten Bauteils [ $^{\circ}$ C] oder [K], Gleichung (95)
$T_0$	Temperatur der Verbindung im Montagezustand [ $^{\circ}$ C] oder [K] (üblicherweise +20 $^{\circ}$ C), Gleichung (95)
$W_F, W_L, W_X$	Widerstand des durch den Index bezeichneten Bauteils und/oder Querschnitts [N $\times$ mm], Gleichung (127), Gleichung (129), Gleichung (144) bis Gleichung (148), Gleichung (150)
$X_B, X_G, X_w$	axialer Elastizitätsmodul von Schrauben, Dichtung, Scheibe [1/mm], Gleichung (40), Gleichung (41), Gleichung (47), Gleichung (48), Gleichung (61), Gleichung (97), Gleichung (98)
$Y_B, Y_G, Y_Q, Y_R$	axiale Nachgiebigkeit der verschraubten Flanschverbindung, bezogen auf $F_B, F_G, F_Q, F_R$ [mm/N], Gleichung (97), Gleichung (98), Gleichung (99), Gleichung (100), Gleichung (103), Gleichung (104), Gleichung (118), Gleichung (119)
$Z_F, Z_L$	Elastizitätsmodul der Drehung des Flansches, losen Flansches [ $\text{mm}^{-3}$ ], Gleichung (32), Gleichung (36), Gleichung (33), Gleichung (37), Gleichung (38), Gleichung (60), Gleichung (63), Gleichung (97) bis Gleichung (100)
$b_0$	Breite der Anfasung (oder Abrundung) eines losen Flansches, so dass $d_{7min} = d_6 + 2 \times b_0$ [mm], Bild 12, Gleichung (83)

$b_F, b_L$	effektive Breite des Flansches, losen Flansches [mm], Gleichung (5), Gleichung (6), Gleichung (9), Gleichung (12), Gleichung (23), Gleichung (32), Gleichung (38), Gleichung (129), Gleichung (139), Gleichung (145), Gleichung (150), siehe 4.2 d) 1)
$b_{Gi}, b_{Ge}, b_{Gt}$	Interimbreite, effektive, theoretische Breite der Dichtung (radial) [mm], Gleichung (49), Gleichung (51), Gleichung (53), Gleichung (54), Gleichung (61) bis Gleichung (63), Gleichung (66), Gleichung (67), Gleichung (68), Gleichung (70), Gleichung (72) und Gleichung (73)
$b_{KB}$	Kontaktbreite Schraubenseite [mm], Gleichung (46) bis Gleichung (48), Bild 2
$b_W$	Breite einer Scheibe [mm], Gleichung (42), Gleichung (47), Gleichung (48), Bild 2
$c_A, c_B, c_F, c_M, c_S$	Korrekturfaktoren [-], Gleichung (26), Gleichung (121) bis Gleichung (125), Gleichung (133), Gleichung (134)
$d_0$	Innendurchmesser des Flanschrings [mm] und Außendurchmesser des Blindflansch-Mittelteils (mit Dicke $e_0$ ), in keinem Fall größer als der Innendurchmesser der Dichtung [mm], Bild 6 bis Bild 14, Gleichung (7) bis Gleichung (9), Gleichung (22), Gleichung (128), Gleichung (145)
$d_1$	mittlerer Durchmesser des Ansatzes am dünnen Ende [mm], Bild 6, Bild 7, Bild 13
$d_2$	mittlerer Durchmesser des Ansatzes am dicken Ende [mm], Bild 6, Bild 7, Bild 13
$d_3, d_{3e}$	tatsächlicher, effektiver Lochkreisdurchmesser [mm], Bild 6 bis Bild 14, Gleichung (4), Gleichung (146)
$d_4$	Außendurchmesser des Flansches [mm], Bild 6 bis Bild 14, Gleichung (7), Gleichung (8), Gleichung (128), Gleichung (147), Gleichung (149)
$d_5, d_{6t}, d_{5e}$	Durchmesser des Schraubenlochs, Durchgang, geschlossen, effektiv [mm], Bild 6 bis Bild 14, Gleichung (2), Gleichung (3)
$d_6$	Innendurchmesser des losen Flansches [mm], Gleichung (83), Gleichung (149), Bild 12, Bild 14
$d_7, d_{70}, d_{7\min}, d_{7\max}$	Durchmesser an der Stelle der Kraftübertragung zwischenlosem Flansch und Bund oder Bördel [mm], Bild 1, Bild 12, Gleichung (59), Gleichung (82) bis Gleichung (87) und Gleichung (151)
$d_8$	Außendurchmesser von Bund oder Bördel [mm], Gleichung (9), Gleichung (10), Gleichung (84), Bild 12 und Bild 14
$d_9$	Durchmesser eines mittigen Lochs in einem Blindflansch [mm], Gleichung (34), Bild 11
$d_{B0}, d_{Be}, d_{Bs}$	Schraubendurchmesser: Nenndurchmesser, effektiver Durchmesser, Schaftdurchmesser [mm], Gleichung (39), Gleichung (40), Bild 3, Tabelle A.1
$d_{B2}, d_{B3}$	Flankendurchmesser, kleinerer Durchmesser des Gewindes [mm], siehe Bild 3, Tabelle A.1
$d_{B4}$	maximal möglicher Außenkontaktdurchmesser zwischen Schraubenkopf bzw. Mutter und Flansch bzw. Scheibe [mm], Gleichung (45), Bild 2

$d_{Gi}$ , $d_{Ge}$ , $d_{Gt}$	Interim durchmesser, effektiver, theoretischer Durchmesser der Dichtung [mm], Bild 4, Gleichung (51), Gleichung (54), Gleichung (57) bis Gleichung (59), Gleichung (63), Gleichung (66), Gleichung (69), Gleichung (71), Gleichung (74), Gleichung (75), Gleichung (77), Gleichung (78), Gleichung (79), Gleichung (85), Gleichung (88), Gleichung (102)
$d_{K1}$ , $d_{K2}$	äußerste Kontaktdurchmesser (innen, außen) [mm], Gleichung (44) und Gleichung (45), Bild 2, 5.3.4.2 Anmerkung 2
$d_{G0}$ , $d_{G1}$ , $d_{G2}$	tatsächlicher Kontaktdurchmesser, theoretischer Innenkontaktdurchmesser, theoretischer Außenkontaktdurchmesser [mm], Gleichung (49), Gleichung (50), Gleichung (63), Gleichung (66), Gleichung (69), Gleichung (151), Bild 4
$d_E$ , $d_F$ , $d_L$ , $d_S$ , $d_X$	mittlerer Durchmesser des durch den Index bezeichneten Teils oder Querschnitts [mm], Gleichung (6), Gleichung (7), Gleichung (10), Gleichung (13), Gleichung (20), Gleichung (22), Gleichung (24), Gleichung (27), Gleichung (32), Gleichung (34), Gleichung (35), Gleichung (36), Gleichung (38), Gleichung (75), Gleichung (77), Gleichung (78), Gleichung (80), Gleichung (86), Gleichung (129), Gleichung (131), Gleichung (132), Gleichung (139), Gleichung (146), Gleichung (147), Gleichung (151), Bilder 1, 2, 8, 9, 10, 11
$d_{w1}$ , $d_w$ , $d_{w2}$	mittlerer Innen-, Außendurchmesser der Scheibe [mm], Gleichung (42) bis Gleichung (45), Bild 1, Bild 2
$e_0$	Wanddicke der Mittelplatte des Blindflansches innerhalb von $d_0$ [mm], Gleichung (36) und Gleichung (145), Bild 11
$e_1$	niedrigste Wanddicke am dünnen Ende des Ansatzes [mm], Gleichung (18), Bild 6, Bild 7, Bild 10, Bild 13, Bild 14
$e_2$	Wanddicke am dicken Ende des Ansatzes [mm], Gleichung (18), Bild 6, Bild 7, Bild 10, Bild 13, Bild 14
$e_D$ , $e_E$	Wanddicke des äquivalenten Zylinders für die Berechnung der Belastungsgrenzen, für Berechnungen der Nachgiebigkeit [mm], Gleichung (15), Gleichung (16), Gleichung (18), Gleichung (24), Gleichung (27), Gleichung (129), Gleichung (131), Gleichung (132), Gleichung (139)
$e_F$ , $e_L$	effektive axiale Dicke des Flansches, losen Flansches [mm], Gleichung (8), Gleichung (11), Gleichung (14), Gleichung (24), Gleichung (25), Gleichung (27), Gleichung (28), Gleichung (32), Gleichung (36), Gleichung (38), Gleichung (95), Gleichung (96), Gleichung (129), Gleichung (139), Gleichung (140), Gleichung (145), Gleichung (147), Gleichung (150), Gleichung (151), 4.2 1), Bild 6 bis Bild 14
$e_{Fb}$	Dicke des Flanschrings am Durchmesser $d_3$ (Schraubenposition) [mm], Gleichung (3)
$e_{Fr}$	Dicke des Flanschrings am Durchmesser $d_{Ge}$ (Angriffspunkt der Dichtungskraft), relevant für thermische Ausdehnung [mm], Gleichung (95) und Gleichung (96), Bild 2
$e_{G(QG0)}$	gepresste Dichtungsdicke bei Anpressdruck $Q_{G0}$ [mm], Gleichung (61), Gleichung (63), Gleichung (95), Gleichung (96), Gleichung (104), Gleichung (119), kann aus den Prüfungen nach EN 13555:2014 gewonnen werden
$e_{G(A)}$	gepresste Dichtungsdicke nach allen Situationen (einschließlich plastischer Verformung) [mm], Gleichung (104), Gleichung (119) und Anhang H
$e_{Gt}$	theoretische nicht gepresste Dichtungsdicke im Einbauzustand [mm], Bild 4

$e_N$	Mutternstärke, Gleichung (125)
$e_P, e_Q$	Teildicke des Flansches mit ( $e_P$ ), ohne ( $e_Q$ ) radiale Druckbelastung [mm], so dass $e_P + e_Q = e_F$ , Gleichung (25) und Gleichung (139), Bild 6 bis Bild 10 und Bild 12 bis Bild 14
$e_S$	Dicke der angeschlossenen Schale [mm], Gleichung (19), 4.2 d) 2), Bild 6 bis Bild 10, Bild 12 bis Bild 14
$e_W$	Dicke der Scheibe [mm], Gleichung (47) und Gleichung (48), Bild 1
$e_X$	Flanschdicke am schwachen Querschnitt [mm], Gleichung (147), Bild 11
$f_B, f_E, f_F, f_L, f_N, f_S$	Nenn-Berechnungsspannung [MPa] des durch den jeweiligen Index bezeichneten Teils bei Berechnungstemperatur [ $^{\circ}$ C] oder [K], entsprechend der Definition und Verwendung in den Druckbehältervorschriften (siehe Gleichung (121), Gleichung (125), Gleichung (129) bis Gleichung (132), Gleichung (139), Gleichung (145), Gleichung (147), Gleichung (150) und Gleichung (151))
$h_G, h_H, h_L$	Hebelarme [mm], Bild 1, Gleichung (57), Gleichung (58), Gleichung (63), Gleichung (79) bis Gleichung (81) und Gleichung (85) bis Gleichung (87), Gleichung (97) bis Gleichung (100), Gleichung (127), Gleichung (135), Gleichung (144), Gleichung (151), Gleichung (C.1), Gleichung (C.2)
$h_P, h_Q, h_R, h_S, h_T$	Hebelarm-Korrekturen [mm], Gleichung (27) bis Gleichung (29), Gleichung (35), Gleichung (75), Gleichung (77), Gleichung (78), Gleichung (99), Gleichung (100), Gleichung (127), Gleichung (135), Gleichung (C.1)
$j_M, j_S$	Vorzeichenzahl für Moment, Scherkraft (+1 oder 1), Gleichung (135) und Gleichung (136)
$k_Q, k_R, k_M, k_S$	Korrekturfaktoren, Gleichung (30), Gleichung (31), Gleichung (77), Gleichung (129), Gleichung (137) bis Gleichung (139), Tabelle 2
$l_B, l_S$	Axialmaße der Schrauben [mm], Bild 3, Gleichung (95), Gleichung (96) und Gleichung (40)
$l_e$	$l_e = l_B - l_S$ , Gleichung (40)
$l_H$	Länge des Ansatzes [mm], Bild 6, Bild 7, Bild 13, Gleichung (15), Gleichung (16)
$m$	Dichtheitsfaktor für Folgezustände ( $I > 0$ ) [-], (Anhang G)
$n_B$	Anzahl von Schrauben, Gleichung (1), Gleichung (4), Gleichung (39), Gleichung (40), Gleichung (B.1) bis Gleichung (B.5) und Gleichung (B.9)
$p_B$	Abstand zwischen Schrauben [mm], Gleichung (1)
$p_t$	Gewindesteigung [mm], Tabelle A.1
$r_0, r_1$	Radien [mm], Bild 6, Bild 12
$r_2$	Krümmungsradius im Dichtungsquerschnitt [mm], Bild 4
$\Delta U^T$	differentielle thermische axiale Ausdehnung [mm], Gleichung (95), Gleichung (103), Gleichung (104), Gleichung (118), Gleichung (119)

$\theta_F, \theta_L$	Drehung des Flansches, lösen Flansches durch das einwirkende Moment [rad], Anhang C, Gleichung (C.1), Gleichung (C.2)
$\psi$	Belastungsgrad des Flanschrings aufgrund von Radialkräften, Gleichung (139)
$\psi_z$	spezieller Wert für $\psi$ , Gleichung (129), Tabelle 2
$\phi_B, \phi_F, \phi_G, \phi_L, \phi_X$	Belastungsgrad des durch den jeweiligen Index bezeichneten Bauteils und/oder Querschnitts, für alle Zustände zu berechnen, Gleichung (121), Gleichung (127), Gleichung (144), Gleichung (151), Gleichung (126), Gleichung (148), Gleichung (146)
$\phi_{\max}$	Maximal zulässiger Wert für $\phi_F$ und $\phi_L$ Gleichung (129), Gleichung (149)
$\alpha_B, \alpha_F, \alpha_G, \alpha_L, \alpha_W$	Wärmeausdehnungskoeffizient des durch den jeweiligen Index bezeichneten Teils, Mittelwertbildung aus $T_0$ und $T_B, T_F, T_G, T_L, T_W$ [ $K^{-1}$ ], Gleichung (95)
$\beta, \gamma, \delta, \nu, \kappa, \lambda, x, \vartheta$	Hilfsvariablen, Gleichung (17), Gleichung (23) bis Gleichung (25), Gleichung (60), Gleichung (133), Gleichung (134)
$\varepsilon_{1+}, \varepsilon_{1-}$	Streuwert der Einbau-Schraubenkraft, bezogen auf eine einzelne Schraube, oberhalb des Nennwerts, unterhalb des Nennwerts, Anhang B, Tabelle B.1
$\varepsilon_+, \varepsilon_-$	Streuwert der gesamten Belastung aller Schrauben, oberhalb des Nennwerts, unterhalb des Nennwerts, Anhang B, Gleichung (B.1), Gleichung (B.2)
$\mu$	Reibungsfaktor für das Verschrauben, siehe Anhang B
$\mu_G$	Reibungsfaktor zwischen Dichtung und Flanschdichtfläche, Tabelle (E.1) und Gleichung (102)
$\pi$	numerische Konstante ( $\pi = 3,141593$ )
$\rho$	Durchmesserverhältnis nach Gleichung (34) bis Gleichung (36), Gleichung (144), Gleichung (145)
$\varphi_G$	Neigungswinkel einer Dichtfläche [rad oder deg], Bild 4 c), Bild 4 e), Bild 4 f), Gleichung (67), Gleichung (68), Gleichung (72), Gleichung (73)
$\varphi_S$	Neigungswinkel einer angeschlossenen Schalenwand [rad oder deg], Bild 8, Bild 9, Gleichung in 4.2 d) 2), Gleichung (23), Gleichung (24), Gleichung (29) bis Gleichung (31), Gleichung (77), Gleichung (131), Gleichung (132), Gleichung (139)

## 4 Anforderungen an die Anwendung der Berechnungsmethode

### 4.1 Allgemeines

Die Berechnungsmethode bietet, sofern zulässig, eine Alternative zum Nachweis der Gültigkeit der Auslegung mit anderen Mitteln, z. B.:

- besondere Prüfung;
- bewährte Praxis;
- Verwendung genormter Flansche unter zulässigen Bedingungen.

Die Berechnungsmethode kann auch dazu genutzt werden, das Verhalten und die Zulässigkeit einer verschraubten Flanschverbindung für eine bestimmte Einbauschraubenkraft einzuschätzen (siehe Anhang F).

## 4.2 Geometrie

Die Berechnungsmethode ist anwendbar bei Konfigurationen mit:

- a) Flanschen, deren Querschnitt angegeben oder auf die in Bild 6 bis Bild 14 dargestellten Flansche zurückzuführen ist;
- b) vier oder mehr gleichmäßig verteilten identischen Schrauben;
- c) Dichtung, deren Querschnitt und Einbaulage unter Belastung durch eine der Konstruktionen in Bild 4 und Bild 5 dargestellt werden kann;
- d) Flanschmaßen, die folgende Bedingungen erfüllen:
  - 1)  $0,2 \leq \frac{b_F}{e_F} \leq 5,0; 0,2 \leq \frac{b_L}{e_L} \leq 5,0$
  - 2)  $\cos \varphi_S \geq \frac{1}{1+0,01 \times d_s/e_s}$

ANMERKUNG 1 Zur Bedeutung der Symbole siehe Abschnitt 3.

ANMERKUNG 2 Die Bedingung  $b_F/e_F \leq 5,0$  muss bei Bunden oder Bördeln in Verbindung mit losen Flanschen nicht eingehalten zu werden.

Wurden die Auswirkungen von Korrosion in der Auslegung berücksichtigt, sollten diese Zuschläge bei der Berechnung der mit dem Medium in Kontakt stehenden Fläche wieder abgezogen werden. Bei Minus-toleranzen sollten andere Regelwerke berücksichtigt werden, zum Beispiel EN 13445 und EN 13480.

Die folgenden Konfigurationen liegen außerhalb des Anwendungsbereiches der Berechnungsmethode:

- Flansche mit im Wesentlichen nicht axialsymmetrischer Geometrie, z. B. geteilte lose Flansche, mit Stegen verstärkte Flansche;
- Flanschverbindungen, bei denen die Flansche direkten oder indirekten metallischen Kontakt zueinander innerhalb und/oder außerhalb der Dichtung, innerhalb und/oder außerhalb des Lochkreisdurchmessers haben.

## 4.3 Werkstoffe

Werte für Nenn-Berechnungsspannungen sind in dieser Berechnungsmethode nicht festgelegt. Sie sind abhängig von anderen Regelwerken, die angewendet werden; diese Werte sind z. B. in EN 13445 und EN 13480 angegeben.

Da jedoch alle wesentlichen Auslegungskennwerte in der Berechnungsmethode berücksichtigt werden, ist es möglich, durch besondere Anwendung der Nenn-Berechnungsspannungen niedrige Sicherheitsbeiwerte einzusetzen:

- im Montagezustand entsprechen die Nenn-Berechnungsspannungen den Werten für die Druckprüfung (üblicherweise größer als im Betriebszustand);
- für Schrauben werden die Nenn-Berechnungsspannungen auf der Grundlage der gleichen Regeln wie für die Flansch- und Schalenwerkstoffe berechnet, z. B. gleicher Sicherheitsbeiwert für die Streckgrenze.

## 4.4 Belastungen

Die Berechnungsmethode gilt für folgende Belastungsarten:

- Mediendruck: innen oder außen;
- äußere Belastungen: Axial- und Querkräfte, Torsions- und Biegemomente;
- axiale Ausdehnung von Flanschen, Schrauben und Dichtungen, vor allem infolge von Temperatur-einwirkungen.

In der Berechnung sind alle Betriebszustände (Anfahren, Prüfung, Betrieb, Reinigung, Instandhaltung, Abfahren und sonstige außergewöhnliche Zustände) zu berücksichtigen, soweit sie sich auf die Konstruktion auswirken.

Berechnungen müssen mindestens für die Montagezustände, die Hauptbetriebs- und die Einbauprüfzustände durchgeführt werden. Ist die Prüfung zu keinem Zeitpunkt zu wiederholen, dürfen die Berechnungen in zwei Gruppen unterteilt werden:

- A: Montage + Betrieb;
- B: Montage + Prüfung.

Anzuwenden ist die jeweils höhere Schraubenkraft im Montagezustand.

## 5 Berechnungskennwerte

### 5.1 Allgemeines

Die in diesem Abschnitt festgelegten Kennwerte sind effektive Maße, Flächen und Steifigkeitswerte.

### 5.2 Flanschkennwerte

#### 5.2.1 Allgemeines

Die Gleichungen in 5.2 sind für jeden der zwei Flansche und, sofern vorhanden, jeden Bund oder Bördel der Verbindung zu verwenden.

Die einzelnen Flanschtypen werden wie folgt behandelt:

- integrierter Flansch: Berechnung als äquivalenter Ring mit rechtwinkligem Querschnitt, Maße  $b_F \times e_F$  am effektiven mittleren Durchmesser  $d_E$  Anschluss an eine äquivalente Schale mit konstanter Wanddicke  $e_E$ ;
- Blindflansch: Berechnung als äquivalenter Ring mit rechtwinkligem Querschnitt, Maße  $b_F \times e_F$ , am Durchmesser  $d_E = d_0$  Anschluss an eine Platte mit konstanter Dicke  $e_0$ . Diese kann in der Mitte eine Öffnung mit Durchmesser  $d_0$  aufweisen. Schließt sich ein kleines Rohr an die Öffnung an, wird dieses nicht in der Berechnung berücksichtigt;
- loser Flansch: Berechnung als äquivalenter Ring mit rechtwinkligem Querschnitt, Maße  $b_L \times e_L$ , ohne Anschluss an eine Schale;
- Gewindeflansch: Berechnung wie loser Flansch mit einem Innendurchmesser, der dem Durchmesser für die Kraftübertragung entspricht, d. h. mittlerer Gewindedurchmesser;

- Bund oder Bördel: Behandlung wie integrierter Flansch.

In Bild 6 bis Bild 14 ist der äquivalente Ring schattiert dargestellt.

## 5.2.2 Flanschring

### 5.2.2.1 Schraubenlöcher

Abstand zwischen den Schrauben:

$$\frac{p_B = \pi \times d_3}{n_B} \quad (1)$$

Effektiver Durchmesser des Schraubenlochs:

$$d_{5e} = d_5 \times \sqrt{\frac{d_5}{p_B}} \quad (2)$$

Der Durchmesser von Gründlöchern wird wie folgt angenommen:

$$d_5 = d_{5t} \times \frac{l_{5t}}{e_{Fb}} \quad (3)$$

Effektiver Lochkreisdurchmesser:

$$d_{3e} = d_3 \times \left(1 - \frac{2}{n_B^2}\right) \quad (4)$$

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

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

### 5.2.2.2 Effektive Maße des Flanschrings

Die nachfolgend verwendete effektive Dicke  $e_F$  bzw.  $e_L$  ist die mittlere Dicke des Flanschrings. Sie kann durch Division der Querschnittsfläche des Rings  $A_F$  bzw.  $A_L$  (einschließlich Schraubenlöchern) durch die tatsächliche radiale Breite dieses Querschnitts berechnet werden.

Da Flansche eine Vielzahl von Querschnittsgeometrien aufweisen können, werden keine Gleichungen für die Berechnung von  $A_F$  bzw.  $A_L$  für spezifische Flanschtypen angegeben.

Integrierter Flansch und Blindflansch (siehe Bild 6 bis Bild 11)

$$b_F = \frac{d_4 - d_0}{2} - d_{5e} \quad (5)$$

$$b_L = d_L = e_L = 0 \quad (6)$$

$$d_F = \frac{d_4 + d_0}{2} \quad (7)$$

$$e_F = 2 \times \frac{A_F}{d_4 - d_0} \quad (8)$$

Loser Flansch mit Bund oder Bördel (siehe Bild 12)

Für Bund oder Bördel:

$$b_F = \frac{d_8 - d_0}{2} \quad (9)$$

$$d_F = \frac{d_8 + d_0}{2} \quad (10)$$

$$e_F = 2 \times \frac{A_F}{d_8 - d_0} \quad (11)$$

Für Flansch:

$$b_L = \frac{d_4 - d_6}{2} - d_{5e} \quad (12)$$

$$d_L = \frac{d_4 + d_6}{2} \quad (13)$$

$$e_L = 2 \times \frac{A_L}{d_4 - d_6} \quad (14)$$

### 5.2.3 Angeschlossene Schale

#### 5.2.3.1 Flansch mit konischem Ansatz

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

$$e_E = e_1 \times \left\{ 1 + \frac{(\beta - 1) \times l_H}{\left(\frac{\beta}{3}\right) \times \sqrt{d_1 \times e_1} + l_H} \right\} \quad (15)$$

$$e_D = e_1 \times \left\{ 1 + \frac{(\beta - 1) \times l_H}{\sqrt[4]{(\beta/3)^4 \times (d_1 \times e_1)^2 + l_H^4}} \right\} \quad (16)$$

$$\beta = \frac{e_2}{e_1} \quad (17)$$

$$d_E = \frac{\{ \min(d_1 - e_1 + e_E; d_2 + e_2 - e_E) + \max(d_1 + e_1 - e_E; d_2 - e_2 + e_E) \}}{2} \quad (18)$$

#### 5.2.3.2 Flansch ohne Ansatz

Bei einer direkt an einen Flanschring angeschlossenen Schale (zylindrisch, konisch oder kugelförmig, konstante Wanddicke  $e_S$ , Winkel  $\varphi_S$  und Durchmesser  $d_S$  an der Verbindungsstelle zum Flansch) gilt für die effektiven Maße:

$$e_E = e_S \quad (19)$$

$$d_E = d_S \quad (20)$$

Gleichung (19) und Gleichung (20) gelten nicht für den Fall eines Blindflansches mit mittig angeschlossenem kleinem Rohr. Hierfür gilt 5.2.3.3.

### 5.2.3.3 Blindflansch

Bei einem Blindflansch sind folgende effektive Maße anzuwenden:

$$e_E = 0 \quad (21)$$

$$d_E = d_0 \quad (22)$$

Gleichung (21) und Gleichung (22) gelten unabhängig von der Konstruktion des Blindflansches (ohne Öffnung, mit Öffnung mit oder ohne angeschlossenes kleines Rohr).

### 5.2.3.4 Bund/Bördel

Anzuwenden sind die Gleichungen aus 5.2.3.1 oder 5.2.3.2, abhängig davon, ob der Bund/Bördel einen Ansatz hat.

### 5.2.4 Elastizitätsbezogene Flanschkennwerte

#### 5.2.4.1 Integrierter Flansch und Bund/Bördel

$$\gamma = e_E \times \frac{d_F}{(b_F \times d_E \times \cos \varphi_S)} \quad (23)$$

$$\vartheta = 0,55 \times \cos \varphi_S \times \frac{\sqrt{d_E \times e_E}}{e_F} \quad (24)$$

$$\lambda = 1 - \frac{e_P}{e_F} = \frac{e_Q}{e_F} \quad (25)$$

ANMERKUNG  $e_P$  und  $e_Q$  sind in Bild 6 bis Bild 10, Bild 12, Bild 13 definiert (wenn  $e_P = e_F$ , dann  $e_Q = 0$ ).

$$c_F = \frac{(1 + \gamma \times \vartheta)}{\{1 + \gamma \times \vartheta \times [4 \times (1 - 3 \times \lambda + 3 \times \lambda^2) + 6 \times (1 - 2 \times \lambda) \times \vartheta + 6 \times \vartheta^2] + 3 \times \gamma^2 \times \vartheta^4\}} \quad (26)$$

$$h_S = 1,1 \times e_F \times \sqrt{\frac{e_E}{d_E}} \times \frac{(1 - 2 \times \lambda + \vartheta)}{(1 + \gamma \times \vartheta)} \quad (27)$$

$$h_T = e_F \times \frac{(1 - 2 \times \lambda - \gamma \times \vartheta^2)}{(1 + \gamma \times \vartheta)} \quad (28)$$

$$h_R = h_S - h_T \times 0,5 \times \tan \varphi_S \quad (29)$$

$$k_Q = \left\{ \begin{array}{l} + \frac{0,85}{\cos \varphi_S} \text{ bei Kegel- oder Zylinderschale} \\ + \frac{0,35}{\cos \varphi_S} \text{ bei Kugelschale} \end{array} \right\} \quad (30)$$

$$k_R = \left\{ \begin{array}{l} - \frac{0,15}{\cos \varphi_S \text{ bei Kegel- oder Zylinderschale}} \\ - \frac{0,65}{\cos \varphi_S} \text{ bei Kugelschale} \end{array} \right\} \quad (31)$$

$$Z_F = 3 \times d_F \times \frac{c_F}{(\pi \times b_F \times e_F^3)} \quad (32)$$

$$Z_L = 0 \quad (33)$$

#### 5.2.4.2 Blindflansch

Durchmesserverhältnis:

$$\rho = \frac{d_9}{d_E} \quad (34)$$

ANMERKUNG Erinnerung: Für einen Blindflansch gilt  $d_E = d_0$  (nach Gleichung (22)).

$$h_R = \left( \frac{d_E}{4} \right) \times (1 - \rho^2) \times \frac{(0,7 + 3,3 \times \rho^2)}{[(0,7 + 1,3 \times \rho^2) \times (1 + \rho^2)]} \quad (35)$$

$$Z_F = 3 \times \frac{d_F}{\left\{ \pi \times \left[ b_F \times e_F^3 + d_F \times e_0^3 \times \frac{(1 - \rho^2)}{(1,4 + 2,6 \times \rho^2)} \right] \right\}} \quad (36)$$

$$Z_L = 0 \quad (37)$$

#### 5.2.4.3 Loser Flansch mit Bund/Bördel

Für den Bund oder Bördel sind Gleichung (23) bis Gleichung (33) anzuwenden; für den losen Flansch gilt die folgende Gleichung:

$$Z_L = 3 \times d_L / (\pi \times b_L \times e_L^3) \quad (38)$$

### 5.3 Schrauben- und Scheibenkennwerte

#### 5.3.1 Allgemeines

Die Schraubenmaße sind in Bild 3 dargestellt. Anhang A enthält Durchmesser für die genormten metrischen Schrauben.

#### 5.3.2 Effektive Querschnittsfläche der Schrauben

$$A_B = \{min(d_{Be}; d_{Bs})\}^2 \times n_B \times \pi / 4 \quad (39)$$

#### 5.3.3 Axialer Elastizitätsmodul der Schrauben

$$X_B = (l_s/d_{Bs}^2 + l_e/d_{Be}^2 + 0,8/d_{B0}) \times 4 / (n_B \times \pi) \quad (40)$$

Die Dicke von möglicherweise in der Verbindung eingesetzten Scheiben ist bei den Längen  $l_s$  und  $l_e$  zu berücksichtigen.

### 5.3.4 Geometrische Kennwerte für Scheiben und Kontaktflächen

ANMERKUNG Die für Scheiben angegebenen Gleichungen gelten auch für Dehnungshülsen.

#### 5.3.4.1 Keine Scheiben vorhanden

Sind keine Scheiben vorhanden, gilt:

$$X_W = \tilde{X}_W = 0 \quad (41)$$

Gleichung (42) bis Gleichung (48) sind in diesem Fall außer Acht zu lassen.

#### 5.3.4.2 Scheiben vorhanden

$$b_W = \frac{d_{W2} - d_{W1}}{2} \quad (42)$$

$$d_W = \frac{d_{W2} + d_{W1}}{2} \quad (43)$$

$$d_{K1} = \max(d_5; d_{W1}) \quad (44)$$

$$d_{K2} = \min(d_{B4}; d_{W2}) \quad (45)$$

$$b_{KB} = \frac{d_{K2} - d_{K1}}{2} \quad (46)$$

ANMERKUNG 1 Diese Gleichungen gelten auch für die Scheibe von Flansch Nummer 2.

ANMERKUNG 2 Im üblichen Fall gilt  $d_{K1} = d_5$  und  $d_{K2} = d_{B4}$ .

### 5.3.5 Axialer Elastizitätsmodul der Scheiben

$$X_W = \frac{e_W}{n_B \times \pi \times d_W \times b_W} \times \frac{\frac{2 \times b_W}{(b_W + b_{KB})} + \frac{e_W}{(b_W - b_{KB})}}{1 + \frac{e_W}{(b_W - b_{KB})}} \quad (47)$$

$$\tilde{X}_W = \frac{\tilde{e}_W}{n_B \times \pi \times \tilde{d}_W \times \tilde{b}_W} \times \frac{\frac{2 \times \tilde{b}_W}{(\tilde{b}_W + \tilde{b}_{KB})} + \frac{\tilde{e}_W}{(\tilde{b}_W - \tilde{b}_{KB})}}{1 + \frac{\tilde{e}_W}{(\tilde{b}_W - \tilde{b}_{KB})}} \quad (48)$$

ANMERKUNG  $X_W$  schließt einen geschätzten Korrekturfaktor für unterschiedliche axiale Spannungen in unterschiedlichen Querschnitten ein.

### 5.4 Dichtungskennwerte

#### 5.4.1 Allgemeines

Die Notation der Maße von Dichtungen ist in Bild 4 angegeben.

#### 5.4.2 Theoretische Maße

$$b_{Gt} = (d_{G2} - d_{G1})/2 \quad (49)$$

$$d_{Gt} = (d_{G2} + d_{G1})/2 \quad (50)$$

$$A_{Gt} = \pi \times d_{Gt} \times b_{Gt} \quad (51)$$

ANMERKUNG Die theoretische Dichtungsbreite  $b_{Gt}$  ist der Höchstwert, der sich aus einem sehr großen Wert  $F_G$  ergeben kann.

#### 5.4.3 Effektive Maße

Die effektive Dichtungsbreite  $b_{Ge}$  ist bei vielen Dichtungsarten abhängig von der Dichtungskraft  $F_G$ , die auf die Dichtung wirkt. Der Wert  $b_{Ge}$  wird iterativ für den Montagezustand mit  $F_G = F_{G0}$  bestimmt und für Folgezustände als unverändert angenommen.

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

Der in dieser Berechnung verwendete Wert  $F_{G0}$  ist die erforderliche Mindestkraft, die im Montagezustand erreicht werden muss, um das Dichtheitskriterium nach 6.4 zu erfüllen.

Diese erforderliche Mindestkraft ist zu Beginn der Berechnung nicht bekannt. Sie wird durch iterative Berechnungsschritte erzielt, die wie folgt beginnen und mit 6.5.1, Gleichung (108) enden.

Zu Beginn der Berechnung darf für  $F_{G0}$  ein willkürlich gewählter Wert eingesetzt werden. Es wird allerdings empfohlen, einen realistischen Wert zu verwenden. Wird die Berechnung mit einer festgelegten Einbau-Schraubenkraft durchgeführt, ist dieser Einbauwert durch die Gleichung (F.1) in Anhang F gegeben. Andernfalls wird der Wert aus der nachstehenden Gleichung (52) empfohlen.

$$F_{G0} \leq A_B \times f_{B0} / 3 - F_{R0} \quad (52)$$

wobei

$F_{R0}$  durch 6.2.2.2 gegeben ist.

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:

$$b_{Ge} = \min\{b_{Gi}; b_{Gt}\} \quad (53)$$

Effektiver Dichtungsdurchmesser:

Der effektive Dichtungsdurchmesser  $d_{Ge}$  ist der Durchmesser, auf den die Dichtungskraft wirkt. Er wird nach Tabelle 1 ermittelt.

ANMERKUNG 2 Bei Flachdichtungen variiert  $d_{Ge}$  in Abhängigkeit von  $b_{Ge}$ . In diesem Fall beträgt  $b_{Ge}$  das Zweifache des Abstands zwischen dem Außenkontaktdurchmesser der Dichtung und dem effektiven Dichtungsdurchmesser.

Effektive Dichtungsfläche:

$$A_{Ge} = \pi \times d_{Ge} \times b_{Ge} \quad (54)$$

ANMERKUNG 3 Hierbei wird nicht berücksichtigt, wie sich in Folgezuständen ein Anstieg der Dichtungsspannung über den Wert im Montagezustand hinaus auf die Dicke der Dichtung auswirkt. Die Änderung der Dichtungsdicke gilt in einem derartigen Fall als vernachlässigbar. Wenn dieser Effekt berücksichtigt werden muss, kann die in Anhang H angegebene alternative Berechnungsmethode angewendet werden.

Dichtungsspannung im Montagezustand:

$$Q_{G0} = F_{G0}/A_{Ge} \quad (55)$$

$$E_{G0} = E_G(Q_{G0}) \quad (56)$$

Hebelarm:

$$h_{G0} = \frac{(d_{3e} - d_{Ge})}{2} \text{ bei integriertem Flansch oder Blindflansch} \quad (57)$$

$$h_{G0} = \frac{(d_{70} - d_{Ge})}{2} \text{ bei losem Flansch und Bund oder Bördel} \quad (58)$$

$$d_{70} = \min\{\max\{d_{7\min}; (d_{Ge} + \chi \times d_{3e})/(1 + \chi)\}; d_{7\max}\} \quad (59)$$

$$\chi = \frac{(Z_L \times E_{F0})}{(Z_F \times E_{L0})} \quad (60)$$

ANMERKUNG 4 Gleichung (59) und Gleichung (60) gelten nur für lose Flansche mit Bund oder Bördel.

Gleichung (53) bis Gleichung (60) werden so lange iterativ ausgewertet, bis der Wert  $b_{Ge}$  (von (62) bis (74)) innerhalb der erforderlichen Genauigkeit konstant bleibt.

Eine Genauigkeit von 5 % ist ausreichend. Um ein vom Anwender nahezu unabhängiges Ergebnis zu erreichen, wird jedoch eine Genauigkeit von 0,1 % empfohlen.

#### 5.4.4 Axialer Elastizitätsmodul der Dichtung

$$X_G = (e_G(Q_{G0})/A_{Ge}) \times (b_{Gt} + e_G(Q_{G0})/2) / (b_{Ge} + e_G(Q_{G0})/2) \quad (61)$$

Der Wert der gepressten Dichtungsdicke bei Montage,  $e_G(Q_{G0})$ , für die jeweilige Dichtungsspannung  $Q_{G0}$  ist aus einer Dichtungspressungskurve zu bestimmen, die sich aus der Prüfung nach EN 13555:2014 ergibt.

**Tabelle 1 — Effektive Dichtungsgeometrie**

Typ	Dichtungsform	Gleichungen
1	Flachdichtungen, Weichstoff, Verbundstoffe oder reine metallische Werkstoffe, siehe Bild 4 a)	<p>Erste Näherung: <math>b_{Gi} = b_{Gt}</math> (62)</p> <p>Genauer:</p> $b_{Gi} = \sqrt{\frac{e_G(Q_{G0})/(\pi \times d_{Ge} \times E_{Gm})}{h_{G0} \times Z_F/E_{F0} + \tilde{h}_{G0} \times \tilde{Z}_F/\tilde{E}_{F0}} + \left[ \frac{F_{G0}}{\pi \times d_{Ge} \times Q_{Smax}} \right]^2} \quad (63)$ <p>Bei flachen, metallischen Ringdichtungen mit rechteckigem Querschnitt: <math>E_{Gm} = E_{G0}</math> (64)</p> <p>Bei nicht-metallischen Flachdichtungen: <math>E_{Gm} = 0,5 \times E_{G0}</math> (65)</p> <p>Immer: <math>d_{Ge} = d_{Gt} - b_{Ge}</math> (66)</p> <p><math>Q_{Smax}</math> bezieht sich hier auf die Temperatur während der Montage.</p> <p>ANMERKUNG Eine alternative (genauere und komplexere) Berechnungsmethode für <math>b_{Gi}</math> ist in Anhang H angegeben.</p>
2	Metalldichtungen mit gekrümmten Oberflächen, einfache Berührung, siehe Bild 4 b) und Bild 4 c)	<p>Erste Näherung: <math>b_{Gi} = \sqrt{6 \times r_2 \times \cos \varphi_G \times b_{Gt} \times Q_{Smax}/E_{G0}}</math> (67)</p> <p>Genauer: <math>b_{Gi} = \sqrt{\frac{6 \times r_2 \times \cos \varphi_G \times F_{G0}}{\pi \times d_{Ge} \times E_{G0}} + \left[ \frac{F_{G0}}{\pi \times d_{Ge} \times Q_{Smax}} \right]^2}</math> (68)</p> <p>Immer: <math>d_{Ge} = d_{Gt}</math> (69)</p>
3	RTJ-Metalldichtung, achteckig, siehe Bild 4 d)	<p>Immer: <math>b_{Gi} = \text{Länge } b_{Ge}</math> nach Bild 4 d) (70)</p> <p>(Projektion der Berührungsleitung in Axialrichtung) <math>d_{Ge} = d_{Gt}</math> (71)</p>
4	Metalldichtungen mit ovalem oder kreisförmigem Querschnitt, doppelte Berührung, siehe Bild 4 e) und Bild 4 f)	<p>Erste Näherung:</p> $b_{Gi} = \sqrt{12 \times r_2 \times \cos \varphi_G \times b_{Gt} \times Q_{Smax}/E_{G0}} \quad (72)$ <p>Genauer:</p> $b_{Gi} = \sqrt{\frac{12 \times r_2 \times \cos \varphi_G \times F_{G0}}{\pi \times d_{Ge} \times E_{G0}} + \left[ \frac{F_{G0}}{\pi \times d_{Ge} \times Q_{Smax}} \right]^2} \quad (73)$ <p>Immer: <math>d_{Ge} = d_{Gt}</math> (74)</p>

## 5.4.5 Hebelarme

### 5.4.5.1 Alle Flansche

$$h_p = \frac{\left[ (d_{Ge} - d_E)^2 \times \frac{(2 \times d_{Ge} + d_E)}{6} + 2 \times e_p^2 \times d_F \right]}{d_{Ge}^2} \quad (75)$$

Blindflansche:

$$e_p = 0 \quad (76)$$

#### 5.4.5.2 Integrierter Flansch und Bund/Bördel

$$h_Q = \left\{ h_S \times k_Q + h_T \times \left( 2 \times d_F \times \frac{e_P}{d_E^2} - 0,5 \times \tan \varphi_S \right) \right\} \times \left( \frac{d_E}{d_{Ge}} \right)^2 \quad (77)$$

#### 5.4.5.3 Blindflansch

$$h_Q = \left( \frac{d_E}{8} \right) \times (1 - \rho^2) \times \frac{(0,7 + 3,3 \times \rho^2)}{(0,7 + 1,3 \times \rho^2)} \times (d_E/d_{Ge})^2 \quad (78)$$

#### 5.4.5.4 Integrierter Flansch und Blindflansch

$$h_G = \frac{(d_{3e} - d_{Ge})}{2} \quad (79)$$

$$h_H = \frac{(d_{3e} - d_E)}{2} \quad (80)$$

$$h_L = 0 \quad (81)$$

ANMERKUNG Diese Gleichungen gelten nicht für Bund bzw. Bördel.

#### 5.4.5.5 Loser Flansch mit Bund/Bördel

$$d_{7min} \leq d_7 \leq d_{7max} \quad (82)$$

$$d_{7min} = d_6 + 2 \times b_0 \quad (83)$$

$$d_{7max} = d_8 \quad (84)$$

$$h_G = \frac{(d_7 - d_{Ge})}{2} \quad (85)$$

$$h_H = \frac{(d_7 - d_E)}{2} \quad (86)$$

$$h_L = \frac{(d_{3e} - d_7)}{2} \quad (87)$$

Da der Wert für  $d_7$  im Voraus nicht bekannt ist, kann folgende Hypothese aufgestellt werden:

- Für die Berechnungen der Nachgiebigkeit (d. h. bis zum Ende von Abschnitt 6) ist für  $d_7$  der durch Gleichung (59) gegebene Wert  $d_{70}$  einzusetzen.

ANMERKUNG Daraus folgt, dass  $h_G$ ,  $h_H$  und  $h_L$  mit jeder zur Berechnung von  $b_{Ge}$  und  $d_{Ge}$  erforderlichen Iteration (siehe 5.4.3) variieren können.

- Für die Berechnung von Belastungsgraden (Abschnitt 7) kann der günstigste Wert zwischen  $d_{7min}$  und  $d_{7max}$  angewendet werden, siehe 7.6.

## 6 Kräfte

### 6.1 Allgemeines

Unterschiedliche Belastungszustände werden durch den entsprechenden Wert „ $I$ “ angegeben. Der Fall  $I = 0$  gibt den Montagezustand an; höhere Werte ( $I = 1, 2, \dots$ ) sind verschiedene Prüfzustände, Betriebszustände usw. Die Anzahl der Belastungszustände hängt von der Anwendung ab. Alle möglicherweise kritischen Belastungszustände müssen berechnet werden.

### 6.2 Aufgebrachte Belastungen

#### 6.2.1 Montagezustand ( $I = 0$ )

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

Äußere Biegemomente und axiale Kräfte ergeben zusammen eine resultierende Kraft  $F_{R0}$ , wie in Gleichung (94) (Belastungsfall  $I = 0$ ) angegeben, während Querkräfte und Torsionsmomente im Montagezustand Null sind.

Alle Temperaturen entsprechen dem einheitlichen Einbauwert  $T_0$ .

#### 6.2.2 Folgezustände ( $I = 1, 2, \dots$ )

##### 6.2.2.1 Mediendruck

$$A_Q = \frac{\pi \times d_{Ge}^2}{4} \quad (88)$$

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 hierbei für große Dichtungsbreiten zu hoch geschätzt.

$$\left. \begin{array}{ll} \text{innerer Mediendruck} & P_I > 0 \\ \text{druckloser Zustand} & P_I = 0 \\ \text{äußerer Mediendruck} & P_I < 0 \end{array} \right\} F_{QI} = A_Q \times P_I \quad (89)$$

##### 6.2.2.2 Äußere Zusatzkräfte

Die Verbindung kann 6 Komponenten der äußeren Kraft ausgesetzt werden:  $F_{XI}$ ,  $F_{YI}$ ,  $F_{ZI}$ ,  $M_{XI}$ ,  $M_{YI}$ ,  $M_{ZI}$ . Die Drehachse der Baugruppe ist die Z-Achse; somit ergibt sich:

$$\text{axiale Kraft:} \quad F_{AI} = F_{ZI} \quad (90)$$

$$\text{resultierende Querkraft:} \quad F_{LI} = \sqrt{F_{XI}^2 + F_{YI}^2} \quad (91)$$

$$\text{resultierendes Biegemoment:} \quad M_{AI} = \sqrt{M_{XI}^2 + M_{YI}^2} \quad (92)$$

$$\text{Torsionsmoment (durch Reibung):} \quad M_{TGI} = M_{ZI} \quad (93)$$

Die äußeren Zusatzlasten ergeben zusammen die folgende resultierende Kraft  $F_{RI}$ :

$$\text{axiale Zugkraft } \begin{cases} F_{AI} > 0 \\ F_{AI} < 0 \end{cases} \quad F_{RI} = F_{AI} \pm \left( \frac{4}{d_{3e}} \right) \times M_{AI} \quad (94)$$

In Gleichung (94) ist das Vorzeichen für die ungünstigere Bedingung zu wählen.

**ANMERKUNG** Liegen äußere Biegemomente,  $M_A$ , vor, ist die ungünstigste Bedingung möglicherweise schwer abzuschätzen, da:

- auf der Verbindungsseite, auf der das Moment eine zusätzliche Zugkraft aufbringt (Vorzeichen „+“ in Gleichung (94), Belastungsgrenzen der Flansche oder Schrauben sowie die Mindestdruckspannung der Dichtung herrschen können;
- auf der Verbindungsseite, auf der das Moment eine zusätzliche Druckkraft aufbringt (Vorzeichen „-“ in Gleichung (94), die Belastungsgrenze der Dichtung entscheidend sein kann).

Daher wird als gute Praxis empfohlen, in jedem Fall zwei Belastungszustände (einen für jedes Vorzeichen in Gleichung (94) mit unterschiedlichen Werten für  $I$  zu berücksichtigen, sobald ein äußeres Moment aufgebracht wird.

### 6.2.2.3 Temperaturbelastungen

Die axiale Temperaturdehnung gegenüber dem Montagezustand (homogene Temperatur  $T_0$ ) wird nach der folgenden Gleichung berechnet:

$$\Delta U^T_I = l_B \times \alpha_{B_I} \times (T_{BI} - T_0) - e_{Ft} \times \alpha_{FI} \times (T_{FI} - T_0) - e_L \times \alpha_{LI} \times (T_{LI} - T_0) - e_W \times \alpha_{WI} \times (T_{WI} - T_0) - e_G(Q_{G0}) \times \alpha_{GI} \times (T_{GI} - T_0) - \tilde{e}_{Ft} \times \tilde{\alpha}_{FI} \times (\tilde{T}_{FI} - T_0) - \tilde{e}_L \times \tilde{\alpha}_{LI} \times (\tilde{T}_{LI} - T_0) - \tilde{e}_W \times \tilde{\alpha}_{WI} \times (\tilde{T}_{WI} - T_0) \quad (95)$$

Dabei gilt:

$$e_{Ft} + \tilde{e}_{Ft} + e_L + \tilde{e}_L + e_G(Q_{G0}) + e_W + \tilde{e}_W = l_B \quad (96)$$

### 6.3 Nachgiebigkeit der Verbindung

Hebelarme werden nach 5.4.5 berechnet. Für lose Flansche sind die Annahmen nach Gleichung (59) und Gleichung (60) anzuwenden.

Die nachstehenden Gleichung (97) bis Gleichung (100) gelten für alle Belastungszustände ( $I = 0, 1, 2, \dots$ ), mit Ausnahme von Gleichung (99), die für  $I = 0$  nicht gilt. Für Belastungszustände ( $I = 1, 2, \dots$ ), bei denen  $F_{RI} = 0$  gilt, wird der Wert von  $Y_{RI}$  nicht ausgewertet. Für Belastungszustände ( $I = 1, 2, \dots$ ), bei denen  $P_I = 0$  gilt, wird der Wert von  $Y_{QI}$  nicht ausgewertet. In (98), muss für die Bestimmung von  $E_{Gi}$   $Q_{G0} = \frac{F_{G0}}{A_{Ge}}$  verwendet werden.

$$Y_{BI} = Z_L \times h_L^2 / E_{LI} + \tilde{Z}_L \times \tilde{h}_L^2 / \tilde{E}_{LI} + X_B / E_{BI} + X_W / E_{WI} + \tilde{X}_W / \tilde{E}_{WI} \quad (97)$$

$$Y_{GI} = Z_F \times h_G^2 / E_{FI} + \tilde{Z}_F \times \tilde{h}_G^2 / \tilde{E}_{FI} + Y_{BI} + X_G / E_{GI} \quad (98)$$

$$Y_{QI} = Z_F \times h_G \times (h_H - h_P + h_Q) / E_{FI} + \tilde{Z}_F \times \tilde{h}_G \times (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P + \tilde{h}_Q) / \tilde{E}_{FI} + Y_{BI} \quad (99)$$

$$Y_{RI} = Z_F \times h_G \times (h_H + h_R) / E_{FI} + \tilde{Z}_F \times \tilde{h}_G \times (\tilde{h}_H + \tilde{h}_R) / \tilde{E}_{FI} + Y_{BI} \quad (100)$$

ANMERKUNG In Gleichung (97) bis Gleichung (100):

- entspricht jedem integrierten Flansch (oder Blindflansch) nur ein Term, wenn  $Z$  und  $E$  einen Index  $F$  haben; für die gleiche Seite der Dichtung (Seite mit „~“ oder Seite ohne „~“) gelten Terme, in denen  $Z$  und  $E$  den Index  $L$  haben, nicht;
- entsprechen jedem losen Flansch immer zwei Terme;
- der erste bezieht sich auf den Flansch selbst (Term, in dem  $Z$  und  $E$  den Index  $L$  haben);
- der zweite bezieht sich auf den Bund oder Bördel (Term, in dem  $Z$  und  $E$  den Index  $F$  haben).

Sind weder ein loser Flansch noch Scheiben vorhanden, verbleibt in Gleichung (97) nur ein Term (für die Schrauben).

## 6.4 Erforderliche Mindestkräfte für die Dichtung

### 6.4.1 Montagezustand ( $I = 0$ )

Mindest-Dichtungskraft:

$$F_{G0min} = A_{Ge} \times Q_A \quad (101)$$

Wird keine spezifische Leckagerate gefordert, dann wird  $Q_{0,min}$  (aus Anhang G) anstelle von  $Q_A$  verwendet.

### 6.4.2 Folgezustände ( $I = 1, 2, \dots$ )

Erforderliche Kraft, um Folgendes sicherzustellen:

- Dichtheit;
- kein Verlust des Kontakts zwischen Flansch und Schrauben bzw. Muttern bei äußerer axialem Pressung der Verbindung, thermischer Entlastung oder negativem Mediendruck;
- ausreichende axiale Belastung der Dichtung, um einem möglichen Rutschen der Dichtung aufgrund von äußeren Torsionsmomenten und radialen Kräften durch Reibung an der Schnittstelle zwischen Flansch und Dichtung entgegen zu wirken.

$$F_{GImin} = \max \left\{ A_{Ge} \times Q_{Smin(L),I}; -(F_{QI} + F_{RI}) \cdot \frac{F_{LI}}{\mu_G} + \frac{2 \times M_{TGI}}{\mu_G \times d_{Gt}} - \frac{2 \times M_{AI}}{d_{Gt}} \right\} \quad (102)$$

Bei Dichtungen nach Bild 4 c) bis Bild 4 f) sollte der erste Teil des dritten Terms ( $\frac{F_{LI}}{\mu_G}$ ) der Gleichung (102) vernachlässigt werden.

Wird keine spezifische Leckagerate gefordert, dann ist  $m \times |P_I|$  (mit  $m$  aus Anhang G) anstelle von  $Q_{Smin(L),I}$  zu verwenden.

Stehen für  $\mu_G$  keine spezifischen Daten zur Verfügung, können die allgemeinen Werte aus Tabelle E.1 für eine Näherung verwendet werden.

ANMERKUNG 1  $Q_{Smin(L),I}$  muss in Abhängigkeit von der Einbau-Flächenpressung der Dichtung  $Q_A$  im Montagezustand gewählt werden.  $Q_A$  und  $Q_{Smin(L),I}$  sind ein Wertepaar, das in einer Dichtheitsprüfung nach EN 13555:2014 bestimmt wird und zusammengehört. Der niedrigste zulässige Wert von  $Q_A$  entspricht dem Wert  $Q_{min(L)}$ ; in diesem Fall gilt  $Q_{Smin(L),I} = Q_A$ . Je höher  $Q_A$  gewählt werden kann, desto niedriger kann  $Q_{Smin(L),I}$  werden.

ANMERKUNG 2 Eine Berechnung ohne festgelegte Leckagerate kann mithilfe der Werte  $Q_{0,min}$  und  $m$  aus der Tabelle in Anhang G erfolgen. Die voraussichtliche Leckagerate kann aus der mittleren Flächenpressung der Dichtung ( $F_{GI}/A_{Ge}$ ) geschätzt werden, die in der ersten Berechnung für den jeweiligen Zustand ermittelt wird, sowie mithilfe des Dichtheitsdiagramms aus EN 13555:2014 für die jeweilige Dichtung(sform) und die entsprechenden Prüfbedingungen.

## 6.5 Innere Kräfte im Montagezustand ( $I = 0$ )

### 6.5.1 Erforderliche Kräfte

Um sicherzustellen, dass die Dichtungskraft in Folgezuständen nie den in Gleichung (102) angegebenen Wert  $F_{GI\min}$  unterschreitet, muss die Dichtungskraft im Montagezustand mindestens wie folgt sein:

$$F_{G\Delta} = \max_{\text{all } I \neq 0} \left\{ \frac{F_{GI\min} \times Y_{GI} + F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I}{(Y_{G0} \times P_{QRI})} \right\} \quad (103)$$

Gleichung (103) berücksichtigt keine plastischen Verformungen, die im Anschluss an den Montagezustand auftreten können. Werden diese plastischen Verformungen als signifikant erachtet, wird empfohlen, Gleichung (103) durch die nachstehende Gleichung (104) zu ersetzen und das in Anhang H erläuterte Verfahren oder ein gleichwertiges Verfahren anzuwenden.

$$F_{G\Delta} = \max_{\text{all } I \neq 0} \frac{\{F_{GI\min} \times Y_{GI} + F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I + [e_G(Q_{G0}) - e_{G(A)}]\}}{(Y_{G0} \times P_{QRI})} \quad (104)$$

Diese alternative Gleichung (104) ermöglicht die Berücksichtigung der plastischen Verformung, indem die Differenz zwischen der gepressten Dichtungsdicke nach Montage  $e_G(Q_{G0})$  und der gepressten Dichtungsdicke nach Auftreten aller Situationen  $e_{G(A)}$  mit aufgenommen wird.

- Wenn im Zustand nach der Montage keine plastische Verformung auftritt, gilt  $e_G(Q_{G0}) = e_{G(A)}$ , und Gleichung (104) ist identisch mit Gleichung (103).
- Wenn im Zustand nach der Montage eine plastische Verformung auftritt, gilt  $e_G(Q_{G0}) > e_{G(A)}$ .

Im Hinblick auf die Erfordernisse, die ebenso für den Sitz der Dichtung notwendig sind, gilt für die erforderliche Dichtungskraft und die entsprechende Schraubenkraft:

$$F_{G0\text{req}} = \max\{F_{G0\min}; F_{G\Delta}\} \quad (105)$$

$$F_{B0\text{req}} = F_{G0\text{req}} + F_{R0} \quad (106)$$

Falls  $F_{G0\text{req}}$  nach Gleichung (105) größer als der bisher angenommene Wert für  $F_{G0\text{req}}$  ist, muss die Berechnung ab Gleichung (52) unter Verwendung eines höheren Werts für  $F_{G0}$  wiederholt werden, bis folgende Bedingung erfüllt ist:

$$F_{G0\text{req}} \leq F_{G0} \quad (107)$$

Ist im Gegensatz dazu der in Gleichung (105) angegebene Wert  $F_{G0\text{req}}$  kleiner als der bisher angenommene Wert für  $F_{G0}$ , ist dieser Wert akzeptabel, weil er eine bessere Näherung des tatsächlichen Werts für  $F_{G0\text{req}}$  darstellt.

Der tatsächliche Wert  $F_{G0\text{req}}$  kann durch eine Anzahl von Iterationen ermittelt werden, sodass innerhalb der geforderten Genauigkeit gilt:

$$F_{G0} \approx F_{G0\text{req}} \quad (108)$$

Eine Genauigkeit von 5 % ist ausreichend, wenn  $F_{G0}$  größer als  $F_{G0\text{req}}$  ist. Um ein vom Anwender nahezu unabhängiges Ergebnis zu erzielen, wird jedoch eine Genauigkeit von 0,1 % empfohlen.

## 6.5.2 Berücksichtigung der Streuung der Schraubenkraft bei Montage

Die tatsächliche Kraft  $F_{B0}$  ist wie folgt begrenzt:

$$F_{B0\min} \leq F_{B0} \leq F_{B0\max} \quad (109)$$

Dabei ist

$$F_{B0\min} = F_{B0\text{av}} \times (1 - \varepsilon_-) \quad (110)$$

$$F_{B0\max} = F_{B0\text{av}} \times (1 + \varepsilon_+) \quad (111)$$

Anhang B, Tabelle B.1 enthält theoretische Richtwerte für die Streuung der Einbau-Schraubenkraft einer einzelnen Schraube ( $\varepsilon_{-1}$ ,  $\varepsilon_{+1}$ ) für mögliche Gleichungen zur Abschätzung der Streuung der gesamten Belastung aller Schrauben ( $\varepsilon_-$ ,  $\varepsilon_+$ ).

Nach der Montage darf die tatsächliche Schraubenkraft nicht kleiner als die erforderliche Mindestschraubenkraft  $F_{B0\text{req}}$  sein:

$$F_{B0\min} \geq F_{B0\text{req}} \quad (112)$$

Folglich ist die Streuung beim Anziehen der Schrauben wie folgt zu berücksichtigen:

a) Nenn-Schraubenkraft im Montagezustand, zur Festlegung der Kennwerte für das Anziehen der Schrauben:

1) für Anziehverfahren mit Messung der Schraubenkraft:

$$F_{B0\text{nom}} \geq \frac{F_{B0\text{req}}}{(1 - \varepsilon_-)} \quad (113)$$

2) für Anziehverfahren ohne Messung der Schraubenkraft:

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

Die folgende Bedingung muss erfüllt sein:

$$F_{B0\text{nom}} = F_{B0\text{av}} \geq \frac{F_{B0\text{req}}}{(1 - \varepsilon_-)} \quad \text{Dabei ist } \varepsilon_1 = 0,5 \quad (114)$$

Andernfalls ist das anfangs gewählte Schrauben-Anziehverfahren ungültig und es muss ein anderes Verfahren gewählt werden.

**ANMERKUNG** Für den üblichen Fall des Schraubenanziehens mittels Schraubenschlüssel enthält Anhang B eine Schätzung für  $F_{B0\text{av}}$ .

b) maximale Kräfte zur Berechnung der Belastungsgrade (Abschnitt 7) im Montagezustand:

Die maximalen Schraubenkräfte hängen von der Nenn-Schraubenkraft im Montagezustand nach Listenpunkt a) ab:

$$F_{B0\max} = F_{B0\text{nom}} \times (1 + \varepsilon_+) \quad (115)$$

$$F_{G0\max} = F_{B0\max} - F_{R0} \quad (116)$$

Die effektive Dichtungsbreite  $b_{Ge}$  ist für  $F_{G0\max}$  nicht neu zu berechnen.

## 6.6 Innere Kräfte in Folgezuständen ( $I = 1, 2, \dots$ )

Um Undichtigkeit zu vermeiden, muss die Dichtungskraft in allen Folgezuständen mindestens dem in Gleichung (102) geforderten Mindestwert  $F_{G\text{Imin}}$  entsprechen.

Dieser entspricht einer Dichtungskraft im Montagezustand gleich  $F_{G\Delta}$  nach Gleichung (103) oder Gleichung (104).

Wenn die Zulässigkeit der Kräfte in der Verbindung für diesen Wert der Dichtungskraft im Montagezustand nachgewiesen wurde und in der Praxis eine höhere Schraubenkraft mit  $F_{G0} > F_{G\Delta}$  aufgebracht wird, kann es in nachfolgenden Belastungszuständen zu plastischen Verformungen kommen. Bei häufigem Ein- und Ausbau (wobei jedes Mal eine Schraubenkraft  $F_{G\Delta} + F_{R0}$  auftreten kann) ist es wichtig, eine fortschreitende plastische Verformung bei Inbetriebnahme nach jeder erneuten Montage zu vermeiden. Dies wird durch Überprüfung der Belastungsgrenzen der Flanschverbindung in Folgezuständen im Hinblick auf eine Dichtungskraft  $F_{G0d}$  im Montagezustand erreicht, welche durch die folgende Gleichung definiert ist:

$$F_{G0d} = \max\{F_{G\Delta}; (2/3) \times (1 - 10/N_R) \times F_{B0 \text{ max}} - F_{R0}\} \quad (117)$$

Als Dichtungskraft und Schraubenkraft für die Berechnung der Belastungsgrenzen ergeben sich dann:

$$F_{GI} = \{F_{G0d} \times Y_{G0} \times P_{QRI} - [F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I]\}/Y_{GI} \quad (118)$$

Gleichung (118) berücksichtigt keine plastischen Verformungen, die im Anschluss an den Montagezustand auftreten können. Werden diese plastischen Verformungen als signifikant erachtet, wird empfohlen, Gleichung (118) durch die nachstehende Gleichung (119) zu ersetzen und das in Anhang H erläuterte Verfahren oder ein gleichwertiges Verfahren anzuwenden.

$$F_{GI} = \{F_{G0d} \times Y_{G0} \times P_{QRI} - [F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I] - [e_G(Q_{G0}) - e_{G(A)}]\}/Y_{GI} \quad (119)$$

Diese alternative Gleichung (119) ermöglicht die Berücksichtigung der plastischen Verformung, indem die Differenz zwischen der gepressten Dichtungsdicke nach Montage  $e_G(Q_{G0})$  und der gepressten Dichtungsdicke nach Auftreten aller Zustände  $e_{G(A)}$  mit aufgenommen wird.

- Wenn im Zustand nach der Montage keine plastische Verformung auftritt, gilt  $e_G(Q_{G0}) = e_{G(A)}$ , und Gleichung (119) ist identisch mit Gleichung (118).
- Wenn im Zustand nach der Montage eine plastische Verformung auftritt, gilt  $e_G(Q_{G0}) > e_{G(A)}$ .

Mithilfe der ermittelten Werte aus Gleichung (118) oder Gleichung (119) ist die Schraubenkraft in Folgezuständen wie folgt zu berechnen:

$$F_{BI} = F_{GI} + (F_{QI} + F_{RI}) \quad (120)$$

Anschließend wird in Abschnitt 7 mit folgendem Ansatz die Zulässigkeit überprüft:

- Für den Montagezustand sind  $F_{B0\text{max}}$  und  $F_{G0\text{max}}$  zu verwenden.
- Für Folgezustände sind  $F_{BI}$  und  $F_{GI}$  zu verwenden.

## 7 Belastungsgrenzen

### 7.1 Allgemeines

Die auf das Verbindungssystem einwirkenden Belastungen müssen zu jeder Zeit innerhalb sicherer Grenzen liegen. Diese Grenzen werden als berechnete Belastungsgrade ausgedrückt.

Jeder Belastungsgrad  $\Phi$  ... muss für alle Zustände ( $I = 0, 1, 2 \dots$ )  $\leq 1$  sein.

Der Index  $I$  für den Belastungszustand wird im Folgenden zur Vereinfachung ausgelassen.

Nenn-Berechnungsspannungen im Montagezustand entsprechen jenen im Prüfzustand (siehe 4.3).

ANMERKUNG Es wird darauf hingewiesen, dass die im Montagezustand ( $I = 0$ ) zu berücksichtigenden Kräfte die maximalen Kräfte sind (siehe 6.5.2 b).

### 7.2 Schrauben

Die Nenn-Berechnungsspannung für Schrauben ist nach denselben Regeln zu ermitteln wie die Nenn-Berechnungsspannung für Flansche und Schalen (siehe 4.3).

Belastungsgrad für Schrauben:

$$\Phi_B = \frac{1}{f_B \times c_B} \sqrt{\left(\frac{F_B}{A_B}\right)^2 + 3 \times \left(c_A \times \frac{M_{tB}}{I_B}\right)^2} \leq 1,0 \quad (121)$$

Dabei sind  $c_A$  und  $c_B$  wie folgt definiert:

- $c_A = 1$  im Montagezustand bei Schraubenwerkstoffen mit Mindestbruchdehnung  $A \geq 10\%$  (122)

- $c_A = 4/3$  im Montagezustand bei Schraubenwerkstoffen mit Mindestbruchdehnung  $A < 10\%$  (123)

- $c_A = 0$  in Montagezuständen, wenn kein Drehmoment auf die Schraube (Spannvorrichtung) aufgebracht wird und in allen nachfolgenden Zuständen (124)

ANMERKUNG 1 Der Wert  $c_A = 1$  beruht auf der zulässigen plastischen Verformung. Entsprechend diesem Kriterium dürfen plastische Verformungen am Umfang der Schrauben im Montagezustand in geringem Umfang auftreten.

Die Anwendung dieses Kriteriums wurde für Schraubenwerkstoffe mit ausreichender Duktilität ( $A \geq 10\%$ ) durch industrielle Praxis bestätigt.

Der Wert  $c_A = 4/3$  beruht auf der zulässigen elastischen Verformung. Er darf auch bei ausreichend duktilen Schraubenwerkstoffen gewählt werden, wenn ein streng elastisches Verhalten der Schrauben im Montagezustand gewünscht wird.

Für  $c_B$  wird die Verwendung von Muttern mit festgelegten Prüfbelastungswerten von nicht weniger als den Mindest-Prüfbelastungswerten der Schrauben, an denen sie montiert sind, empfohlen ( $e_N \times f_N \geq 0,8 \times d_{B0} \times f_B$ ). Werden die Schrauben in den Flansch geschraubt, muss die Verbindungsänge der Schrauben in den Gewindelöchern ausreichend groß sein ( $l_{st} \geq 0,8 \times d_{B0} \times f_B/f_F$ ). Diese beiden Aspekte werden durch Einführung eines Korrekturfaktors  $c_B \leq 1$  berücksichtigt, der wie folgt bestimmt wird:

$$c_B = \min \left\{ 1,0; e_N \times \frac{f_N}{(0,8 \times d_{B0} \times f_B); l_{5t}} \times \frac{f_F}{0,8 \times d_{B0} \times f_B} \right\} \quad (125)$$

ANMERKUNG 2 Wenn  $c_B < 1,0$  ist, kann die Konstruktion verbessert werden.

Gute Praxis ist es, einen Mindestbelastungsgrad einzuhalten, der je nach Werkstoffklasse der Schraube zu bestimmen ist (z. B.  $\Phi_{B0\min} = 0,3$  bei häufig verwendeten Schraubenwerkstoffen).

### 7.3 Dichtung

Belastungsgrad für die Dichtung:

$$\Phi_G = \frac{F_G}{A_{Gt} \times Q_{Smax}} \leq 1,0 \quad (126)$$

### 7.4 Integrierter Flansch und Bund/Bördel

Belastungsgrad für den Flansch oder Bund/Bördel:

$$\Phi_F = |F_G \times h_G + F_Q \times (h_H - h_P + h_Q) + F_R \times (h_H + h_R)| / W_F \leq \Phi_{max} \quad (127)$$

Dabei ist/sind

$$\Phi_{max} = \begin{cases} \min \left( 1,0; 0,6 + \frac{1}{\sqrt{[5,25 + (\frac{d_4}{d_0} - 1)^2]} } \right) & \text{bei integrierten Flanschen mit } \frac{d_4}{d_0} > 2,0 \\ 1,0 & \text{bei anderen integrierten Flanschen} \\ 1,0 & \text{bei Bunden/Bördeln} \end{cases} \quad (128)$$

$$W_F = (\pi/4) \times \{f_F \times 2 \times b_F \times e_F^2 \times (1 + 2 \times \Psi_{opt} \times \Psi_Z - \Psi_z^2) + f_E \times d_E \times e_D^2 \times c_M \times j_M \times k_M\} \quad (129)$$

$$f_E = \min(f_F; f_S) \quad (130)$$

$$\delta_Q = P \times d_E / (f_E \times 2 \times e_D \times \cos \varphi_S) \quad (131)$$

$$\delta_R = F_R / (f_E \times \pi \times d_E \times e_D \times \cos \varphi_S) \quad (132)$$

$$c_M = \begin{cases} \sqrt{1,33 \times [1 - 0,75 \times (0,5 \times \delta_Q + \delta_R)^2] \times [1 - (0,75 \times \delta_Q^2 + 1 \times \delta_R^2)]} & \text{bei Kegel- und Zylinderschale} \\ \sqrt{1,33 \times [1 - 0,75 \times (0,5 \times \delta_Q + \delta_R)^2] \times [1 - (0,25 \times \delta_Q^2 + 3 \times \delta_R^2)]} & \text{bei Kugelschale} \end{cases} \quad (133)$$

$$c_S = \begin{cases} \frac{\pi}{4} \times \sqrt{1 - 0,75 \times (0,5 \times \delta_Q + \delta_R)^2} + j_s \times (0,5 \times \delta_R - 0,75 \times \delta_Q) & \text{bei Kegel- und Zylinderschale} \\ \frac{\pi}{4} \times \sqrt{1 - 0,75 \times (0,5 \times \delta_Q + \delta_R)^2} + j_s \times (1,5 \times \delta_R - 0,25 \times \delta_Q) & \text{bei Kugelschale} \end{cases} \quad (134)$$

$$j_M = \frac{F_G \times h_G + F_Q \times (h_H - h_P + h_Q) + F_R \times (h_H + h_R)}{|F_G \times h_G + F_Q \times (h_H - h_P + h_Q) + F_R \times (h_H + h_R)|} \quad (135)$$

$j_M$  entspricht +1 oder -1, je nach Vorzeichen des Ausdrucks:

$$F_G \times h_G + F_Q \times (h_H - h_P + h_Q) + F_R \times (h_H + h_R)$$

$$j_S = \pm 1 \quad (136)$$

$$-1 \leq k_M \leq +1 \quad (137)$$

$$0 \leq k_S \leq 1 \quad (138)$$

$$\begin{aligned} \Psi_{(j_S, k_M, k_S)} = & \left( \frac{f_E \times d_E \times e_D \times \cos \varphi_S}{f_F \times 2 \times b_F \times e_F} \right) \times \\ & \left\{ (0,5 \times \delta_Q + \delta_R) \times \tan \varphi_S - \delta_Q \times 2 \times \frac{e_P}{d_E} + j_S \times k_S \times \sqrt{\frac{e_D \times c_M \times c_S \times (1 + j_S \times k_M)}{d_E \times \cos^3 \varphi_S}} \right\} \end{aligned} \quad (139)$$

Die für  $j_S$ ,  $k_M$  und  $k_S$  zu verwendenden Werte sind in den Berechnungsschritten im Anschluss an Tabelle 2 festgelegt.

$$\Psi_{\text{opt}} = j_M \times (2 \times e_P / e_F - 1) \text{ mit } (-1 \leq \Psi_{\text{opt}} \leq +1) \quad (140)$$

$$\Psi_0 = \Psi_{(0,0,0)} \quad (141)$$

$$\Psi_{\max} = \Psi_{(+1,+1,+1)} \quad (142)$$

$$\Psi_{\min} = \Psi_{(-1,-1,+1)} \quad (143)$$

Der Wert  $\Psi_Z$  in Gleichung (129) hängt von  $j_M$  und  $\Psi_{\text{opt}}$  nach Tabelle 2 ab.

**Tabelle 2 — Bestimmung von  $\Psi_Z$**

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

Der Rechnungsgang ist wie folgt:

- Berechnung von  $e_D$  anhand von Gleichung (16), wobei  $\beta$  zuvor mittels Gleichung (17) bestimmt wurde.
- Berechnung von  $f_E$ ,  $\delta_Q$ ,  $\delta_R$ ,  $c_M$  anhand von Gleichung (130) bis Gleichung (133).  
(Wird der Wert unter der Wurzel von  $c_M$  negativ, ist der Ansatz überlastet).
- Berechnung von  $c_S (j_S = +1)$ ,  $c_S (j_S = -1)$ ,  $j_M$ ,  $\Psi_{\text{opt}}$ ,  $\Psi_0$ ,  $\Psi_{\max}$ ,  $\Psi_{\min}$ , anhand von Gleichung (134) bis Gleichung (143).

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

- d) Bestimmung von  $k_M$  und  $\Psi_z$  nach Tabelle 2. Wenn die Tabelle  $k_M < +1$  oder  $k_M > -1$  festlegt, muss der Wert von  $k_M$  so bestimmt werden, dass  $W_F$  in Gleichung (129) in e) den Höchstwert erreicht. Der Wert von  $\Psi_z$ , der  $k_M$  zugeordnet ist, ist in Gleichung (139) gegeben;
- e) Berechnung von  $W_F$  und  $\Phi_F$  anhand der Gleichung (129) und Gleichung (127).

## 7.5 Blindflansch

Belastungsgrad für Blindflansche:

$$\Phi_F = \max \left\{ \begin{array}{l} \left| F_B \times h_G + F_Q \times (1 - \rho^3) \times \frac{d_{Ge}}{6} + F_R \times (1 - \rho) \times \frac{d_{Ge}}{2} \right|; \\ \left| F_B \times h_G + F_Q \times (1 - \rho^3) \times \frac{d_{Ge}}{6} \right|; \\ \left| F_R \times (1 - \rho) \times \frac{d_{Ge}}{2} \right|; \end{array} \right\} / W_F \leq 1,0 \quad (144)$$

$$W_F = (\pi/4) \times f_F \times \{2 \times b_F \times e_F^2 + d_0 \times (1 - \rho) \times e_0^2\} \quad (145)$$

Ist ein potentiell kritischer Querschnitt mit  $e_X < e_F$  (siehe Bild 11) vorhanden, ist zusätzlich folgender Belastungsgrad zu berechnen:

$$\Phi_X = F_B \times (d_3 - d_X) / (2 \times W_X) \leq 1,0 \quad (146)$$

$$W_X = (\pi/4) \times f_F \times \{(d_4 - 2 \times d_{5e} - d_X) \times e_F^2 + d_X \times e_X^2\} \quad (147)$$

## 7.6 Loser Flansch mit Bund/Bördel

Belastungsgrad für lose Flansche:

$$\Phi_L = F_B \times h_L / W_L \leq \Phi_{max} \quad (148)$$

Dabei ist/sind

$$\Phi_{max} = \left\{ \begin{array}{l} \min \left( 1,0; 0,6 + \frac{1}{\sqrt{[5,25 + \left(\frac{d_4}{d_6} - 1\right)^2]}} \right) \text{ bei losen Flanschen mit } \frac{d_4}{d_6} > 2,0 \\ 1,0 \text{ bei anderen losen Flanschen} \end{array} \right\} \quad (149)$$

$$W_L = \left(\frac{\pi}{2}\right) \times f_L \times b_L \times e_L^2 \quad (150)$$

Der Auslastungsgrad für den Bund oder Bördel kann wahlweise nach 7.4 oder nach Gleichung (151) berechnet werden. Es gilt das günstigere Ergebnis (d. h. der kleinere der beiden Werte für  $\Phi_F$ ).

Gleichung (151) gilt nur für Verbindungen mit Flachdichtungen mit  $(d_{G2} - d_7) > 0$ .

$$\Phi_F = \frac{|F_Q + F_R| \times h_H}{(\pi/4) \times d_E \times [f_E \times \min\{e_E^2; e_F^2\} + \min\{f_F \times e_F^2; Q_{Smax} \times (d_{G2} - d_7)^2 / 4\}]} \leq 1,0 \quad (151)$$

Die Hebelarme  $h_G$ ,  $h_H$ ,  $h_L$  können durch Variieren des Durchmessers  $d_7$  so verändert werden, dass die Gleichung (148), Gleichung (150), Gleichung (151) und Gleichung (127), Gleichung (129) bis Gleichung (143) alle das günstigste Ergebnis erzielen, d. h.  $\max(\Phi_L; \Phi_F)$  ist minimal.

Bei  $F_Q + F_R > 0$  wird das günstigste Ergebnis im Allgemeinen nahe  $d_7 \text{ min}$  nach Gleichung (82) erzielt. Im Montagezustand (mit  $F_Q = 0$  und  $F_R = 0$ ) ist dagegen das optimale Ergebnis nahe  $d_7 \text{ max}$  nach Gleichung (84) berechnet.

Der Durchmesser  $d_7$  kann je nach Belastungszustand unterschiedlich sein. Im Montagezustand ( $I = 0$ ) darf die Berechnung der Belastungsgrenze mit einem Wert  $d_7$ , der von dem in Gleichung (59) angegebenen Wert  $d_{70}$  abweicht, durchgeführt werden. Es müssen jedoch die Grenzwerte von  $d_7$  und  $d_{70}$  nach Gleichung (83) und Gleichung (59) beachtet werden.

**Anhang A**  
(informativ)

**Maße für genormte metrische Schrauben**

**Tabelle A.1 — Durchmesser metrischer Schrauben**

Schraubenmaß <sup>a</sup>	$d_{B0}$	$d_{Be}^b$	$d_{Bs}$	
			c	d
M6 × 1	6	5,06	—	5,3
M8 × 1,25	8	6,83	—	7,1
M10 × 1,5	10	8,59	—	9,0
M12 × 1,75	12	10,36	8,5	10,8
M14 × 2 <sup>e</sup>	14	12,12	10,0	12,7 <sup>f</sup>
M16 × 2	16	14,12	12,0	14,7
M18 × 2,5 <sup>e</sup>	18	15,65	—	16,3 <sup>f</sup>
M20 × 2,5	20	17,65	15,0	18,3
M22 × 2,5 <sup>e</sup>	22	19,65	—	20,3 <sup>f</sup>
M24 × 3	24	21,19	18,0	22,0
M27 × 3	27	24,19	20,5	25,0 <sup>f</sup>
M30 × 3,5	30	26,72	23,0	27,7
M33 × 3,5 <sup>e</sup>	33	29,72	25,5	30,7 <sup>f</sup>
M36 × 4	36	32,25	27,5	33,4
M39 × 4	39	35,25	30,5	36,4 <sup>f</sup>
M42 × 4,5	42	37,78	32,5	39,0
M45 × 4,5	45	40,78	35,5	42,0 <sup>f</sup>
M48 × 5	48	43,31	37,5	44,7
M52 × 5	52	47,31	41,0	48,7 <sup>f</sup>
M56 × 5,5	56	50,84	44,0	52,4
M60 × 5,5 <sup>e</sup>	60	54,84	—	56,4
M64 × 6	64	58,37	51,0	60,1
M68 × 6 <sup>e</sup>	68	62,37	—	64,1
M72 × 6	72	66,37	58,5	68,1
M76 × 6 <sup>e</sup>	76	70,37	—	72,1
M80 × 6	80	74,37	66,0	76,1

Schraubenmaß <sup>a</sup>	$d_{B0}$	$d_{Be}$ <sup>b</sup>	$d_{Bs}$	
			c	d
M90 × 6	90	84,37	75,0	86,1
M100 × 6	100	94,37	84,0	96,1

<sup>a</sup> Bei M6 bis M64 entspricht die Gewindesteigung  $p_t$  der nominalen Reihe (nach ISO 261); bis einschließlich M64 entsprechen die Nennmaße EN ISO 4014 und EN ISO 4016.

<sup>b</sup> Der Wert für  $d_{Be}$  ist wie folgt definiert:  
$$d_{Be} = (d_{B2} + d_{B3})/2 \text{ (siehe Bild 3)}; d_{Be} = d_{B0} - 0,9382 \times p_t$$

c Durchmesser im Hals von Schraubenbolzen (Maße nicht in einer EN- oder ISO-Norm genormt)

d Schaftdurchmesser für gerolltes Gewinde (entspricht in etwa dem Flankendurchmesser  $d_{B2}$  nach ISO 724)

e Maße sind zu vermeiden.

f Maße nicht in einer EN- oder ISO-Norm genormt.

## Anhang B (informativ)

### Anziehen der Schrauben

#### B.1 Streuung der Einbau-Schraubenkraft einer einzelnen Schraube — Richtwerte $\varepsilon_{1-}$ und $\varepsilon_{1+}$ für eine einzelne Schraube

**Tabelle B.1 — Streuung der Einbau-Schraubenkraft einer einzelnen Schraube — Richtwerte  $\varepsilon_{1-}$  und  $\varepsilon_{1+}$  für eine einzelne Schraube**

Montageverfahren (Anziehverfahren) für die Schraube; Messverfahren	Einflussgrößen für Streuung	Streuwert <sup>a, b, c, d</sup>	
		$\varepsilon_{1-}$	$\varepsilon_{1+}$
Schraubenschlüssel: nach Gefühl des Mechanikers oder unkontrolliert	Reibung, Steifigkeit, Qualifikation des Mechanikers	$0,3 + 0,5 \times \mu$	$0,3 + 0,5 \times \mu$
Schlagschraubenschlüssel	Reibung, Steifigkeit, Kalibrierung	$0,2 + 0,5 \times \mu$	$0,2 + 0,5 \times \mu$
Drehmomentschlüssel = Schraubenschlüssel mit (ausschließlich) Drehmomentmessung	Reibung, Kalibrierung, Schmierung	$0,1 + 0,5 \times \mu$	$0,1 + 0,5 \times \mu$
Hydraulische Spannvorrichtung; Messung des Hydraulikdrucks	Steifigkeit, Schraubenlänge, Kalibrierung	0,2	0,4
Schraubenschlüssel oder hydraulische Spannvorrichtung; Messung der Schraubenlängung	Steifigkeit, Schraubenlänge, Kalibrierung	0,15	0,15
Schraubenschlüssel, Messung des Drehwinkels der Mutter (nahezu bis zur Streckgrenze der Schraube)	Steifigkeit, Reibung, Kalibrierung	0,10	0,10
Schraubenschlüssel, Messung des Drehmoments und des Drehwinkels der Mutter (nahezu bis zur Streckgrenze der Schraube)	Kalibrierung	0,07	0,07

<sup>a</sup> Sehr erfahrene Mechaniker können kleinere Streuwerte erreichen als angegeben (z. B.  $\varepsilon = 0,2$  statt  $\varepsilon = 0,3$  mit Drehmomentschlüssel); bei unerfahrenen Mechanikern können die Streuwerte jedoch größer als die angegebenen Werte sein.

<sup>b</sup> Die Streuwerte in der Tabelle gelten für eine einzelne Schraube; die Streuung der Gesamt-Schraubenkraft aller Schrauben ist aus statistischen Gründen geringer, siehe B.2.

<sup>c</sup> Bei Verwendung einer hydraulischen Spannvorrichtung sind  $\varepsilon_{1+}$  und  $\varepsilon_{1-}$  nicht gleich, da bei Montage eine zusätzliche Kraft auf die Schraube aufgebracht wird, bevor die Kraft auf die Mutter übertragen wird.

<sup>d</sup>  $\mu$  ist der für die Reibung zwischen Schraube und Mutter anzunehmende Reibungskoeffizient.

## B.2 Streuung der Gesamt-Schraubenkraft aller Schrauben

Alle Schrauben-Anziehverfahren sind bis zu einem gewissen Grad ungenau. Die sich daraus ergebenden Streuwerte für  $n_B$  Schrauben liegen  $\varepsilon_{1+}$  bzw.  $\varepsilon_{1-}$  über und unter dem Sollwert. Tabelle B.1 enthält Richtwerte für  $\varepsilon_{1+}$  und  $\varepsilon_{1-}$  für einzelne Schrauben.

Wenn die Genauigkeit des Anziehens einer Schraube nicht durch die übrigen Schrauben beeinflusst wird, lassen sich die Streuwerte  $\varepsilon_{1+}$  und  $\varepsilon_{1-}$  für die Gesamt-Schraubenkraft sinnvoll durch  $n_B$ ,  $\varepsilon_{1+}$  und  $\varepsilon_{1-}$  ausdrücken, wie nachfolgend beschrieben.

$$\varepsilon_+ = \varepsilon_{1+} \times \frac{\left(1 + \frac{3}{\sqrt{n_B}}\right)}{4} \quad (\text{B.1})$$

$$\varepsilon_- = \varepsilon_{1-} \times \frac{\left(1 + \frac{3}{\sqrt{n_B}}\right)}{4} \quad (\text{B.2})$$

## B.3 Unkontrolliertes Anziehen von Hand

Bei rein manueller Anwendung von Norm-Ringschlüsseln (ohne zusätzlichen Hebelarm, ohne Zuhilfenahme eines Hammers und ohne Messung der Kraft oder des Drehmoments) ist die zu erreichende mittlere Einbau-Schraubenkraft durch die Länge des Schraubenschlüssels (etwa  $20 \times d_{B0}$ ), die Kraft des Mechanikers (maximal etwa 1 000 N) und die Reibung an den Schrauben ( $\mu_B > 0,1$ ) begrenzt.

Bei  $d_{B0} < 24$  mm kann eine Einbau-Schraubenspannung von mehr als 600 MPa erreicht und die Schraube zerstört werden, wenn der Mechaniker kein entsprechendes Gefühl besitzt.

Bei  $d_{B0} > 36$  mm liegt die erreichte Einbau-Schraubenspannung unter 200 MPa, was in den meisten Fällen nicht ausreichend ist.

Wird das unkontrollierte Anziehen von Hand durch einen ausreichend erfahrenen Mechaniker vorgenommen, ergibt sich für die mittlere Gesamt-Schraubenkraft folgender Schätzwert:

$$F_{B0\ av} = \min(A_B \times f_{B0}; n_B \times 200000) \quad (\text{B.3})$$

Dabei sind  $A_B$  in [ $\text{mm}^2$ ],  $f_{B0}$  in [MPa] und  $F_{B0\av}$  in [N] angegeben.  
Ein unkontrolliertes Anziehen wird jedoch nicht empfohlen.

## B.4 Montage mittels Drehmomentschlüssel

Das Nenn-Drehmoment beim Anziehen der Schrauben ist:

$$M_{t,nom} = k_B \times F_{B0nom}/n_B \quad (\text{B.4})$$

Somit ist die Nenn-Schraubenkraft im Montagezustand:

$$F_{B0nom} = n_B \times M_{t,nom}/k_B \quad (\text{B.5})$$

Die allgemeine Gleichung für  $k_B$  lautet:

$$k_B = p_t / (2 \times \pi) + \mu_t \times d_t / (2 \times \cos \alpha) + \mu_n \times d_n / 2 \quad (\text{B.6})$$

Dabei ist

- $d_n$  der mittlere Kontakt durchmesser der Mutter- oder Schraubenkopfaufagefläche;
- $d_t$  der mittlere Kontakt durchmesser am Gewinde;
- $\mu_n$  der Reibungskoeffizient für die Mutter- oder Schraubenkopfaufagefläche;
- $\mu_t$  der Reibungskoeffizient für das Gewinde;
- $p_t$  die Gewindesteigung;
- $\alpha$  der halbe Gewindewinkel.

In Gleichung (B.6) ist der erste Term auf die Neigung des Gewindewinkels, der zweite auf die Reibung zwischen den Gewinden und der dritte auf die Reibung der Auflagefläche der Mutter (oder des Schraubenkopfs) zurückzuführen.

Für ISO-Gewinde mit dreieckigem Profil wird der Ausdruck für  $k_B$  zu:

$$k_B = 0,159 \times p_t + 0,577 \times \mu_t \times d_{B2} + 0,5 \times \mu_n \times d_n \quad (\text{B.7})$$

Dabei ist

- $d_{B2}$  der mittlere Gewindedurchmesser (siehe Bild 3)

Die nachfolgend für  $\mu_t$ ,  $\mu_n$  angegebenen Werte sind grobe Schätzwerte, wobei sich die höchsten Werte auf Austenitstähle beziehen. Die genauen Reibungskoeffizienten sind beim Schmiermittelhersteller zu erfragen, wobei die jeweils verwendete Schmiermittelreferenz genau bekannt sein muss.

- 0,10 bis 0,15 für glatte, geschmierte Oberflächen
- 0,15 bis 0,25 für durchschnittliche, „normale“ Zustände
- 0,20 bis 0,35 für rau, trockene Oberflächen

ANMERKUNG Die Anwendung eines einfachen Drehmomentschlüssels ohne Untersetzung zur Erhöhung des Drehmoments ist auf etwa  $M_{t,nom} \approx 1\,000 \text{ Nm}$  begrenzt.

### Nenn-Torsionsmoment des Schraubenschafts

Dieses Moment ist in etwa gleich dem sich aus dem Reibungskoeffizienten an Gewinden ergebenden Montagedrehmoment. Aus Gleichung (B.4) und Gleichung (B.7) ergibt sich:

$$M_{tB} = \begin{cases} (0,159 \times p_t + 0,577 \times \mu_t \times d_{B2}) \times F_{B0nom} / n_B & \text{für ISO-Gewinde} \\ \left(0,159 \times p_t + \frac{\mu_t \times d_t}{2 \times \cos \alpha}\right) \times F_{B0nom} / n_B & \text{für andere Arten von Gewinden} \end{cases} \quad (\text{B.9})$$

## **B.5 Montage mittels Schraubenspannvorrichtung**

Bei der Montage und dem Anziehen einer Verbindung mithilfe einer hydraulischen Schraubenspannung unterscheiden sich die Faktoren, die die erreichte Streuung und die erreichte Rest-Schraubenkraft beeinflussen, von denjenigen, die bei Drehmomentschlüsseln auftreten.

Der wichtigste Faktor bei der Schraubenspannung ist der Werkzeuglastverlust, der wie folgt bestimmt werden sollte:

Um bei jedem Anziehen der Schrauben mittels hydraulischer Spannvorrichtung eine Nenn-Schraubenkraft  $F_{B0nom}$  zu erreichen, sollte ein Werkzeuglastverlustfaktor ergänzt werden, um die aufgebrachte Schraubenkraft zu bestimmen, die erforderlich ist, um die geforderte Nenn-Schraubenkraft  $F_{B0nom}$  zu erreichen. Diese aufgebrachte Zusatzkraft sollte bei der Wahl des Schraubenwerkstoffes und des Schrauben-Anziehverfahrens berücksichtigt werden, um sicherzustellen, dass die aufgebrachte Last in einer Schraube nicht zu einer plastischen Verformung der Schraube führt.

Ein Werkzeuglastverlust ist auf einen Übertragungsverlust zurückzuführen, der auftritt, wenn der Druck von der Spannungsvorrichtung genommen und die Belastung von den Gewinden der Spannungsvorrichtung auf die Gewinde der Mutter übertragen wird. Dadurch kommt es zu einer Gewindedurchbiegung in der Mutter und folglich zu einem Lastverlust. (Ein zusätzlicher, aber geringerer Lastverlust tritt auf, wenn sich die Mutter auf die Auflagefläche am Flansch absenkt, während die Belastung auf die Mutter übertragen wird.)

Der Werkzeuglastverlust hängt vom Schraubendurchmesser, der Gewindesteigung und der Belastung ab und nimmt mit sich verringerndem L/D-Verhältnis (effektive Länge/Kerndurchmesser der Schraube) an Bedeutung zu.

Ist das L/D-Verhältnis kleiner als 4, ist das Drehmoment im Allgemeinen genauer.

Alternative Verfahren zur Berechnung des Werkzeuglastverlustfaktors sind in Normen wie Norsok L005 beschrieben.

Spannen besitzt den Vorteil, dass mehrere Werkzeuge Schrauben gleichzeitig mit direktem Axialzug anziehen, was zu einer gleichmäßigen Pressung der Dichtung führt. Bei den meisten Normflanschen ist ein Anbringen von Spannvorrichtungen an jeder Schraube auf einer Seite der Verbindung (ein Flansch) aufgrund von Platzmangel jedoch nicht möglich. In der Praxis ist es üblich, bei Anwendungen, bei denen es sich nicht um extrem kritische Verbindungen, wie im Kernkraftbereich, oder um mit hohen Kosten verbundene Verbindungen, z. B. unter Wasser, handelt, ein 50 %-Spannen anzuwenden.

Bei typischen Anwendungen wird an jeder zweiten Schraube eine Spannvorrichtung angebracht, und auf diese Weise werden 50 % der Schrauben angezogen. Anschließend werden die Spannvorrichtungen an den übrigen 50 % der Schrauben angebracht, um diese anzuziehen.

Beim Anziehen des zweiten Schraubensatzes wird die Dichtung weiter gepresst, was zu einem Lastverlust im ersten Schraubensatz führt. Daher ist es aus Gründen der Schnelligkeit, d. h. um das Anziehen in zwei Durchgängen durchführen zu können, üblich, auf den ersten Schraubensatz einen Flanschlastverlustfaktor anzuwenden und diese Schrauben stärker anzuziehen, um so den Verlust während der Pressung der Dichtung zu berücksichtigen.

Dieser Faktor und dieses Verfahren werden oft als Flanschlastverlustfaktor bezeichnet und müssen beim Spannen von Schrauben geplant und berücksichtigt werden, um sicherzustellen, dass weder die Flanschdichtung noch die Schraube die vorgegebenen Spannungs-/Belastungsgrenzen während der Montage/des Anziehens und auch in keiner späteren Phase überschreiten.

Stellt der Flanschlastverlustfaktor ein Problem dar, kann der Wert 100 % mit Wiederholungsdurchgängen angewendet werden, bis an den Muttern keine Bewegung mehr auftritt. Dies sollte für jedes System einzeln durchgeführt werden, um sicherzustellen, dass alles ordnungsgemäß erfolgt.

## Anhang C (informativ)

### Drehungen des Flansches

#### C.1 Allgemeines

Die in der Praxis zu erwartenden Flanschdrehungen sind unter anderem von der tatsächlichen Einbau-Schraubenkraft im Montagezustand abhängig. Eine (geringfügige) plastische Verformung kann ebenfalls sowohl beim Schraubenanziehen als auch in Folgezuständen auftreten. Daher:

- können nur untere und obere Grenzen für die Drehung unter der Annahme aufeinanderfolgender Mindest- und Höchstwerte der Einbau-Schraubenkraft angegeben werden;
- kann nur der elastische Anteil der Drehung berechnet werden.

#### C.2 Anwendung der Flanschdrehung

Falls der Dichtungshersteller einen zulässigen Höchstwert der Flanschdrehung für die Dichtung festlegt, müssen die berechneten Werte überprüft werden, um sicherzustellen, dass sie unterhalb des zulässigen Höchstwerts liegen.

Messwerte von  $\theta_F + \tilde{\theta}_F$  bzw.  $\theta_L + \tilde{\theta}_L$  können zur Überprüfung der Schraubenkraft während der Montage verwendet werden.

#### C.3 Berechnung der Flanschdrehung

Die elastische Drehung von Flansch oder Bund/Bördel wird nach der folgenden Gleichung (C.1) berechnet, für lose Flansche nach Gleichung (C.2):

$$\theta_F = \frac{Z_F}{E_F} \times \{F_G \times h_G + F_Q \times (h_H - h_P + h_Q) + F_R \times (h_H + h_R)\} \quad (\text{C.1})$$

$$\theta_L = (Z_L/E_L) \times F_B \times h_L \quad (\text{C.2})$$

Die vorgenannten Gleichungen gelten für alle Belastungszustände ( $I = 0, 1, 2 \dots$ ), vorausgesetzt, es werden entsprechende Werte für  $E_F, E_L, F_Q, F_R, F_G$  und  $F_B$  für jeden Zustand eingesetzt:

- $E_{FI}, E_{LI}$ : gleiche Werte wie in anderen Berechnungen;
- $F_{QI}, F_{RI}$ : Werte entsprechend Gleichung (89) und Gleichung (94);
- $F_{GI}, F_{BI}$ : es sind zulässige Mindestwerte für Dichtungskraft und Schraubenkraft zu verwenden, um die Mindestdrehung zu berechnen, bzw. Höchstwerte, um die maximal zulässige Drehung zu berechnen.

Diese Werte sind durch die folgenden Gleichungen gegeben:

- für Montagezustand ( $I = 0$ ):

$$F_{B0\min} = F_{B0\text{nom}} \times (1 - \varepsilon_-) \quad (\text{C.3})$$

$$F_{B0\max} = F_{B0\text{nom}} \times (1 + \varepsilon_+) \quad (\text{C.4})$$

$$F_{G0\min} = F_{B0\min} - F_{R0} \quad (\text{C.5})$$

$$F_{G0\max} = F_{B0\max} - F_{R0} \quad (\text{C.6})$$

- für Folgezustände ( $I \neq 0$ ):

Die Mindest- und Höchstwerte für  $F_{GI}$ ,  $F_{BI}$  ergeben sich aus den folgenden Gleichungen:

$$F_{GI\min} = \{F_{G0\min} \times Y_{G0} \times P_{QRI} - [F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I]\}/Y_{GI} \quad (\text{C.7})$$

$$F_{GI\max} = \{F_{G0\max} \times Y_{G0} \times P_{QRI} - [F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I]\}/Y_{GI} \quad (\text{C.8})$$

$$F_{BI\min} = F_{GI\min} + (F_{QI} + F_{RI}) \quad (\text{C.9})$$

$$F_{BI\max} = F_{GI\max} + (F_{QI} + F_{RI}) \quad (\text{C.10})$$

## Anhang D (informativ)

### Anwendung der Berechnungsmethode

#### D.1 Grundsatz der Berechnungsmethode

Die Berechnung der Funktionsfähigkeit der Dichtung beruht auf der Elastizitätsanalyse des Verhältnisses Belastung/Verformung zwischen allen Teilen der Flanschverbindung, die gegebenenfalls um das plastische Verhalten des Dichtungswerkstoffs korrigiert wird. Die Berechnung der mechanischen Festigkeit beruht auf der Analyse der (plastischen) zulässigen Verformung der Kombination Flansch/Schale. Es werden sowohl innere als auch äußere Belastungen berücksichtigt. Die berücksichtigten Belastungszustände schließen den Montagezustand, die hydrostatische Prüfung und alle nachfolgenden maßgeblichen Betriebszustände ein. Es werden im Wesentlichen die folgenden Berechnungsschritte durchgeführt:

- a) Zunächst wird die (beim Anziehen der Schrauben zu erreichende) erforderliche Mindest-Einbau-Schraubenkraft bestimmt, sodass in jedem nachfolgenden festgelegten Belastungszustand die auf die Dichtung wirkende Restkraft nie kleiner als die für die Dichtung erforderliche mittlere Mindestkraft ist (Werte der Dichtungsdaten z. B. nach EN 1591-2). Die Bestimmung dieser Schraubenkraft erfolgt iterativ, da sie von der effektiven Dichtungsbreite abhängt, die wiederum von der Einbau-Schraubenkraft abhängig ist.
- b) Anschließend werden die inneren Kräfte, die aus den ausgewählten Werten der Einbau-Schraubenkräfte resultieren, für alle Belastungszustände berechnet, und die Zulässigkeit äußerer und innerer Kräfte in Kombination wird wie folgt geprüft:
  - 1) Montagezustand: Prüfung unter Annahme der maximal möglichen Schraubenkraft, die durch das Montageverfahren (Schrauben-Anziehverfahren) erreicht werden kann;
  - 2) Prüf- und Betriebszustände: Prüfung unter Annahme der erforderlichen Mindestkräfte (außer bei Anwendung des besonderen Verfahrens mit festgelegter Schraubenkraft, wie unter 1) beschrieben), um sicherzustellen, dass die Verbindung diese Mindestkräfte abgesehen von örtlich stark begrenzten Stellen ohne Verziehen aufbauen kann. Höhere tatsächliche Einbau-Schraubenkräfte führen in Folgezuständen (Prüfzustand, Betriebszustand) zu (begrenzter) plastischer Verformung. Die so festgelegten Prüfungen stellen jedoch sicher, dass diese Verformungen die Schraubenkräfte nicht auf einen Wert unterhalb der Mindestkraft reduzieren. Zur Bestimmung der Grenze der Einbau-Schraubenkraft, die zu einem Belastungsgrad von 1,0 führt, kann anstelle von (117) die Gleichung (F.2) verwendet werden. Dieser Ansatz berücksichtigt nicht die Lastreduzierung in Folgezuständen aufgrund plastischer Verformung.

Bei Bedarf können die Flanschdrehungen bei allen Lastzuständen nach Anhang C geschätzt und die erzielten Werte mit möglicherweise geltenden Anwendungsgrenzen von Dichtungen verglichen werden.

EN 1591-1 basiert auf dem Grundsatz der Einhaltung einer gewählten Leckagerate. In diesem Fall müssen die Dichtungskoeffizienten der Dichtung in Prüfungen nach EN 13555:2014 ermittelt oder direkt CEN/TR 1591-2:2020 entnommen werden. Das Leckageverhalten der Dichtung wird nach EN 13555:2014 mit Helium gemessen. Verfügbare, noch unvollständige Modelle zur Umrechnung der Leckagerate sowie deren Grenzen sind in Anhang I angegeben.

Besteht allerdings keine Anforderung an eine Begrenzung der Leckagerate, kann die Berechnung mit Dichtungskoeffizienten erfolgen, die nicht mit der Leckagerate zusammenhängen (siehe Tabelle in Anhang G); die übrigen Koeffizienten sind nach EN 13555:2014 zu ermitteln oder direkt CEN/TR 1591-2:2020 zu entnehmen. In diesem Fall kann die beabsichtigte Leckagerate aus dem berechneten Anpressdruck der Dichtung und dem Dichtheitsdiagramm, das für diese spezielle Dichtungsform in Prüfungen nach EN 13555:2014 erhalten wurde, ermittelt werden.

Die mit den in dieser Norm beschriebenen Verfahren berechnete Kraft stellt die Mindest-Schraubenkraft dar, die auf die Dichtung aufgebracht werden sollte, um die erforderliche Dichtheitsklasse zu erreichen. Eine innerhalb zulässiger Belastungsgrade steigende Schraubenkraft an Flanschen/Schraube/Dichtung verringert Leckageraten und ergibt eine konservative Konstruktion. Der Konstrukteur darf eine Schraubenkraft wählen, die zwischen der Last zum Erreichen der Dichtheitsklasse und der durch die Belastungsgrade begrenzten Last liegt.

## D.2 Mechanisches Modell

Die Berechnungsmethode beruht auf dem folgenden mechanischen Modell:

- a) Die Geometrie der Flansche und der Dichtung ist axialsymmetrisch. Kleine Abweichungen, z. B. aufgrund einer begrenzten Anzahl von Schrauben, sind zulässig. Geteilte lose Flansche oder ovale Flansche sind unzulässig.
- b) Der Querschnitt des Flanschrings (radialer Schnitt) bleibt unverformt. Es werden nur Umfangsspannungen und -zugkräfte im Ring behandelt; radiale und axiale Spannungen sowie Zugkräfte werden vernachlässigt. Diese Annahme erfordert die Einhaltung der Bedingung 4.2 a).
- c) Der Flanschring ist an eine zylindrische Schale angeschlossen. Ein konischer Ansatz wird wie eine äquivalente zylindrische Schale mit berechneter Wanddicke behandelt, welche für elastisches und plastisches Verhalten unterschiedlich ist, jedoch immer zwischen der tatsächlichen Mindest- und Höchstdicke liegt. Kegelschalen und Kugelschalen werden wie äquivalente zylindrische Schalen mit gleicher Wanddicke behandelt; Unterschiede zu zylindrischen Schalen werden explizit in den Gleichungen berücksichtigt. Die fortlaufende radiale Verschiebung und Drehung an der Verbindung von Flanschring und Schale wird in der Berechnung berücksichtigt.
- d) Die Dichtung wird durch elastisches Verhalten mit einer Korrektur für den plastischen Anteil dargestellt. Bei Dichtungen in unelastischen Werkstoffen, die starke Verformungen zulassen (z. B. Flachdichtungen, die größtenteils aus Gummi bestehen), können die Ergebnisse nach dieser Berechnungsmethode übermäßig konservativ sein (d. h. erforderliche Schraubenkraft zu hoch, zulässiger Mediendruck zu gering, erforderliche Flanschdicke zu groß usw.), da die Methode diese Eigenschaften vernachlässigt.
- e) Die Dichtung berührt die Flanschdichtfläche auf einer (berechneten) kreisförmigen Fläche. Die effektive Dichtungsbreite (radial)  $b_{Ge}$  kann geringer als die tatsächliche Dichtungsbreite sein. Diese effektive Dichtungsbreite  $b_{Ge}$  wird für den Montagezustand ( $I = 0$ ) berechnet und es wird angenommen, dass sie für alle nachfolgenden Belastungszustände ( $I = 1, 2 \dots$ ) unverändert bleibt, selbst wenn die Dichtungsspannung in einem der Folgezustände höher ist (betroffene Änderungen der Werte für  $E_G$  sind für das Rechenergebnis vernachlässigbar.) Für die Benummerung der Folgezustände ist keine chronologische Reihenfolge festgelegt. Die Berechnung von  $b_{Ge}$  schließt die elastische Drehung beider Flansche sowie die elastische und plastische Verformung der Dichtung (näherungsweise) im Montagezustand ein.
- f) Der Elastizitätsmodul der Dichtung bei Entlastung ( $E_G$ ) kann mit der auf die Dichtung wirkenden Druckspannung  $Q_{G0}$  ansteigen. Dieser Elastizitätsmodul ist der elastisch plastische Sekantenmodul bei Entlastung, der zwischen 100 % und 33 % bei mehreren Dichtungsspannungswerten gemessen wird. Die Berechnungsmethode verwendet den höchsten Spannungswert ( $Q_{G0}$ ) im Montagezustand.

- g) Das Kriechen der Dichtung unter Pressung wird durch einen Kriech-/Relaxationsfaktor  $P_{QR}$  berücksichtigt.
- h) Thermische und mechanische axiale Verformungen von Flanschen, Schrauben und Dichtung werden berücksichtigt.
- i) Die Belastung der Flanschverbindung ist axialsymmetrisch. Nicht axialsymmetrische Biegemomente werden durch eine äquivalente axiale Kraft ersetzt, die nach Gleichung (94) axialsymmetrisch ist.
- j) Lastwechsel zwischen verschiedenen Belastungszuständen bewirken interne Änderungen der Schrauben- und Dichtungskräfte. Diese werden unter Berücksichtigung der elastischen Verformungen aller Bauteile berechnet. Für die Sicherstellung der Dichtheit wird die erforderliche Einbau-Montagekraft berechnet (siehe 6.5), um sicherzustellen, dass die erforderlichen Kräfte, die auf die Dichtung wirken, unter allen Bedingungen erreicht werden (siehe 6.4 und 6.6).
- k) Nachweise der Belastungsgrenze beruhen auf den Belastungsgrenzen jedes Bauteils. Übermäßige Verformungen werden dadurch verhindert. Grenzen für Dichtungen, die von  $Q_{Smax}$  abhängen, sind nur Näherungen.
- l) Folgendes wird bei diesem Modell nicht berücksichtigt:
- m) Biegesteifigkeit und Biegefestigkeit der Schrauben. Dies ist eine Vereinfachung. Allerdings schließt die Zugsteifigkeit der Schrauben (näherungsweise) die Verformung der mit den Muttern oder Gewindelöchern in Kontakt stehenden Schraubenpartie mit ein (siehe Gleichung (40)).
- n) Kriechen von Flanschen und Schrauben (unter der Annahme, dass die Werkstoffe so gewählt wurden, dass übermäßiges Kriechen vermieden wird).
- o) Unterschiedliche radiale Verformungen an der Dichtung (Vereinfachung ohne Auswirkungen bei gleichen Flanschen).
- p) Ermüdungsnachweise (üblicherweise nicht in Berechnungsregeln wie dieser berücksichtigt).

### D.3 Erforderliche Prüfungen

Prüfungen der Zulässigkeit von Belastungen setzen Sicherheitsbeiwerte voraus, die auch auf die Streckgrenze bzw. Dehngrenze des Werkstoffs bei der Bestimmung der Nenn-Berechnungsspannungen in der Berechnungsmethode angewendet werden.

Die Schraubenkraft im Montagezustand muss ausreichen, um die Dichtheit für alle nachfolgenden Belastungszustände sicherzustellen. Darüber hinaus wird empfohlen, das Anziehverfahren für die Schrauben zusammen mit den erforderlichen Kennwerten (z. B. Drehmoment, Spannung usw.) festzulegen.

- Die Belastungsgrade für Schrauben, Dichtung und beide Flansche sind für alle Belastungszustände (einschließlich Montage- und Belastungszustände) zu prüfen.
- Ist keine Leckagerate festgelegt, kann die voraussichtliche Leckagerate in allen Zuständen aus der berechneten Dichtungsbelastung ermittelt werden, und zwar mithilfe von Leckagedaten für die Dichtung aus Prüfungen nach EN 13555:2014.

## **D.4 Berechnungsschritte**

Die Schritte der Berechnungsmethode sind im Folgenden zusammen mit den Abschnittsnummern dieses Dokuments aufgeführt.

5 Berechnungskennwerte

5.2 Kennwerte für ersten und zweiten Flansch

5.2.2  $b_F, d_F, e_F$  (oder  $b_L, d_L, e_L$ )<sup>2</sup> und  $\tilde{b}_F, \tilde{d}_F, \tilde{e}_F$  (oder  $\tilde{b}_L, \tilde{d}_L, \tilde{e}_L$ )<sup>1</sup>  
 $d_{3e}$  ( $\tilde{d}_{3e} = d_{3e}$ )

5.2.3  $e_E, e_D, d_E$  und  $\tilde{e}_E, \tilde{e}_D, \tilde{d}_E$

5.2.4  $h_R$  und  $\tilde{h}_R$

$Z_F, Z_L$  und  $\tilde{Z}_F, \tilde{Z}_L$

5.3 Schrauben- und Scheibenkennwerte

5.3.2  $A_B$

5.3.3  $X_B$

5.3.4  $b_W, d_W, d_{K1}, d_{K2}, b_{KB}$

5.3.5  $X_W$  und  $\tilde{X}_W$

5.4 Dichtungskennwerte

**ANMERKUNG** Eine alternative Berechnungsmethode, die die plastische Verformung berücksichtigt, welche sich in den Zuständen nach der Montage ergeben kann, ist in Anhang H vorgeschlagen. Die Anwendung dieses Anhangs kann die von 5.4 bis Abschnitt 6 vorgeschlagene Berechnung ersetzen. Anschließend kann mit der Berechnung aus Abschnitt 7 fortfahren werden.

5.4.2  $b_{Gt}, d_{Gt}, A_{Gt}$

5.4.3  $F_{G0}$  aus Gleichung (52) oder aus Gleichung (F.1) des Anhangs F, falls eine Einbau-Schraubenkraft ( $F_{B0,specified}$ ) festgelegt ist  
 $b_{Ge}, d_{Ge}, A_{Ge}$  (erste Näherung)  
 $E_{G0}, h_{G0}$  und  $\tilde{h}_{G0}$

5.4.4  $X_G$

Tabelle 1  $b_{Ge}, d_{Ge}, A_{Ge}$  (genauer)

5.4.5  $h_P, h_Q, h_G, h_H$  (und  $h_L$ )<sup>1</sup> und  $\tilde{h}_P, \tilde{h}_Q, \tilde{h}_G (= \tilde{h}_{G0}), \tilde{h}_H$  (und  $\tilde{h}_L$ )<sup>1</sup>

6 Kräfte

6.2 Aufgebrachte Belastungen

---

<sup>2</sup> Nur bei losen Flanschen.

- 6.2.1  $T_0, F_{R0}$   $(I = 0)$
- 6.2.2  $A_Q, F_{QI}, F_{AI}, F_{LI}, M_{AI}, M_{TGI}, F_{RI}, \Delta U_{TI}$   $(I > 0)$
- 6.3 Nachgiebigkeit der Verbindung  
 $Y_{GI}, Y_{QI}, Y_{RI}, Y_{BI}$
- 6.4 Mindest-Dichtungskräfte  
 $F_{G0\min}, F_{GI\min}$
- 6.5 Innere Kräfte im Montagezustand
- 6.5.1  $F_{G\Delta}$  (aus Gleichung (103) oder aus Gleichung (104), in Verbindung mit Anhang H)  
 $F_{G0req}, F_{B0req}$  (wenn  $F_{G0req} > F_{G0}$ , dann ist mit der Berechnung ab 5.4.3 erneut zu beginnen)
- 6.5.2  $F_{B0nom}, F_{B0max}, F_{G0max}$
- 6.6 Innere Kräfte in Folgezuständen  
 $F_{G0d}$  (aus Gleichung (117) oder aus Gleichung (F.2), wenn entsprechend Anhang F eine Einbau-Schraubenkraft festgelegt ist)  
 $F_{GI}$  (aus Gleichung (118) oder aus Gleichung (119), in Verbindung mit Anhang H),  $F_{BI}$
- 7 Belastungsgrenzen
- 7.2 Schrauben  
 $\Phi_B$
- 7.3 Dichtung  
 $\Phi_G$
- 7.4/7.5/ Erster Flansch und zweiter Flansch<sup>3</sup>  
7.6  $\Phi_F$  (oder  $\Phi_L$ ), eventuell  $\Phi_X$  und  $\tilde{\Phi}_F$  (und  $\tilde{\Phi}_L$ ), eventuell  $\tilde{\Phi}_X$

---

<sup>3</sup> Zur Vereinfachung ist eine mögliche Optimierung von  $d_7$  (für lose Flansche) nicht dargestellt (siehe 7.6).

**Anhang E**  
(informativ)

**Beispiele für Reibungskoeffizienten zwischen Dichtungs- und Flanschdichtfläche**

**Tabelle E.1 — Beispiele für Reibungskoeffizienten zwischen Dichtungs- und Flanschdichtfläche**

Allgemeine Dichtungsart	Wert für $\mu_G$
Gefüllte Dichtungen auf PTFE-Basis	0,23 <sup>a</sup>
Dichtungen auf ePTFE-Basis	0,26 <sup>a</sup>
Dichtungen auf Graphitbasis	0,22 <sup>a</sup>
Dichtungen auf Faserbasis	0,30 <sup>a</sup>
Gummidichtungen	0,25 <sup>b</sup>
Flachdichtungen aus Metall	0,15 <sup>b</sup>

<sup>a</sup> Diese Werte sind Prüfergebnisse, die aus einem Forschungsprogramm der ESA stammen [31].

<sup>b</sup> Diese Reibungsfaktoren sind vermutlich sehr konservativ. Eine experimentelle Bestimmung des Reibungsfaktors sollte durchgeführt werden, falls genauere Daten erforderlich sind.

**ANMERKUNG** Die hier angegebenen Untergrenzen können zu sehr konservativen Berechnungen führen, da sie die spezifische Rauheit der Flanschoberfläche nicht berücksichtigen.

## Anhang F (informativ)

### Prüfen einer festgelegten Montage-Schraubenkraft

Einzelheiten zur Berechnungsmethode als Berechnungsprozess sind in Anhang D aufgeführt.

EN 1591-1 basiert auf dem Grundsatz, dass eine bestimmte Leckagerate zu erreichen ist. Wenn das Berechnungsziel dennoch darin besteht, die Konstruktion im Hinblick auf einen bestimmten (festgelegten) Wert der Nenn-Schrauben-Anziehkraft bei Montage ( $F_{B0,specified}$ ) zu überprüfen, muss die Berechnung mit der nachstehenden Gleichung (F.1) anstelle der in 5.4.3 angegebenen Gleichung (52) begonnen werden.

$$F_{G0} = F_{B0,specified} \times (1 - \varepsilon_-) - F_{R0} \quad (\text{F.1})$$

ANMERKUNG Diese Gleichung umfasst den Streubereich des Schrauben-Anziehverfahrens, um die Dichtheitskriterien für den erwarteten Mindestwert der Schrauben-Anziehkraft zu überprüfen.

Anschließend ist mit der Berechnung auf übliche Weise mit Gleichung (53) bis Gleichung (108) fortzufahren. Bei der in Gleichung (105) berechneten erforderlichen Einbau-Dichtungskraft sind zwei Fälle zu berücksichtigen:

- Wenn der durch Gleichung (105) gegebene Wert  $F_{G0,\text{req}}$  höher als der durch Gleichung (F.1) gegebene Einbauwert  $F_{G0}$  ist, reicht der Wert von  $F_{B0,specified}$  nicht aus, um die Dichtheitskriterien sicherzustellen.
- Wenn der durch Gleichung (105) gegebene Wert  $F_{G0,\text{req}}$  kleiner als der durch Gleichung (F.1) gegebene Einbauwert  $F_{G0}$  ist, reicht der Wert von  $F_{B0,specified}$  aus, um die Dichtheitskriterien sicherzustellen; somit kann die Berechnung mit dem in Gleichung (F.1) berechneten Wert  $F_{G0}$  als Dichtungskraft im Montagezustand ( $I = 0$ ) fortgesetzt werden. In diesem Fall ist  $F_{B0,\text{nom}} = F_{B0,specified}$  und die Schraubenkraft bei Montage kann viel größer sein als die erforderliche ( $F_{B0,\text{req}}$ ).

ANMERKUNG Wenn die Auswirkung der Einbau-Schraubenkraft in den Folgezuständen untersucht wird, kann dann die Gleichung (F.2) anstelle der Gleichung (117) als konservativer Ansatz verwendet werden. Dieser Ansatz berücksichtigt nicht die Lastreduzierung in den Folgezuständen aufgrund der plastischen Verformung.

$$F_{G0d} = \max \left\{ F_{B0,specified} \times (1 - \varepsilon_-) - F_{R0}; \left( \frac{2}{3} \right) \times \left( 1 - \frac{10}{N_R} \right) \times F_{B0,\text{max}} - F_{R0} \right\} \quad (\text{F.2})$$

**Anhang G**  
(informativ)

**Dichtungskennwerte, wenn keine Leckagerate festgelegt ist**

**Tabelle G.1 — Dichtungskennwerte, wenn keine Leckagerate festgelegt ist**

<b>Dichtungsformen und -werkstoffe</b>	$Q_{0\min}$ MPa	m
<b>Nichtmetallische Flachdichtungen (Weichstoff) und Flachdichtungen mit Metalleinlage</b>		
Gummi	0,5	0,9
PTFE	10	1,3
Expandiertes PTFE (ePTFE)	12	1,3
Expandierter Graphit ohne Metalleinlage	10	1,3
Expandierter Graphit mit perforierter Metalleinlage	15	1,3
Expandierter Graphit mit haftender flacher Metalleinlage	10	1,3
Expandierter Graphit mit in dünnen Lagen geschichtetem Metallblech mit beständigen hohen Spannungen	15	1,3
Asbestfreie Faser mit Bindemittel (Dicke < 1 mm)	40	1,6
Asbestfreie Faser mit Bindemittel (Dicke $\geq$ 1 mm)	35	1,6
<b>Profilierte Dichtungen aus Stahl mit Weichstoffauflagen auf beiden Seiten</b>		
PTFE-Auflagen auf weichem Stahl	10	1,3
PTFE-Auflagen auf nichtrostendem Stahl	10	1,3
Graphitauflagen auf weichem Stahl	15	1,3
Graphitauflagen auf niedrig legiertem wärmebeständigen Stahl	15	1,3
Graphitauflagen auf nichtrostendem Stahl	15	1,3
Silberauflagen auf wärmebeständigem nichtrostenden Stahl	125	1,8
<b>Spiraldichtungen mit Weichstofffüllung</b>		
Spiraldichtungen mit PTFE-Füllung, ausschließlich mit Außenring	20	1,6
Spiraldichtungen mit PTFE-Füllung, mit Innen- und Außenring	20	1,6
Spiraldichtungen mit Graphitfüllstoff, ausschließlich mit Außenring	20	1,6
Spiraldichtungen mit Graphitfüllstoff, mit Innen- und Außenring	50	1,6
<b>Dichtungen aus reinem Metall</b>		
Aluminium (Al) (weich)	50	2,0
Kupfer (Cu) oder Messing (weich)	100	2,0
Eisen (Fe) (weich)	175	2,0
Stahl (weich)	200	2,0
Stahl, niedrig legiert, wärmebeständig	225	2,0

Dichtungsformen und -werkstoffe	$Q_{0\min}$ MPa	m
Nichtrostender Stahl	250	2,0
Nichtrostender Stahl, wärmebeständig	300	2,0
<b>Metallummantelte Dichtungen mit Abdeckung</b>		
Mantel aus weichem Eisen oder Stahl mit Graphitfüllung und Abdeckung	20	1,3
Mantel aus niedrig legiertem Stahl (4 % bis 6 % Chrom) oder nichtrostendem Stahl mit Graphitfüllung und Abdeckung	20	1,3
Mantel aus nichtrostendem Stahl mit Füllung aus expandiertem PTFE und Abdeckung	10	1,3
Mantel aus einer Nickellegierung mit Füllung aus expandiertem PTFE und Abdeckung	10	1,3
<b>Metallummantelte Dichtungen</b>		
Mantel aus Aluminium (weich) mit Graphitfüllung	50	1,6
Mantel aus Kupfer oder Messing (weich) mit Graphitfüllung	60	1,8
Mantel aus weichem Eisen oder Stahl mit Graphitfüllung	80	2,0
Mantel aus niedrig legiertem Stahl (4 % bis 6 % Chrom) oder nichtrostendem Stahl mit Graphitfüllung	100	2,2

## **Anhang H** (informativ)

# **Alternative Berechnung mit Berücksichtigung der plastischen Verformung der Dichtung in nachfolgenden Belastungszuständen (nach dem Montagezustand)**

### **H.1 Einleitung**

Im Hauptteil der in dieser Norm beschriebenen Berechnungsmethode sollten mögliche plastische Verformungen der Dichtung nur für den Montagezustand berücksichtigt werden ( $e_{G(0)} \leq e_{G(N)} = e_{Gt}$ ); für nachfolgende Belastungszustände werden sie zur Vereinfachung vernachlässigt.

Wenn jedoch in einem Folgezustand die Dichtungsspannung über den Wert im Montagezustand hinaus ansteigt (z.B. aufgrund eines äußeren Mediendrucks) und/oder wenn sich der Widerstand des Dichtungswerkstoffs reduziert (z.B. aufgrund einer erhöhten Temperatur), treten in der Dichtung zusätzliche plastische Verformungen auf.

Somit gilt in Gleichung (104) und Gleichung (119)  $[e_{G(0)} - e_{G(A)}] > 0$ .

Alle Maße einer Dichtung können sich unter Belastung ändern, sie können jedoch auch unverändert bleiben. Die Dichtungsdicke kann sich von  $e_{G(N)} = e_{Gt}$  (*new*) to  $e_{G(0)} = e_{G(Q0)}$  to  $e_{G(I)} = e_{Ge(I)}$  ändern. Die letzte Veränderung gibt die entscheidende kleinste Dichtungsdicke  $e_{G(A)}$  (nach Auftreten aller Situationen) an.

Die effektive  $b_{Ge}$  kann sich ebenfalls durch veränderliche Belastungen ändern; sie kann mit einer Änderung von  $d_{Ge}$  und  $A_{Ge}$  zusammenhängen. Für konservative Ergebnisse sollte die größte Breite  $b_{Ge} = b_{Ge(A)}$  gewählt werden.

Auch die theoretische Breite  $b_{Gt}$  kann sich unter Belastung ändern (sie kann zunehmen, wenn  $e_{Ge}$  abnimmt); diese Auswirkung ist jedoch nicht groß und wird der Einfachheit halber vernachlässigt.

### **H.2 Durchführung der Berechnung**

#### **H.2.1 Allgemeine Beschreibung**

Die Berechnung der plastischen Verformungen einer Dichtung sollte auf den entsprechenden Kräften  $F_{G(I)}$  beruhen.

Aus einer bekannten tatsächlichen Dichtungskraft nach der Montage,  $F_{G(0)}$ , kann die entsprechende tatsächliche Kraft in allen Folgezuständen ( $I = 1, 2, \dots, I_{\max}$ ) wie folgt berechnet werden:

$$F_{G(I)} = \{F_{G(0)} \times Y_{G(0)} - \Delta U_{G(I)} - \frac{[e_{G(0)} - e_{G(A)}]}{Y_{G(I)}}\} \quad (\text{H.1})$$

Dabei gilt:  $\Delta U_{G(I)} = [F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I]$

Die iterative Berechnung beginnt mit  $e_{G(A)} = e_{G(0)}$ .

Für eine minimale Änderung der Dichtungsdicke sollte eine erforderliche Präzision angenommen werden:

$$\Delta e_{G(A)} = e_{G(A),old} - e_{G(A),new} \text{ z. B.: } \Delta e_{G(A),min} = 0,02 \text{ mm} \quad (\text{H.2})$$

Für alle Belastungszustände ( $I = 0, 1, 2, \dots, I_{\max}$ ) sollten die effektiven Maße der Dichtung ( $b_{Ge(I)}, d_{Ge(I)}, A_{Ge(I)}$  und  $e_{Ge(I)}$ ) nach einem der folgenden Unterabschnitte H.3 bis H.5 bestimmt werden.

## H.2.2 Keine zusätzliche plastische Verformung

Gilt für keinen Belastungszustand  $e_{Ge} < e_{G(A)}$ , so tritt keine zusätzliche plastische Verformung auf. Die tatsächlichen effektiven Maße  $b_{Ge}, d_{Ge}, A_{Ge}$  und  $e_{G(A)}$  bleiben unverändert. Die Berechnung wird unter 6.4 fortgesetzt.

## H.2.3 Zusätzliche plastische Verformung

Gilt für einen der Belastungszustände  $e_{Ge} < e_{G(A)} = e_{G(A),old}$ , so tritt eine zusätzliche plastische Verformung auf. Es sollte ein neuer Wert  $e_{G(A)} = e_{G(A),new}$  angesetzt werden. Dazu werden folgende Regeln vorgeschlagen:

- a)  $e_{G(A),new} \approx 0,5 * \{ \min[e_{Ge(I)}] + e_{G(A),old} \}$ , jedoch:
- b)  $e_{G(A),new} \geq 0,8 * e_{G(A),old}$ , jedoch:
- c)  $e_{G(A),new} \leq e_{G(A),old} - \Delta e_{G(A),min}$

Bei Änderungen von  $\Delta e_{G(A)} \geq e_{G(A),min}$  sollten die effektiven Maße  $b_{Ge(I)}, d_{Ge(I)}, A_{Ge(I)}$  und  $e_{Ge(I)}$  erneut berechnet werden. Die Berechnung kehrt zu 5.4 zurück.

Bei Änderungen von  $\Delta e_{G(A)} < \Delta e_{G(A),min}$  sollten in allen weiteren Berechnungen der kleinste Wert  $e_{G(I)} = e_{G(A)}$  und der größte Wert  $b_{Ge(I)}$ , mit den entsprechenden Werten für  $d_{Ge(I)}$  und  $A_{Ge(I)}$  angewendet werden.

Die Berechnung wird unter 6.4 fortgesetzt.

## H.3 Flachdichtungen

### H.3.1 Flachdichtungen mit geringen oder mittleren Verformungen

#### H.3.1.1 Grundgleichungen

Aufgrund der Flanschdrehung ( $\theta_{F(1)} + \theta_{F(2)} = \theta_G$ ) variiert die relative axiale Verformung der Dichtung ( $\Psi$ ) über die Breite (in radialer Richtung).

Wenn an einem Radius  $r_0$  die Verformung  $\Psi_0$  beträgt, dann beträgt an einem Radius  $r_0 + \Delta r$  die Verformung:

$$\Psi = \Psi_0 + \theta_G * \frac{\Delta r}{e_{Gt}} \quad (\text{H.3})$$

$$\theta_G = H_G * F_G \quad (\text{H.4})$$

$$H_G = \left( h_G * \frac{Z_F}{E_F} \right)_{(1)} + \left( h_G * \frac{Z_F}{E_F} \right)_{(2)} \quad (\text{H.5})$$

Aus der axialen Verformung  $\Psi_{(r)}$  ergibt sich eine axiale Druckspannung  $Q_{(r)}$  (oder umgekehrt). Das Gleichgewicht der Axialkraft ( $\int Q_{(r)} * dr$ ) und ein Moment ( $\int Q_{(r)} * (r - r_o) * dr$ ) ergeben die effektive Dichtungsbreite ( $b_{Ge}$ ) und der entsprechende Durchmesser ( $d_{Ge}$ ), an denen die Dichtungskraft wirkt und an denen auch die tatsächliche effektive Dichtungsdicke ( $e_{Ge}$ ) zu finden sein sollte:

$$e_{Ge} = e_{Gt} * [1 - \Psi_o] - \Theta_{G(I)} * \left( b_{Gt} - \frac{b_{Ge}}{2} \right) \quad (\text{H.6})$$

### H.3.1.2 Berechnungen für ein allgemeines Werkstoffgesetz

Die durchschnittliche (mittlere) Druckspannung der Dichtung,  $Q_{av}$ , in Abhängigkeit von der mittleren Verformung  $\Psi = 1 - \frac{e_G}{e_{Gt}}$  kann durch Messungen nach EN 13555:2014 (Dichtung zwischen starren Platten) ermittelt werden.

Diese Funktion kann auch angewendet werden, um die örtliche veränderliche Druckspannung  $Q_{(\psi)}$  in Abhängigkeit von der örtlichen veränderlichen Verformung zu bestimmen (Dichtung zwischen sich drehenden Flanschen).

Es ist hilfreich, für die Funktion eine Gleichung zur Verfügung zu haben (statt nur erweiterter Tabellen), z. B.:

$$Q_{(\psi)} = \min \left\{ \frac{[(C_1 + (C_2 + C_3 * \Psi) * \Psi) * \Psi]}{[1 + (B_1 + B_2 * \Psi) * \Psi]}, Q_Y \right\} \quad (\text{H.7})$$

Es sind auch andere Gleichungen möglich. Es sollte immer von Folgendem ausgegangen werden:  $\frac{dQ}{d\Psi} = D_G > 0$  for all  $\Psi$  ( $0 < \Psi < \Psi_{max}$ ).

Die erforderlichen Integrale können durch ein numerisches Verfahren für 6 Punkte (5 Sektoren) der theoretischen Dichtungsbreite berechnet werden:

Folgendes sollte angenommen werden:  $\Psi_0 = \Psi_{(0)}$

$$\Psi_{(J)} = \max\{0; \Psi_0 + J * \Delta_\Psi\} \text{ für } J = 1, 2, 3, 4, 5. \quad (\text{H.8})$$

$$\Delta_\Psi = \Theta_G * \frac{b_{Gt}}{(5 * e_{Gt})} \quad (\text{H.9})$$

$$\Psi = \{\Psi_{(0)}, \Psi_{(1)}, \Psi_{(2)}, \Psi_{(3)}, \Psi_{(4)}, \Psi_{(5)}\} = \text{List } \Psi \quad (\text{H.10})$$

$$Q = \{Q_{(0)}, Q_{(1)}, Q_{(2)}, Q_{(3)}, Q_{(4)}, Q_{(5)}\} = \text{List } Q \quad (\text{H.11})$$

Der Mittelwert von  $Q_{(\psi)}$  über die theoretische Dichtungsbreite und die effektive Dichtungsbreite sollte wie folgt sein:

$$Q_{av} = 0,1 * Q_{(0)} + 0,2 * Q_{(1)} + 0,2 * Q_{(2)} + 0,2 * Q_{(3)} + 0,2 * Q_{(4)} + 0,2 * Q_{(5)} \quad (\text{H.12})$$

$$b_{Ge} = b_{Gt} * \frac{[0,2 * Q_{(0)} + 0,32 * Q_{(1)} + 0,24 * Q_{(2)} + 0,16 * Q_{(3)} + 0,08 * Q_{(4)} + 0,0 * Q_{(5)}]}{Q_{av}} \quad (\text{H.13})$$

Wenn  $A_{Gt} * Q_{av} \neq F_G$ , dann sollte der angenommene Wert  $\Psi_0$  geändert und die Berechnung wiederholt werden. (Um mit H.2.3 fortzufahren, ist eine grobe Näherung für  $\Psi_0$  ausreichend.)

Wenn  $b_{Ge} > 0,8 * b_{Gt}$  ist, dann ist mit H.3.2 fortzufahren.

Andernfalls ergibt sich die effektive Dichtungsdicke  $e_{Ge}$  aus Gleichung (H.6).

### H.3.1.3 Berechnungen für ein vereinfachtes Werkstoffgesetz

Das allgemeine Werkstoffgesetz nach Gleichung (H.7) sollte wie folgt vereinfacht werden:  $B_1 = B_2 = 0$  und  $C_2 = C_3 = 0$ . Dann entspricht es einem linearelastisch idealplastischen Werkstoff ( $C_1 = D_G$ ):

$$Q_{(\Psi)} = \min\{D_G * \Psi; Q_Y\} \quad (\text{H.14})$$

Die erforderlichen Integrale können analytisch berechnet werden. Bei geringer Belastung (elastisches Verhalten) und großer theoretischer Dichtungsbreite ist die Kontaktbreite  $b_{Gc} = b_{G0}$  (unabhängig von der Dichtungskraft):

$$b_{G0} = \left\{ 2 * \frac{e_{Gt}}{[\pi * d_G * D_G * H_G]} \right\}^{\left(\frac{1}{2}\right)} \quad (\text{H.15})$$

Für diesen Fall (elastisch mit  $b_{G0} = b_{Gt}$ ) ergibt sich  $b_{Ge} = \left(\frac{2}{3}\right) * b_{G0}$ . Für drei weitere Fälle ergeben sich andere Resultate. Zusammengefasst sollten alle in etwa Folgendes ergeben:

$$b_{Ge} = b_{Gt} * \max \left\{ \frac{\left[ 1 + 5 * \left( \frac{b_{Gt}}{b_{G0}} \right)^4 \right]^{\left(-\frac{1}{4}\right)}; F_G}{(A_{Gt} * Q_Y)} \right\} \quad (\text{H.16})$$

Wenn  $b_{Ge} > 0,8 * b_{Gt}$  ist, dann ist mit H.3.2 fortzufahren.

Andernfalls ergibt sich die effektive Dichtungsdicke  $e_{Ge}$  aus Gleichung (H.6), mit:

$$\Psi_0 = (b_{G0} - b_{Gt}) * \frac{\theta_G}{e_{Gt}} \quad (\text{H.17})$$

$\Psi_0 < 0$  ist möglich.

### H.3.2 Flachdichtungen mit größeren Verformungen

Wenn  $b_{Ge} \approx b_{Gc} \approx b_{Gt}$  ist, dann wird die axiale Druckspannung der Dichtung über die Breite nahezu einheitlich.

Wenn in einer derartigen Situation  $F_{G(I)} > A_{Gt} * Q_{Y(I)}$  ist, sollten größere plastische Verformungen möglich sein. Diese können wie folgt abgeschätzt werden:

Bestimmen eines Faktors zur Unterstützung durch radiale Reibung (bzw. Schub) an den Dichtflächen:

$$c_G = 1 + 0,5 * k_G * [1 + k_G] / [1 + \mu_G * k_G] \quad (\text{H.18})$$

Wenn beide radialen Begrenzungen der Dichtung offen (frei) sind:

$$k_G = 1 * \mu_G * b_{Gt} / e_{Ge} \quad (\text{H.19})$$

Wenn nur eine Begrenzung der Dichtung offen ist, sollte die andere geschlossen sein:

$$k_G = 2 * \mu_G * b_{Gt} / e_{Ge} \quad (\text{H.20})$$

Wenn beide Begrenzungen der Dichtung geschlossen sind, kann Folgendes angenommen werden:

$$c_G = 5 \quad (\text{H.21})$$

Eine Begrenzung kann nur dann als geschlossen behandelt werden, wenn der radiale Abstand zwischen den beiden Flanschen kleiner als die tatsächliche Dichtungsdicke ist.

Für alle Belastungszustände sollte der entsprechende Belastungsgrad berechnet werden (vorläufige Überprüfung der Belastungsgrenze):

$$\Phi_{G(I)} = F_{G(I)} / (A_{Gt} * Q_{Y(I)} * c_G) \quad (\text{H.22})$$

Wenn  $\Phi_{G(I)} < 1$  ist, tritt keine zusätzliche plastische Verformung auf.

Wenn  $\Phi_{G(I)} > 1$  ist, tritt eine zusätzliche plastische Verformung auf.

Die effektive Dichtungsdicke  $e_{Ge}$  sinkt auf einen noch unbekannten Wert. Dieser Wert sollte durch wiederholte Berechnungen mit unterschiedlichen Annahmen für  $e_{Ge}$  ermittelt werden, bis  $\Phi_{G(I)} \approx 1$  ist. Dies sollte jedoch nicht notwendig sein, da eine Abnahme von  $e_{G(A)} = e_{Ge}$  zu einer Abnahme von  $F_{G(I)}$  führt. Daher sollte an dieser Stelle eine sehr grobe Schätzung ausreichend sein:

$$e_{Ge,new} = e_{Ge,old} / \Phi_{G(I)} \quad (\text{H.23})$$

#### H.4 Metalldichtung mit gekrümmten Oberflächen (Bilder 4 b, c, e, f)

Die effektive Dichtungsbreite sollte im Wesentlichen von der Dichtungskraft abhängen.

$$b_{Gi} = \sqrt{\frac{6 * k_c * r_2 * \cos \phi_G * F_{G(I)}}{\pi * d_{Ge} * E_{G(I)}} + \left[ \frac{F_{G(I)}}{\pi * d_{Ge} * Q_{Y(I)}} \right]^2} \quad (\text{H.24})$$

Dabei ist

$E_G$  der Elastizitätsmodul der Dichtung für Entlastung/Wiederbelastung bei der betrachteten Temperatur;

$Q_y$  die Streckgrenze des Dichtungsmetalls.

Dichtung mit einfacher Berührung:

$$K_C = 1 \quad (\text{H.25})$$

$$d_{Ge} = d_{G0} \quad (\text{H.26})$$

Dichtung mit doppelter Berührung:

$$K_C = 2 \quad (\text{H.27})$$

$$d_{Ge} = d_{Gt} \quad (\text{H.28})$$

$b_{Ge}, A_{Ge}$  ergeben sich aus Gleichung (74) bis Gleichung (76):

$$e_{G(I)} = e_{G(N)} - (b_{Ge}/k_C)^2 / (4 * r_2 * (\cos \phi_G)^3) \quad (\text{H.29})$$

#### H.5 Metalldichtungen mit achteckigem Querschnitt (Bild 4 d)

Die für den Montagezustand in 5.4 (Tabelle 1) bestimmten effektiven Maße sollten in allen nachfolgenden Belastungsfällen unverändert bleiben. Es sollten keine zusätzlichen Verformungen auftreten.

## Anhang I (informativ)

### Verfügbare, noch unvollständige Modelle zur Umrechnung der Leckagerate für unterschiedliche Bedingungen (basierend auf bestimmten Strömungsmodellen)

#### I.1 Einleitung und Warnhinweis

**WARNHINWEIS** — Dieser Anhang kann derzeit aufgrund des noch unzureichenden Verständnisses der Leckagemechanismen nicht zur Bestimmung der Leckagerate vor Ort angewendet werden. Es wird ausdrücklich betont, dass die im vorliegenden Dokument angegebenen Korrelationen auf einem stark vereinfachten Modell beruhen, bei dem davon ausgegangen wird, dass sich alle Undichtheiten in geraden zylindrischen Kapillaren konzentrieren. Es ist derzeit nicht realistisch, diese Korrelationen ohne zusätzliche genauere Hintergrundinformationen anzuwenden. Der vorliegende Anhang enthält eine Zusammenfassung der zur Verfügung stehenden allgemeinen Korrelationstendenzen.

Die in der Normenreihe EN 1591 entwickelte Berechnungsmethode ermöglicht die Konstruktion von verschraubten Flanschverbindungen für eine bestimmte Dichtheitsklasse. Die Bewertung der voraussichtlichen Dichtheitsklasse kann auch durch eine Analyse im Anschluss an die Berechnung erfolgen, wenn in der Berechnung keine bestimmte Dichtheitsklasse berücksichtigt wurde.

Die Verbindung zwischen der Dichtheitsklasse und den Dichtungsanforderungen (Anpressdruck, Medien-Innendruck und Temperatur) wird durch Prüfung im Labor nach EN 13555:2014 hergestellt. Diese Norm legt Helium als Prüfmedium für die Dichtheitsprüfung fest. Aus praktischen Gründen wird die Dichtung mit nicht verformbaren Platten gepresst und weist festgelegte Maße auf. Darüber hinaus wird für die Prüfungen eine begrenzte Gruppe von Bedingungen (wie Medien-Innendruck oder Temperatur) untersucht.

Bei Durchführung einer Berechnung nach EN 1591-1 sollte der Eingangskennwert im Hinblick auf die tatsächlichen Bedingungen (Innendruck, Temperatur, äußere Belastungen, ...) der verschraubten Flanschverbindung gewählt werden. Wie bereits erwähnt, werden die Leckageraten bei Laborbedingungen beurteilt, die sich von den vor Ort tatsächlich vorliegenden Bedingungen unterscheiden können. Dadurch ergibt sich das Problem einer Beurteilung der voraussichtlichen Leckagerate unter tatsächlichen Bedingungen in Abhängigkeit von der im Labor gemessenen Leckagerate.

Nach einer kurzen Einführung in die Theorie und die Gleichungen der Strömungsphänomene, wobei besonders auf die Schwierigkeiten und Einschränkungen eingegangen wird, denen die Korrelationsberechnungen unterliegen, wird im vorliegenden Dokument eine praktische Methode beschrieben, die auf dem derzeit verfügbaren Wissen beruht.

#### I.2 Grundlagen der Strömungslehre

##### I.2.1 Transportarten

Der Stofftransport im Zusammenhang mit der Leckage an Verbindungen mit Dichtungen (verschraubte Flanschverbindungen mit Dichtungen) erfolgt durch Diffusion oder Permeation und durch viskose Strömung. Die Antriebskraft der Diffusion ist einzig auf Konzentrationsunterschiede zurückzuführen, die bewirken, dass Stoffe in Richtung der niedrigeren Konzentration transportiert werden. Die viskose Strömung wird dagegen durch Druckunterschiede ausgelöst. Bei Dichtungsproblemen sind beide Phänomene untrennbar miteinander verbunden. Bei geringen Druckunterschieden zwischen dem abgedichteten Volumen und der Umgebung dominiert die Diffusion bzw. die Molekularströmung, während

bei höheren Druckunterschieden der Anteil der viskosen Strömung überwiegt. Eine ausführliche Erläuterung dieser Stofftransportphänomene bei Dichtungsproblemen kann [7] und [8] entnommen werden.

Die Ableitung von Verhältnissen der Strömungstheorie erfolgt auf der Grundlage einer vereinfachten Modellierung des Dichtungskörpers, durch den die Leckage in den Dichtflächenbereichen stattfindet. Zur Charakterisierung der Strömung entlang der Trennfläche zwischen der Dichtfläche der Dichtung und des Flansches wurde zum Beispiel in [7] auf eine dreieckige Rille als Modell aus [9] für der Flanschdichtfläche zugewandte Rillen zurückgegriffen. Dadurch lässt sich die Grenzleckage von Verbindungen mit kompakten Dichtungen, z. B. Metalldichtungen, modellieren. Zur Beschreibung der Strömung durch Faserdichtungen, vor allem Dichtungen mit langen Fasern, eignen sich Modelle mit Kapillaren als Leckagekanäle. In welchem Umfang diese Modelle auf weitere Verbindungswerkstoffe mit anderen Poren- oder Leckagekanalstrukturen (Graphit, PTFE, Glimmer, ...) anwendbar sind, kann nur experimentell bestimmt werden.

## I.2.2 Gase

### I.2.2.1 Parallelkapillarenmodell

Die derzeitigen auf der Grundlage des „Parallelkapillarenmodells“ (eingeführt in [16] und [17]) ermittelten Gastransportgesetze sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Die die Strömung charakterisierende Größe ist der mittlere freie Weg der Gasatome, geteilt durch den Kapillarendurchmesser; ausgedrückt wird diese Größe durch die Knudsen-Zahl. Bei sehr kleinen Knudsen-Zahlen tritt eine laminare Kontinuumströmung (Hagen-Poiseuille) auf, während bei sehr hohen Zahlen die Strömung molekular ist und dazwischen Mischströmungen auftreten, die beide Komponenten aufweisen.

**Tabelle I.1 — Strömungsart in Abhängigkeit von der Knudsen-Zahl**

Knudsen-Zahl $K_n$	Strömungsart	Berechnungsgleichung
$K_n \ll 1$	laminar	$\dot{m} = \frac{M}{RT} \frac{nr^4\pi}{16\eta L} (p_i^2 - p_o^2)$
$1 \leq K_n \leq 100$	gemischt	$\dot{m} = \left( \frac{nr^4\pi}{8\eta} \bar{p} \frac{M}{RT} + \frac{4}{3} \psi \sqrt{\frac{2\pi M}{RT}} nr^3 \right) \frac{\Delta p}{L}$
$K_n \gg 100$	molekular	$\dot{m} = \frac{4nr^3}{3L} \sqrt{\frac{2\pi M}{RT}} \Delta p$

$K_n = l/d$	mittlere freie Weglänge/Kapillarendurchmesser	$R$	universelle Gaskonstante
$\dot{m}$	Massenstrom (Leckrate in Dichtungen)	$T$	absolute Temperatur
$\psi$	Adzumi-Konstante	$M$	molare Masse
$\eta$	dynamische Viskosität	$n$	Anzahl der Kapillaren
$p_i - p_o$	Außen-, Innendruck	$r$	Radius der Kapillaren
$\bar{p}$	mittlerer Druck	$L$	Länge der Kapillaren
$\Delta p$	Druckdifferenz		

Wie in EN 1779 [1] erwähnt, werden für Helium allgemein Leckageraten mit einem Molekularstrom von  $10^{-7} \text{ Pa}\cdot\text{m}^3/\text{s}$  oder darunter angenommen. Bedingungen für eine viskolaminare Strömung liegen vor, wenn die Leckagerate größer als  $10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{m}^3/\text{s}$  ist. Wie aus den Gleichungen in der Tabelle ersichtlich, ist die Abhängigkeit der Leckagerate von Druck, Temperatur und Art des Mediums bei beiden Strömungsarten unterschiedlich.

### I.2.2.2 Dusty-Gas-Modell

Ein weiteres Strömungsmodell ist das Dusty-Gas-Modell [10], das nach [11] experimentell besser begründet ist als das Kapillarenmodell. Im Dusty-Gas-Modell wird das poröse Medium durch im Raum verteilte fest verankerte harte Kugeln (Staub (en: dust)) dargestellt. Die Wechselwirkung mit diesen Hindernissen bewirkt den Widerstand im Gastransport. Das Dusty-Gas-Modell – ursprünglich für die reine Diffusion hergeleitet – kann bei hohen Druckgefällen oder -differenzen auf eine viskose Strömungskomponente erweitert werden. In [11] sind Informationen zur Anwendung dieses Modells auf faserbasierte Dichtungen enthalten.

### I.2.3 Flüssigkeiten: Parallelkapillarenmodell

Wie in [24] definiert, tritt bei Flüssigkeiten aufgrund der Größe des Durchmessers der Kapillare eine laminare (nicht turbulente) Strömung durch die Kapillare auf. Somit folgt die Leckagerate bei Flüssigkeiten dem Poiseuilleschen Gesetz.

$$L = n \times \rho \times \frac{\pi}{8} \times \frac{r^4}{\eta \times L} (p_i - p_o) [\text{g} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (\text{I.1})$$

(unter Anwendung der Parameterdefinitionen in I.2.2.1 und mit  $\rho$ : Dichte [ $\text{g} \cdot \text{m}^{-3}$ ])

## I.3 Einflussfaktoren der Leckagerate von Dichtungen und Verbindungen mit Dichtungen

### I.3.1 Liste der ermittelten Faktoren

Nach den beiden oben beschriebenen Modellen („Parallelkapillarenmodell“ und „Dusty-Gas-Modell“) stellen die folgenden Größen wichtige Einflussfaktoren der Leckagerate dar:

- der absolute Druck und die Druckdifferenz;
- die Temperatur;
- die molare Masse und die Viskosität des Gases;
- die Dichtungsgeometrie (Breite, Dicke);
- die Mikrostruktur der Dichtung (Geometrie und Anzahl der Kapillaren sowie spezifische Permeabilität und strukturelle Konstante).

### I.3.2 Grenzen und Einschränkungen der vorgeschlagenen Modelle

Obwohl es aus den Modellen hervorgeht, wird noch einmal betont, dass die Wirkung der Dichtungsspannung in der verschraubten Flanschverbindung – wahrscheinlich der kritische Parameter – in keinem der Modelle direkt berücksichtigt ist.

Angesichts der in den Modellen gegebenen näherungsweisen Beschreibung tatsächlicher Dichtungen und Verbindungen mit Dichtungen kann nicht davon ausgegangen werden, dass die abgeleiteten mathematischen Verhältnisse quantitative Aussagen zur Leckagerate zulassen. Unter bestimmten Bedingungen sind jedoch qualitative Aussagen zur Wirkung der oben genannten Einflussfaktoren auf die Leckage von Dichtungen möglich.

Eine Voraussetzung für die Gültigkeit aller mathematischen Verhältnisse ist natürlich, dass keine Wechselwirkung (z. B. Oxidation, Anschwellen) zwischen dem eingeschlossenen Medium und der Dichtung auftritt und dass es im zeitlichen Verlauf zu keiner Veränderung des Dichtungswerkstoffs, vor allem aufgrund von höheren Temperaturen, kommt (z. B. Erhärtung von gummgebundenen Faserdichtungen). In

derartigen Fällen besteht keine Korrelation zwischen dem Ausgangszustand und den verschiedenen Phasen der Alterung.

Vor Erläuterung der einzelnen Abhängigkeiten ist zu betonen, dass selbst ein lediglich annähernd realistisches theoretisches Verständnis der Dichtungsstruktur mit keinem der Modelle möglich ist und daher nicht weiter verfolgt wird. Hinzu kommt, dass, wie bereits erwähnt, die Auswirkung der Dichtungsspannung in Form einer Veränderung der Dichtungsstruktur nicht berücksichtigt ist. Im Hinblick darauf sind experimentelle Untersuchungen unabdingbar.

### I.3.3 Abhängigkeit vom Druck

#### I.3.3.1 Allgemeines

ANMERKUNG Dieser Unterabschnitt beruht auf [6].

Nach Tabelle I.1 müssen folgende Verhältnisse für eine bestimmte Undichtheit, deren geometrische Maße sich durch den aufgebrachten Druck nicht ändern, angewendet werden, um die Wirkung von Druckschwankungen auf den Leckagestrom zu bestimmen.

#### I.3.3.2 Definition

$p_{LOW,(ref)}$ und $p_{LOW,(act)}$	[Pa]	unterschiedliche niedrige Drücke für „Bezugs-“ (en: reference) und „tatsächliche“ (en: actual) Bedingungen
$p_{HIGH,(ref)}$ und $p_{HIGH,(act)}$	[Pa]	unterschiedliche hohe Drücke für „Bezugs-“ und „tatsächliche“ Bedingungen
$L_{P,(ref)}$ und $L_{P,(act)}$	[mg/s]	Leckageraten in Bezug auf die Druckdifferenzen für „Bezugs-“ und „tatsächliche“ Bedingungen

#### I.3.3.3 Molekularströmung

$$L_{P,(act)} = L_{P,(ref)} \frac{\Delta p_{(act)}}{\Delta p_{(ref)}} \quad (I.2)$$

mit Druckdifferenzen

$$\Delta p_{(act)} = p_{HIGH,(act)} - p_{LOW,(act)} \text{ mit } p_{HIGH,(act)} \geq p_{LOW,(act)}$$

$$\Delta p_{(ref)} = p_{HIGH,(ref)} - p_{LOW,(ref)} \text{ mit } p_{HIGH,(ref)} \geq p_{LOW,(ref)}$$

#### I.3.3.4 Viskolaminare Strömung

$$L_{P,(act)} = L_{P,(ref)} \frac{\Delta p_{(act)} * \bar{P}_{(act)}}{\Delta p_{(ref)} * \bar{P}_{(ref)}} \quad (I.3)$$

mit mittleren Druckwerten

$$\bar{P}_{(ref)} = \frac{(p_{HIGH,(ref)} + p_{LOW,(ref)})}{2} \quad (I.4)$$

$$\bar{P}_{(act)} = \frac{(p_{HIGH,(act)} + p_{LOW,(act)})}{2} \quad (I.5)$$

### I.3.3.5 Praktische Anwendung

Da die Strömung selten eindeutig bestimmt ist (vor allem, wenn das Medium nicht Helium ist), wird hier ein praktischer konservativer Ansatz zur Umrechnung der Werte der Leckagerate in Abhängigkeit vom Druckwert, basierend auf VDI 2200:2007 [12], vorgeschlagen.

$$\text{Wenn } \Delta p_{(act)} > \Delta p_{(ref)}, \text{ dann } L_{P,(act)} = L_{P,(ref)} \frac{\Delta p_{(act)} * \bar{P}_{(act)}}{\Delta p_{(ref)} * \bar{P}_{(ref)}} \quad (\text{I.6})$$

$$\text{Wenn } \Delta p_{(act)} < \Delta p_{(ref)}, \text{ dann } L_{P,(act)} = L_{P,(ref)} \frac{\Delta p_{(act)}}{\Delta p_{(ref)}} \quad (\text{I.7})$$

### I.3.4 Abhängigkeit von der Temperatur

#### I.3.4.1 Allgemeines

ANMERKUNG Dieser Unterabschnitt beruht auf [1].

Für eine bestimmte Undichtheit, deren geometrische Maße sich durch Temperaturänderungen nicht ändern, müssen folgende Verhältnisse angewendet werden, um die Wirkung von Temperaturschwankungen auf den Leckagestrom zu bestimmen.

#### I.3.4.2 Definition

$L_{T,(ref)}$  und  $L_{T,(act)}$  [mg/s] Leckageraten in Bezug auf  $T_{(ref)}$  und  $T_{(act)}$  für „Bezugs-“ und „tatsächliche“ Bedingungen

$T_{(ref)}$  und  $T_{(act)}$  [K] unterschiedliche absolute Temperaturen für „Bezugs-“ und „tatsächliche“ Bedingungen

$\eta_{T,(ref)}$  und  $\eta_{T,(act)}$  [Pa·s] dynamische Viskositäten in Bezug auf  $T_{(ref)}$  und  $T_{(act)}$  für "Bezugs-" und „tatsächliche“ Bedingungen

#### I.3.4.3 Molekularströmung

$$L_{T,(act)} = L_{T,(ref)} \sqrt{\frac{T_{(ref)}}{T_{(act)}}} \quad (\text{I.8})$$

#### I.3.4.4 Viskolaminare Strömung

$$L_{T,(act)} = L_{T,(ref)} \frac{\eta_{T,(ref)}}{\eta_{T,(act)}} \quad (\text{I.9})$$

#### I.3.4.5 Praktische Anwendung

Da die Unterscheidung zwischen den Strömungsarten meistens ein Problem darstellt (besonders, wenn das Medium nicht Helium ist), wird hier ein praktischer konservativer Ansatz zur Umrechnung der Werte der Leckagerate in Abhängigkeit von der Temperatur vorgeschlagen.

$$L_{T,(act)} = L_{T,(ref)} * \text{MAX} \left[ \sqrt{\frac{T_{(ref)}}{T_{(act)}}}, \frac{\eta_{T,(ref)}}{\eta_{T,(act)}} \right] \quad (\text{I.10})$$

### I.3.5 Abhängigkeit von der Art des Mediums

#### I.3.5.1 Allgemeines

ANMERKUNG Dieser Unterabschnitt beruht auf [1].

Für eine bestimmte Undichtheit wird das Verhältnis der Leckagerate zweier unterschiedlicher gasförmiger Medien wie folgt bestimmt. Zu beachten ist, dass diese Gleichungen weder die Änderung eines Leckagewegs noch die Änderungen des Dichtungswerkstoffs aufgrund der Wechselwirkung mit dem inneren Medium beruksichtigen.

#### I.3.5.2 Definition

$L_{Media,(ref)}$ und $L_{Media,(act)}$	[mg/s]	Leckageraten in Bezug auf das gasförmige „Bezugs-“ und das „tatsächliche“ gasförmige Medium
$M_{Media,(ref)}$ und $M_{Media,(act)}$	[kg/mol]	molare Massen des gasförmigen „Bezugs-“ und des „tatsächlichen“ gasförmigen Mediums
$\eta_{Media,(ref)}$ und $\eta_{Media,(act)}$	[Pa·s]	dynamische Viskositäten des gasförmigen „Bezugs-“ und des „tatsächlichen“ gasförmigen Mediums

#### I.3.5.3 Molekularströmung

$$L_{Media,(act)} = L_{Media,(ref)} \cdot \sqrt{\frac{M_{Media,(act)}}{M_{Media,(ref)}}} \quad (I.11)$$

#### I.3.5.4 Viskolaminare Strömung

$$L_{Media,(act)} = L_{Media,(ref)} \cdot \frac{\eta_{Media,(ref)}}{\eta_{Media,(act)}} \quad (I.12)$$

#### I.3.5.5 Praktische Anwendung

Da die Unterscheidung zwischen den Strömungsarten meistens ein Problem darstellt (besonders, wenn das Medium nicht Helium ist), wird hier ein praktischer konservativer Ansatz zur Umrechnung der Werte der Leckagerate in Abhängigkeit vom gasförmigen Medium vorgeschlagen.

$$L_{Media,(act)} = L_{Media,(ref)} \cdot MAX \left[ \frac{\eta_{Media,(ref)}}{\eta_{Media,(act)}}; \sqrt{\frac{M_{Media,(act)}}{M_{Media,(ref)}}} \right] \quad (I.13)$$

### I.3.6 Einfluss der Dichtungsdicke

ANMERKUNG Dieser Unterabschnitt beruht auf [15].

Ein Vergleich der Leckageraten von Dichtungen mit derselben Form, jedoch unterschiedlicher Dicke ist im Allgemeinen wenig hilfreich. Unterschiede in der Herstellung führen zu unterschiedlichen Mikrostrukturen, weshalb eine eindeutige Abhängigkeit der Leckagerate von der Dichtungsdicke nicht erwartet werden kann. Außerdem kommt es zu einer Verschiebung der Verhältnisse der Beiträge der Grenzleckage entlang der Grenzfläche und durch den Dichtungskörper. Darüber hinaus sind das Dichtwerden unter Druck und somit die Veränderung der Mikrostruktur von der Dicke abhängig.

Erwartungsgemäß zeigen Versuchsergebnisse mit dickeren Dichtungen unter ansonsten identischen Bedingungen meistens höhere Leckageraten. Gelegentlich wurde auch eine Umkehrung des Verhältnisses für dieselbe Dichtungsform beobachtet, z. B. für CAF-Werkstoffe [8], [11].

In Anbetracht dieser Umstände scheint es keine zuverlässige Korrelation zwischen Leckagerate und Dichtungsdicke zu geben, und eine zuverlässige Übertragung von Leckageraten auf andere Dichtungsdicken scheint ausgeschlossen.

### I.3.7 Einfluss der Dichtungsbreite

ANMERKUNG Dieser Unterabschnitt beruht auf [15].

Eine Voraussetzung für ein umgekehrt proportionales Verhältnis zwischen Leckagerate und Dichtungsbreite bei gleichmäßiger homogener Druckspannung ist eine im Vergleich zur Länge des Leckagekanals ausreichend breite Dichtung.

Bei Dichtungen auf Faserbasis kann die charakteristische Länge des Leckagekanals (im Modell die Kapillarlänge) als der Faserlänge entsprechend behandelt werden. Daher muss die Breite der Dichtung deutlich größer als die Faserlänge sein. Wird die Breite der Dichtung darüber hinaus verringert, ist eine unverhältnismäßig hohe Zunahme der Undichtheit zu beobachten, wie in [8] für CAF-Werkstoffe nachgewiesen.

Zu einer Abweichung vom umgekehrt proportionalen Verhältnis kann es auch bei dicken Dichtungen kommen. In diesem Fall führt dieselbe Druckspannung aufgrund der kleineren Unterstützungswirkung zu einer höheren mittleren Verformung von schmalen Dichtungen.

In Anbetracht dieser Umstände scheint es keine zuverlässige Korrelation zwischen Leckagerate und Dichtungsbreite zu geben, die unmittelbar auf alle Dichtungsformen anwendbar wäre.

### I.3.8 Einfluss der Dichtungsspannung

ANMERKUNG Dieser Unterabschnitt beruht auf [15].

Ein umgekehrt exponentielles Verhältnis zwischen Leckagerate und Druck an der Dichtfläche für Belastung und Entlastung nach Vorverformung bei CAF-Werkstoffen wurde erstmalig von Bierl [8] nachgewiesen und anschließend in [13] näherungsweise für CAF und in [14] auch für alle übrigen Dichtungsformen bestätigt. Aufgrund der Vielzahl unterschiedlicher Dichtungsformen kann dieses Verhältnis jedoch nicht für alle Dichtungsformen verallgemeinert werden. Der Einfluss der Dichtungsspannung wird durch die nach EN 13555:2014 durchgeführte Laborprüfung berücksichtigt. Die in EN 1591-2 in Tabellenform aufgeführten Ergebnisse aus der Prüfung nach EN 13555:2014 geben die Werte der Leckagerate in Abhängigkeit von der tatsächlichen Dichtungsspannung sowie von der Dichtungsspannung im Montagezustand an.

Die Bestimmung der voraussichtlichen Leckagerate in Abhängigkeit von der Dichtungsspannung ist entweder mithilfe:

- des Dichtheitsdiagramms aus EN 13555:2014;
- der Interpolation zwischen Datenpunkten in EN 1591-2 oder anderen Datenbanken (Leitlinien für die Interpolation sind für ein weiteres Dokument geplant);
- der Modellierung des Leckage-Dichtungsspannungs-Diagramms für die jeweilige Dichtungsform (sofern möglich)

durchzuführen.

In Anbetracht dieser Umstände scheint es für die Korrelation zwischen Leckagerate und Dichtungsspannung derzeit keine allgemeine Modellierung zu geben, die unmittelbar auf alle Dichtungsformen anwendbar wäre. Bestenfalls möglich wäre die Erstellung eines spezifischen Modells (einschließlich spezifischer Kennwerte) für jede spezielle Dichtungsform oder Referenz.

### **I.3.9 Einfluss sonstiger Faktoren**

Wie in [1] angegeben, können weitere Faktoren, wie Strömungsrichtung (Innendruck höher oder niedriger als Außendruck) oder Feuchtigkeit, Öl, Fett und sonstige Verunreinigungen, Auswirkungen auf die effektive Leckagerate haben. Diese Faktoren werden jedoch aufgrund ihrer Modellierungsschwierigkeit in den weiteren Umrechnungen nicht berücksichtigt.

### **I.3.10 Zusammenfassung zu den Einflussfaktoren**

Wie aus dem Vorstehenden ersichtlich ist natürlich eine Voraussetzung für die Gültigkeit aller vorstehend entwickelten mathematischen Verhältnisse, dass keine Wechselwirkung (z. B. Oxidation, Anschwellen) zwischen dem eingeschlossenen Medium und der Dichtung auftritt und dass es im zeitlichen Verlauf zu keiner Veränderung des Dichtungswerkstoffs, vor allem aufgrund von höheren Temperaturen oder Drücken, kommt. In derartigen Fällen besteht keine Korrelation zwischen dem Ausgangszustand und den verschiedenen Phasen der Alterung.

Aufgrund der vielen unterschiedlichen Dichtungsformen (Werkstoff, Struktur, ...), der Anzahl, Lage und Gestalt der Leckagewege und der Anzahl der an der effektiven Leckagerate beteiligten Kennwerte können nur grobe qualitative Aussagen zu den Auswirkungen der genannten Einflussfaktoren der Leckage von Dichtungen getroffen werden. Es ist nicht zu erwarten, dass die aus dem hier entwickelten Dusty-Gas-Modell und dem Kapillarenmodell abgeleiteten mathematischen Verhältnisse quantitative Aussagen zur Leckagerate zulassen. Darüber hinaus haben verschiedene Laborversuche die Grenzen der unmittelbaren Anwendbarkeit dieser Gleichung, z. B. in Bezug auf die Abhängigkeit von Druck und Medium, aufgezeigt. Angesichts dessen sind zur Bestimmung der effektiven Leckagerate bei tatsächlichen Bedingungen experimentelle Untersuchungen unabdingbar.

Dieser Unterabschnitt enthält jedoch eine Liste typischer Einflussfaktoren der Leckagerate. Wo möglich, sind Gleichungen angegeben, um den Verlauf der Leckagerate in Abhängigkeit von der Veränderung des jeweils betrachteten Kennwerts „grob“ bestimmen zu können. Da mit den vorgeschlagenen Umrechnungsmodellen nur eine „grobe“ Schätzung möglich ist, werden die eingeführten Einflussfaktoren vernachlässigt, wenn kein entsprechendes einfaches und „universelles“ (für alle Dichtungsformen geltendes) Modell verfügbar ist. Es ist nicht sinnvoll, ein zu hohes Maß an Komplexität in diese Umrechnungen einzuführen, wenn die Ergebnisse lediglich eine „grobe“ Schätzung der umgerechneten Leckagerate liefern.

## I.4 Praktische Anwendung für Berechnungen nach EN 1591-1

### I.4.1 Allgemeines

Die oben beschriebenen Umrechnungsgrundsätze und Gleichungen können angewendet werden, um die Werte der Leckagerate einer ersten Gruppe von Bedingungen für eine andere Gruppe von Bedingungen umzurechnen. Im Hinblick auf die Berechnung von verschraubten Flanschverbindungen kann die Umrechnung dazu genutzt werden, die „vor Ort“ (also bei „tatsächlichen“ Bedingungen) zu erwartenden Leckageraten anhand der „im Labor“ (also bei „Bezugsbedingungen“) in der Prüfung nach EN 13555:2014 (siehe Tabelle I.2) gemessenen Leckageraten abzuschätzen.

Auf diese Weise kann eine „grobe“ Tendenz für eine „vor Ort“ zu erwartende Leckagerate für die jeweils betrachtete verschraubte Flanschverbindung und/oder die betrachtete Gruppe von verschraubten Flanschverbindungen ermittelt werden. Die Umrechnungsregeln können auch umgekehrt angewendet werden, um die „Bezugs“-Leckagerate zu bestimmen, die angesichts der „vor Ort“ herrschenden Leckagekriterien (siehe Tabelle I.3) anzuwenden ist.

An dieser Stelle wird noch einmal betont, dass die hier vorgestellten Umrechnungstabellen auf den vorstehend entwickelten Gleichungen beruhen und daher für diese dieselben Grenzen und dieselbe Ungenauigkeit gelten. Die Tabellen gelten nicht für die Abschätzung der Leckageraten „vor Ort“.

**I.4.2 Bestimmung einer Leckageraten-Tendenz für die Flanschverbindung bei „tatsächlichen“ Bedingungen anhand von „Bezugs“-Bedingungen**

**Tabelle I.2 — Bestimmung einer Leckageraten-Tendenz für die Flanschverbindung bei „tatsächlichen“ Bedingungen anhand von „Bezugs“-Bedingungen**

Schritt	Definition der Koeffizienten	Ergebnis	Einheit	
Umrechnung von „Bezugs“- in „tatsächliche“ Leckagerate	Für jeden Zustand Bestimmung der „Bezugs“-Leckagerate aus den Ergebnissen der Prüfung nach EN 13555:2014	$L_{[dG, P, T, medium](ref)}$	mg/s/m	
	Korrektur in Bezug auf das tatsächliche Maß der Flanschverbindung	$K_D = \frac{d_{Gmean,act}}{1000}$	mg/s	
	Korrektur in Bezug auf den Mediendruck (berücksichtigt wird nur die Wirkung des Drucks im Leckageweg, die Wirkung des Drucks auf das mechanische Verhalten der Flanschverbindung wird hier nicht berücksichtigt)	wenn $\Delta p_{(act)} > \Delta p_{(ref)}$ , dann $K_P = \frac{\Delta p_{(act)} * \bar{P}_{(act)}}{\Delta p_{(ref)} * \bar{P}_{(ref)}}$ wenn $\Delta p_{(act)} < \Delta p_{(ref)}$ , dann $K_P = \frac{\Delta p_{(act)}}{\Delta p_{(ref)}}$	$L_{[dG, P, T, medium](ref)}$	mg/s
	Korrektur in Bezug auf die Temperatur (berücksichtigt wird nur die Wirkung der Temperatur auf das Medium, die Wirkung der Temperatur auf das Verhalten des Dichtungswerkstoffs wird hier nicht berücksichtigt)	$K_T = MAX \left[ \frac{\eta_{Medium,ref}}{\eta_{Medium,act}} ; \sqrt{\frac{T_{Medium,ref}}{T_{Medium,act}}} \right]$	$L_{[dG, P, T, medium](ref)}$	mg/s
	Korrektur in Bezug auf das Medium und Bestimmung der „tatsächlichen“ Leckagerate	$K_M = MAX \left[ \frac{\eta_{Medium,ref}}{\eta_{Medium,act}} ; \sqrt{\frac{M_{Medium,act}}{M_{Medium,ref}}} \right]$	$L_{[dG, P, T, medium](act)}$	mg/s

$$L_{[dG, P, T, medium](act)} = K_D * K_P * K_T * K_M * L_{[dG, P, T, medium](ref)}$$

**I.4.3 Bestimmung einer Leckageraten-Tendenz für die Flanschverbindung bei „Bezugs“-Bedingungen anhand von „tatsächlichen“ Bedingungen**

**Tabelle I.3 — Bestimmung einer Leckageraten-Tendenz für die Flanschverbindung bei „Bezugs“-Bedingungen anhand von „tatsächlichen“ Bedingungen**

Schritt	Definition der Koeffizienten	Ergebnis	Einheit
Kriterien der Leckagerate für tatsächliche Bedingungen		$L_{[dG, P, T, medium](act)}$	mg/s
Korrektur in Bezug auf das Medium und Bestimmung der „tatsächlichen“ Leckagerate	$K'_{M} = MAX \left[ \frac{\eta_{Medium,(act)}}{\eta_{Medium,(ref)}}; \sqrt{\frac{M_{Medium,(ref)}}{M_{Medium,(act)}}} \right]$	$L_{[dG, P, T](act), [medium](ref)}$	mg/s
Korrektur in Bezug auf die Temperatur (berücksichtigt wird nur die Wirkung der Temperatur auf das Medium, die Wirkung der Temperatur auf das Verhalten des Dichtungswerkstoffs wird hier nicht berücksichtigt)	$K'_{T} = MAX \left[ \frac{\eta_{Medium,(act)}}{\eta_{Medium,(ref)}}; \sqrt{\frac{T_{Medium,(act)}}{T_{Medium,(ref)}}} \right]$	$L_{[dG, P](act), [T, medium](ref)}$	mg/s
Korrektur in Bezug auf den Mediendruck (berücksichtigt wird nur die Wirkung des Drucks im Leckageweg, die Wirkung des Drucks auf das mechanische Verhalten der Flanschverbindung wird hier nicht berücksichtigt)	<p>Wenn <math>\Delta p_{(act)} &lt; \Delta p_{(ref)}</math>, dann <math>K'_{P} = \frac{\Delta p_{(ref)} * \bar{P}_{(ref)}}{\Delta p_{(act)} * \bar{P}_{(act)}}</math></p> <p>Wenn <math>\Delta p_{(act)} &gt; \Delta p_{(ref)}</math>, dann <math>K'_{P} = \frac{\Delta p_{(ref)}}{\Delta p_{(act)}}</math></p>	$L_{[dG](act), [P, T, medium](ref)}$	mg/s
Umrechnung von „Bezugs“ in „tatsächliche“ Leckagerate	$K'_{D} = \frac{d_{Gmean,(act)}}{1000}$	$L_{[dG, P, T, medium](ref)}$	mg/s/m

$$L_{[dG, P, T, medium](ref)} = K'_{M} * K'_{T} * K'_{P} * K'_{D} * L_{[dG, P, T, medium](act)}$$

Dabei ist/sind

- $K_D, K_P, K_T$  und  $K_M$  die Korrekturkoeffizienten für Änderungen des Maßes der verschraubten Flanschverbindung, des Innendrucks, der Temperatur und des Mediums bei Umrechnung von „Bezugsbedingungen“ in „tatsächliche“ Bedingungen;
- $K'_D, K'_P, K'_T$  und  $K'_M$  die Korrekturkoeffizienten für Änderungen des Maßes der verschraubten Flanschverbindung, des Innendrucks, der Temperatur und des Mediums bei Bedingungen von „Bezugsbedingungen“ bis „tatsächlichen“ Bedingungen;
- $L_{[X, Y](act), [Z, W](ref)}$  die Leckagerate mit den Kennwerten  $X$  und  $Y$  für die „tatsächlichen“ Bedingungen und  $Z$  und  $W$  für die „Bezugs“-Bedingungen [mg/s oder mg/s/m];
- $d_{Gmean \ (act)}$  der mittlere Durchmesser der Dichtung an der jeweils betrachteten verschraubten Flanschverbindung = (Innendurchmesser der Dichtung + Außendurchmesser der Dichtung)/2 [mm].

**Anhang ZA**  
(informativ)

**Zusammenhang zwischen dieser Europäischen Norm und den grundlegenden Anforderungen der abzudeckenden Richtlinie 2014/68/EU über Druckgeräte**

Diese Europäische Norm wurde im Rahmen des Normungsauftrags M/071 „an CEN erteilter Normungsauftrag für Druckgeräte“, der dem CEN von der Europäischen Kommission erteilt wurde, erarbeitet, um ein freiwilliges Mittel zur Erfüllung der Grundlegenden Anforderungen der Druckgeräterichtlinie nach dem neuen Konzept 2014/68/EU bereitzustellen.

Sobald diese Norm im Amtsblatt der Europäischen Union im Sinne dieser Richtlinie in Bezug genommen worden ist, berechtigt die Übereinstimmung mit den in Tabelle ZA.1 aufgeführten normativen Abschnitten dieser Norm innerhalb der Grenzen des Anwendungsbereiches dieser Norm zur Vermutung der Konformität mit den entsprechenden Grundlegenden Anforderungen dieser Richtlinie und der zugehörigen EFTA Vorschriften.

**Tabelle ZA.1 — Zusammenhang zwischen dieser Europäischen Norm und der Richtlinie 2014/68/EU über Druckgeräte**

Grundlegende Anforderungen der Richtlinie 2014/68/EU über Druckgeräte, Anhang I	Abschnitt(e)/Unterabschnitt(e) dieser EN 1591-1	Erläuterungen/Anmerkungen
2	5, 6, 7	Entwurf:
2.1		Gewährleistung der Sicherheit während der gesamten Lebensdauer
2.2		— Berücksichtigung geeigneter Sicherheitsbeiwerte
2.2.1		Auslegung auf die erforderliche Belastbarkeit
2.2.2		Auslegung auf Belastungen, die der beabsichtigten Verwendung angemessen sind
2.2.3 (a)		Auslegung auf die erforderliche Belastbarkeit auf der Grundlage einer Berechnungsmethode
2.2.3 (b)		Erfüllung der Anforderungen durch Anwendung einer der nachfolgenden Methoden
		— Auslegung nach Gleichungen.
		Auslegungsberechnungen zum Nachweis der Belastbarkeit des Druckgeräts, insbesondere
		— Berücksichtigung von Temperatur- und Druckkombinationen
		— maximale Spannung und Spannungskonzentration müssen innerhalb von Grenzwerten liegen

**WARNHINWEIS 1** — Die Konformitätsvermutung bleibt nur bestehen, so lange die Fundstelle dieser Europäischen Norm in der im Amtsblatt der Europäischen Union veröffentlichten Liste erhalten bleibt. Anwender dieser Norm sollten regelmäßig die im Amtsblatt der Europäischen Union zuletzt veröffentlichte Liste einsehen.

**WARNHINWEIS 2** — Für Produkte, die in den Anwendungsbereich dieser Norm fallen, können weitere Rechtsvorschriften der EU anwendbar sein.

## Literaturhinweise

- [1] EN 1779:1999, *Zerstörungsfreie Prüfung — Dichtheitsprüfung — Kriterien zur Auswahl von Prüfmethoden und -verfahren*
- [2] EN ISO 4014:2011, *Sechskantschrauben mit Schaft — Produktklassen A und B (ISO 4014:2011)*
- [3] EN ISO 4016:2011, *Sechskantschrauben mit Schaft — Produktklasse C (ISO 4016:2011)*
- [4] ISO 261:1998, *ISO general purpose metric screw threads — General plan*
- [5] ISO 724:1993, *ISO general-purpose metric screw threads — Basic dimensions*
- [6] CR 13642:1999, *Flansche und ihre Verbindungen — Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung — Hintergrundinformationen*
- [7] Micheely, A:1997: *Untersuchungen an Rohrleitungsflanschen bei Betriebsbedingungen unter besonderer Berücksichtigung des Leckverhaltens* (Investigations on piping flanges under operating conditions with particular regard to leakage behaviour), Dissertation, Universität Dortmund, 1997
- [8] Bierl, A. 1978: *Untersuchungen der Leckraten von Gummi-Asbest-Dichtungen in Flanschverbindungen* (Investigations on the leakage rates of rubber-asbestos gaskets in flanged joints), Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 1978
- [9] Carlson, L.W; Irvine, T.F.:1961: *Fully developed pressure drop in triangular ducts*, Trans. ASME Ser. C, J. Heat Transfer, 83 (1961), pp. 441-444
- [10] Jackson, R.:1977, *Transport in Porous Catalysts*, Elsevier Scientific Publishing Comp., Amsterdam – Oxford – New York, 1977
- [11] Kämpkes, W:1982, *Einflüsse der Dichtungsgeometrie auf die Gasleckage an Rohrleitungsflanschverbindungen mit IT-Flachdichtungen* (Influence of gasket geometry on gas leakage in pipeline flanged joints with flat CAF gaskets), Dissertation, Universität Dortmund, 1982
- [12] VDI 2200:2007. *Dichte Flanschverbindungen — Auswahl, Auslegung, Gestaltung und Montage von verschraubten Flanschverbindungen*
- [13] Tückmantel, H. J., 1988, *Die Berechnung statischer Dichtverbindungen unter Berücksichtigung der maximal zulässigen Leckmenge auf der Basis einer neuen Dichtungstheorie* (The design of static sealed joints in view of the maximum permissible leakage based on a new gasket theory), Konstruktion, 40 (1988), S. 116-120
- [14] Gusko, A.; Kockelmann, H. 1993: *Dichtheitsuntersuchungen an Flanschverbindungen in Anlehnung an DIN E 28091* (Tightness investigations on flanged joints following DIN E 28091), VIII. Int. Dichtungskolloquium, TH Köthen, 21./22. April 1993
- [15] H. Kockelmann, 1996, *Leckageraten von Dichtungen für Flanschverbindungen — Einflußgrößen, Anforderungen, messtechnische Erfassung und leckageratenbezogene Dichtungskennwerte* (leakage rate of gaskets in bolted flange connections based on flow theory), Chemie Ingenieur Technik, 68 (1996), 219-227
- [16] J. Bear, 1972, *Dynamics of Fluids in Porous Media*, Amsterdam, 1972

- [17] J. Bear, Y. Bachmat, 2007, *Introduction to Modeling of Transport Phenomena in Porous Media*, Springer-Verlag GmbH, Februar 2007
- [18] EN 1092-1:2007+A1:2013, *Flansche und ihre Verbindungen — Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach PN bezeichnet — Teil 1: Stahlflansche*
- [19] EN 1092-2:1997, *Flansche und ihre Verbindungen — Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach PN bezeichnet — Teil 2: Gußeisenflansche*
- [20] EN 1092-3:2003, *Flansche und ihre Verbindungen — Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach PN bezeichnet — Teil 3: Flansche aus Kupferlegierungen*
- [21] EN 1092-4:2002, *Flansche und ihre Verbindungen — Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach PN bezeichnet — Teil 4: Flansche aus Aluminiumlegierungen*
- [22] CEN/TR 1591-2:2020, *Flansche und ihre Verbindungen — Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung — Teil 2: Dichtungskennwerte*
- [23] CEN/TS 1591-3:2007, *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*
- [24] ISO 12807:1996, *Safe transport of radioactive materials — Leakage testing on packages*
- [25] EN 1759-1:2004, *Flansche und ihre Verbindungen — Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach Class bezeichnet — Teil 1: Stahlflansche, NPS 1/2 bis 24*
- [26] EN 1759-3:2003, *Flansche und ihre Verbindungen — Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach Class bezeichnet — Teil 3: Flansche aus Kupferlegierungen*
- [27] EN 1759-4:2003, *Flansche und ihre Verbindungen — Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach Class bezeichnet — Teil 4: Flansche aus Aluminiumlegierungen*
- [28] EN 13445-3, *Unbefeuerte Druckbehälter — Teil 3: Konstruktion*
- [29] EN 13480-3, *Metallische industrielle Rohrleitungen — Teil 3: Konstruktion und Berechnung*
- [30] NORSO L-005, 2006, 2. Ausgabe
- [31] ESA report on friction coefficients: <https://www.europeansealing.com/wp-content/uploads/2019/04/Valve-World-Manfred-Nov-2018.pdf>

- *Entwurf* -

EUROPEAN STANDARD  
NORME EUROPÉENNE  
EUROPÄISCHE NORM

DRAFT  
prEN 1591-1

April 2021

ICS 23.040.60

Will supersede EN 1591-1:2013

English Version

Flanges and their joints - Design rules for gasketed circular  
flange connections - Part 1: Calculation

Brides et leurs assemblages - Règles de calcul des  
assemblages à brides circulaires avec joint - Partie 1:  
Méthode de calcul

Flansche und ihre Verbindungen - Regeln für die  
Auslegung von Flanschverbindungen mit runden  
Flanschen und Dichtung - Teil 1: Berechnung

This draft European Standard is submitted to CEN members for enquiry. It has been drawn up by the Technical Committee  
CEN/TC 74.

If this draft becomes a European Standard, CEN members are bound to comply with the CEN/CENELEC Internal Regulations  
which stipulate the conditions for giving this European Standard the status of a national standard without any alteration.

This draft European Standard was established by CEN in three official versions (English, French, German). A version in any other  
language made by translation under the responsibility of a CEN member into its own language and notified to the CEN-CENELEC  
Management Centre has the same status as the official versions.

CEN members are the national standards bodies of Austria, Belgium, Bulgaria, Croatia, Cyprus, Czech Republic, Denmark, Estonia,  
Finland, France, Germany, Greece, Hungary, Iceland, Ireland, Italy, Latvia, Lithuania, Luxembourg, Malta, Netherlands, Norway,  
Poland, Portugal, Republic of North Macedonia, Romania, Serbia, Slovakia, Slovenia, Spain, Sweden, Switzerland, Turkey and  
United Kingdom.

Recipients of this draft are invited to submit, with their comments, notification of any relevant patent rights of which they are  
aware and to provide supporting documentation.

**Warning :** This document is not a European Standard. It is distributed for review and comments. It is subject to change without  
notice and shall not be referred to as a European Standard.



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

CEN-CENELEC Management Centre: Rue de la Science 23, B-1040 Brussels

## Contents

	Page
<b>European foreword.....</b>	<b>5</b>
<b>1 Scope.....</b>	<b>7</b>
<b>2 Normative references.....</b>	<b>7</b>
<b>3 Terms and definitions, subscripts, special marks and symbols.....</b>	<b>7</b>
<b>3.1 Terms and definitions .....</b>	<b>7</b>
<b>3.2 Subscripts and special marks .....</b>	<b>16</b>
<b>3.2.1 Subscripts.....</b>	<b>16</b>
<b>3.2.2 Special marks.....</b>	<b>17</b>
<b>3.3 Symbols.....</b>	<b>17</b>
<b>4 Requirements for use of the calculation method .....</b>	<b>23</b>
<b>4.1 General.....</b>	<b>23</b>
<b>4.2 Geometry.....</b>	<b>23</b>
<b>4.3 Material.....</b>	<b>24</b>
<b>4.4 Loads.....</b>	<b>24</b>
<b>5 Calculation parameters.....</b>	<b>24</b>
<b>5.1 General.....</b>	<b>24</b>
<b>5.2 Flange parameters.....</b>	<b>25</b>
<b>5.2.1 General.....</b>	<b>25</b>
<b>5.2.2 Flange ring.....</b>	<b>25</b>
<b>5.2.3 Connected shell.....</b>	<b>26</b>
<b>5.2.4 Flexibility-related flange parameters.....</b>	<b>27</b>
<b>5.3 Bolt and washer parameters.....</b>	<b>28</b>
<b>5.3.1 General.....</b>	<b>28</b>
<b>5.3.2 Effective cross-section area of bolts .....</b>	<b>28</b>
<b>5.3.3 Flexibility modulus of bolts .....</b>	<b>29</b>
<b>5.3.4 Geometric parameters for washers and contact surfaces .....</b>	<b>29</b>
<b>5.3.5 Flexibility modulus of washers .....</b>	<b>29</b>
<b>5.4 Gasket parameters.....</b>	<b>29</b>
<b>5.4.1 General.....</b>	<b>29</b>
<b>5.4.2 Theoretical dimensions .....</b>	<b>29</b>
<b>5.4.3 Effective dimensions .....</b>	<b>30</b>
<b>5.4.4 Axial flexibility modulus of gasket.....</b>	<b>31</b>
<b>5.4.5 Lever arms .....</b>	<b>33</b>
<b>6 Forces .....</b>	<b>34</b>
<b>6.1 General.....</b>	<b>34</b>
<b>6.2 Applied loads .....</b>	<b>34</b>
<b>6.2.1 Assembly condition (<math>I = 0</math>) .....</b>	<b>34</b>
<b>6.2.2 Subsequent conditions (<math>I = 1, 2 \dots</math>) .....</b>	<b>34</b>
<b>6.3 Compliance of the joint .....</b>	<b>35</b>
<b>6.4 Minimum forces necessary for the gasket.....</b>	<b>36</b>
<b>6.4.1 Assembly condition (<math>I = 0</math>) .....</b>	<b>36</b>
<b>6.4.2 Subsequent conditions (<math>I = 1, 2, \dots</math>) .....</b>	<b>36</b>
<b>6.5 Internal forces in assembly condition (<math>I = 0</math>) .....</b>	<b>37</b>
<b>6.5.1 Required forces.....</b>	<b>37</b>
<b>6.5.2 Accounting for bolt-load scatter at assembly .....</b>	<b>38</b>

<b>6.6</b>	<b>Internal forces in subsequent conditions (<math>I = 1, 2, \dots</math>)</b>	<b>39</b>
<b>7</b>	<b>Load limits</b>	<b>39</b>
<b>7.1</b>	<b>General</b>	<b>39</b>
<b>7.2</b>	<b>Bolts</b>	<b>40</b>
<b>7.3</b>	<b>Gasket</b>	<b>41</b>
<b>7.4</b>	<b>Integral flange and collar</b>	<b>41</b>
<b>7.5</b>	<b>Blank flange</b>	<b>43</b>
<b>7.6</b>	<b>Collar with loose flange</b>	<b>43</b>
<b>Annex A (informative) Dimensions of standard metric bolts</b>		<b>45</b>
<b>Annex B (informative) Tightening</b>		<b>46</b>
<b>B.1</b>	<b>Scatter of initial bolt load of a single bolt — Indicative values <math>\varepsilon_1</math> and <math>\varepsilon_{1+}</math> for a single bolt</b>	<b>46</b>
<b>B.2</b>	<b>Scatter for the global load of all the bolts</b>	<b>46</b>
<b>B.3</b>	<b>Manual uncontrolled tightening</b>	<b>47</b>
<b>B.4</b>	<b>Assembly using torque wrench</b>	<b>47</b>
<b>B.5</b>	<b>Assembly using bolt tensioner</b>	<b>48</b>
<b>Annex C (informative) Flange rotations</b>		<b>50</b>
<b>C.1</b>	<b>General</b>	<b>50</b>
<b>C.2</b>	<b>Use of flange rotation</b>	<b>50</b>
<b>C.3</b>	<b>Calculation of flange rotations</b>	<b>50</b>
<b>Annex D (informative) Use of the calculation method</b>		<b>52</b>
<b>D.1</b>	<b>Calculation method principle</b>	<b>52</b>
<b>D.2</b>	<b>Mechanical model</b>	<b>53</b>
<b>D.3</b>	<b>Required checks</b>	<b>54</b>
<b>D.4</b>	<b>Calculation sequence</b>	<b>54</b>
<b>Annex E (informative) Gasket/flange face friction coefficients examples</b>		<b>57</b>
<b>Annex F (informative) Checking a specified assembly bolt force</b>		<b>58</b>
<b>Annex G (informative) Sealing gasket parameter when no leakage rate is specified</b>		<b>59</b>
<b>Annex H (informative) Alternative calculation procedure taking into account the plastic deformation of the gasket in subsequent load conditions procedures (after assembly)</b>		<b>60</b>
<b>H.1</b>	<b>Introduction</b>	<b>60</b>
<b>H.2</b>	<b>Calculation procedure</b>	<b>60</b>
<b>H.2.1</b>	<b>General description</b>	<b>60</b>
<b>H.2.2</b>	<b>No additional plastic deformation</b>	<b>61</b>
<b>H.2.3</b>	<b>Additional plastic deformation</b>	<b>61</b>
<b>H.3</b>	<b>Flat gaskets</b>	<b>61</b>
<b>H.3.1</b>	<b>Flat gaskets with small or median deformations</b>	<b>61</b>
<b>H.3.2</b>	<b>Flat gaskets with greater deformations</b>	<b>63</b>
<b>H.4</b>	<b>Metal gaskets with curved surfaces (Figures 4b, c, e, f)</b>	<b>64</b>
<b>H.5</b>	<b>Metal gaskets with octagonal section (Figure 4d)</b>	<b>64</b>
<b>Annex I (informative) Available, incomplete models for conversion of the leakage rates in different conditions (based on certain flow models)</b>		<b>65</b>
<b>I.1</b>	<b>Introduction and warning</b>	<b>65</b>
<b>I.2</b>	<b>Flow theory fundamentals</b>	<b>65</b>
<b>I.2.1</b>	<b>Transport modes</b>	<b>65</b>
<b>I.2.2</b>	<b>Case of gases</b>	<b>66</b>
<b>I.2.3</b>	<b>Case of liquids: Parallel capillary model</b>	<b>67</b>
<b>I.3</b>	<b>Factors of influence on the leakage rate of gaskets and gasketed joints</b>	<b>67</b>
<b>I.3.1</b>	<b>List of identified factors</b>	<b>67</b>

I.3.2	Limits and restriction of the proposed models .....	67
I.3.3	Dependence on pressure .....	68
I.3.4	Dependence on temperature .....	69
I.3.5	Dependence on the type of fluid .....	70
I.3.6	Influence of the gasket thickness .....	70
I.3.7	Influence of gasket width .....	71
I.3.8	Influence of gasket stress .....	71
I.3.9	Influence of other factors .....	72
I.3.10	Conclusion on the factors of influence .....	72
I.4	Practical application for EN 1591-1 calculations .....	72
I.4.1	General .....	72
I.4.2	Determination of a trend for the leakage rate for the flange connection in "actual" from "reference" conditions .....	74
I.4.3	Determination of a trend for the leakage rate for the flange connection in "reference" from "actual" conditions .....	75
	Annex ZA (informative) Relationship between this European Standard and the Essential Requirements of EU Directive 2014/68/EU Pressure Equipment Directive aimed to be covered .....	77
	Bibliography .....	79

## **European foreword**

This document (prEN 1591-1:2021) has been prepared by Technical Committee CEN/TC 74 "Flanges and their joints", the secretariat of which is held by DIN.

This document is currently submitted to the CEN Enquiry.

This document will supersede EN 1591-1:2013.

The major changes in comparison with the previous edition include:

- Removal of the possibility to handle gasket creep/relaxation behaviour through additional deflection. In this new revision, the gasket creep/relaxation behaviour is only treated using the  $P_{QR}$  factor;
- Correction of the lever arms considered for integral flange and collar load ratio calculation (127), (135);
- Introduction of a reduced maximum allowable value of load ratio for large integral flange and collar (128) (149);
- Possibility to check a bolted flange connection for a specified assembly bolt force value, previously treated in the body of the document is now defined in a new informative annex (Annex F);
- Update of the Flange/gasket friction factors in Annex E;
- Update of the Annex ZA in accordance with the Directive 2014/68/EU on Pressure Equipment.

This document has been prepared under a mandate given to CEN by the European Commission and the European Free Trade Association, and supports essential requirements of EU Directive(s).

For relationship with EU Directive 2014/68/EU, see informative Annex ZA, which is an integral part of this document.

EN 1591 consists of several parts:

- EN 1591-1, *Flanges and their joints — Design rules for gasketed circular flange connections — Part 1: Calculation;*
- CEN/TR 1591-2, *Flanges and their joints — Design rules for gasketed circular flange connections — Part 2: Gasket parameters;*
- CEN/TS 1591-3, *Flanges and their joints — Design rules for gasketed circular flange connections — Part 3: Calculation method for metal to metal contact type flanged joint;*
- EN 1591-4, *Flanges and their joints — Part 4: Qualification of personnel competency in the assembly of the bolted connections of critical service pressurized systems;*
- CEN/TR 1591-5, *Flanges and their joints — Design rules for gasketed circular flange connections — Part 5: Calculation method for full face gasketed joints.*

The calculation method satisfies both leak tightness and strength criteria. The behaviour of the complete flanges-bolts-gasket system is considered. Parameters taken into account include not only basic ones such as:

- fluid pressure;
- material strength values of flanges, bolts and gaskets;
- gasket compression factors;
- nominal bolt load;

but also:

- possible scatter due to bolting up procedure;
- changes in gasket force due to deformation of all components of the joint;
- influence of connected shell or pipe;
- effect of external axial and lateral forces and torsion and bending moments;
- effect of temperature difference between bolts and flange ring.

The use of this calculation method is particularly useful for joints where the bolt load is monitored when bolting up. The greater the precision of this, the more benefit can be gained from application of the calculation method.

## **1 Scope**

This document defines a calculation method for bolted, gasketed, circular flange joints. Its purpose is to ensure structural integrity and control of leak tightness. It uses gasket parameters based on definitions and test methods specified in EN 13555:2014.

The calculation method is not applicable to joints with a metallic contact out of the sealing face or to joints whose rigidity varies appreciably across gasket width. For gaskets in incompressible materials, which permit large deformations, the results given by the calculation method can be excessively conservative (i.e. required bolting load too high, allowable pressure of the fluid too low, required flange thickness too large, etc.).

## **2 Normative references**

The following documents are referred to in the text in such a way that some or all of their content constitutes requirements of this document. For dated references, only the edition cited applies. For undated references, the latest edition of the referenced document (including any amendments) applies.

EN 13555:2014<sup>1)</sup>, *Flanges and their joints — Gasket parameters and test procedures relevant to the design rules for gasketed circular flange connections*

## **3 Terms and definitions, subscripts, special marks and symbols**

For the purposes of this document, the following terms and definitions, subscripts, special marks and symbols apply.

ISO and IEC maintain terminological databases for use in standardization at the following addresses:

- ISO Online browsing platform: available at <https://www.iso.org/obp>
- IEC Electropedia: available at <http://www.electropedia.org/>

### **3.1 Terms and definitions**

NOTE Figure 1 to Figure 14 illustrate the notation corresponding to the geometric parameters. They only show principles and are not intended to be practical designs. They do not illustrate all possible flange types for which the calculation method is valid.

For standard flange types, e.g. as shown in EN 1092 or EN 1759, the relevant figures are the following:

Type 01	Figure 10
Type 02	Figure 12
Type 04	Figure 12
Type 05	Figure 11
Type 07	Figure 12
Type 11	Figure 6

---

1) Under revision.

Type 12	Figure 13
Type 13	Figure 14
Type 21	Figures 6 to 9

### **3.1.1 flanges**

#### **3.1.1.1 integral flange**

flange attached to the shell either by welding (e.g. neck weld, see Figure 6 to Figure 9, or slip on weld, see Figure 10 and Figure 13) or cast onto the envelope (integrally cast flanges, type 21)

#### **3.1.1.2**

#### **blank or blind flange**

flat closure (see Figure 11)

#### **3.1.1.3**

#### **loose flange**

separate flange ring abutting a collar (see Figure 12)

#### **3.1.1.4**

#### **hub**

axial extension of flange ring, usually connecting flange ring to shell (see Figure 6 and Figure 7)

#### **3.1.1.5**

#### **collar or stub**

abutment for a loose flange (see Figure 12)

### **3.1.2**

#### **loading**

#### **3.1.2.1**

#### **external loads**

forces and/or moments applied to the joint by attached equipment, e.g. weight and thermal expansion of pipes

### **3.1.3**

#### **load conditions**

#### **3.1.3.1**

#### **load condition**

state with set of applied simultaneous loads; designated by I

#### **3.1.3.2**

#### **assembly condition**

load condition due to initial tightening of bolts (bolting up), designated by I = 0

#### **3.1.3.3**

#### **subsequent condition**

load condition subsequent to assembly condition, e.g. test condition, operating condition, conditions arising during start-up and shut-down; designated by I = 1, 2, 3 ...

### 3.1.4 compliances

#### 3.1.4.1 compliance

inverse stiffness (axial), symbol  $Y$ , [mm/N]

#### 3.1.4.2 flexibility modulus:

inverse stiffness modulus, excluding elastic constants of material:

- axial: symbol  $X$ , [1/mm]
- rotational: symbol  $Z$ , [1/mm<sup>3</sup>]

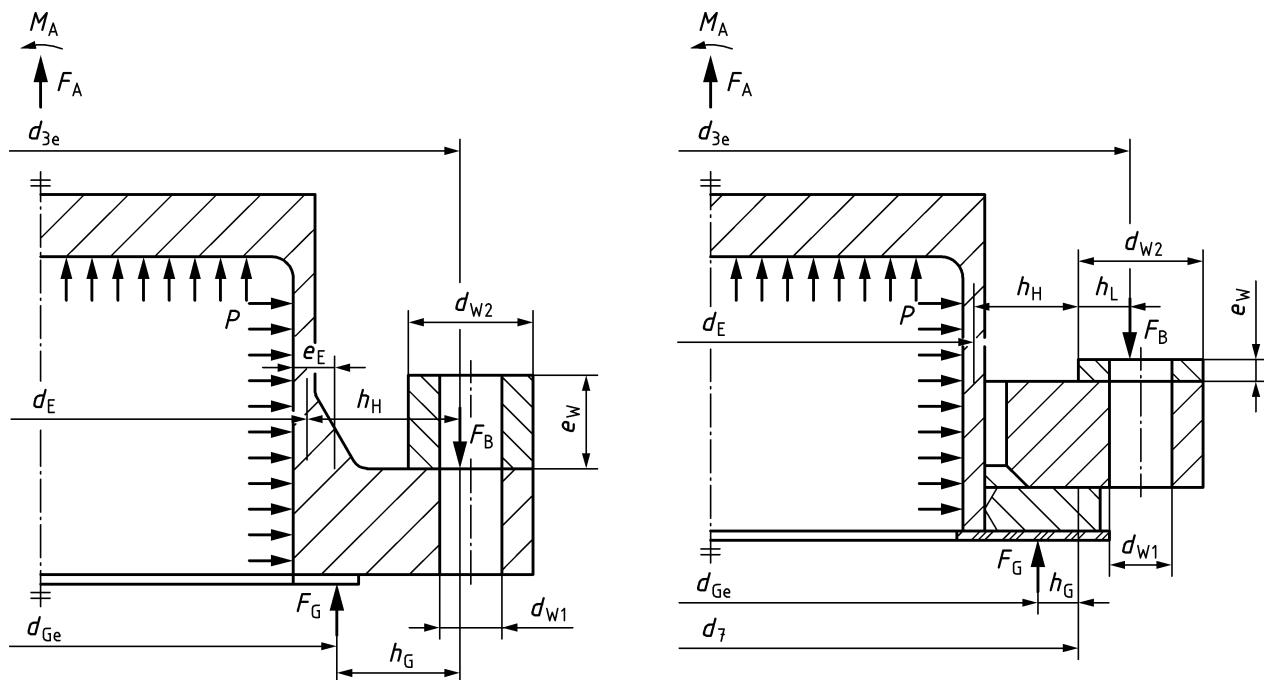


Figure 1 — Loads and lever arms

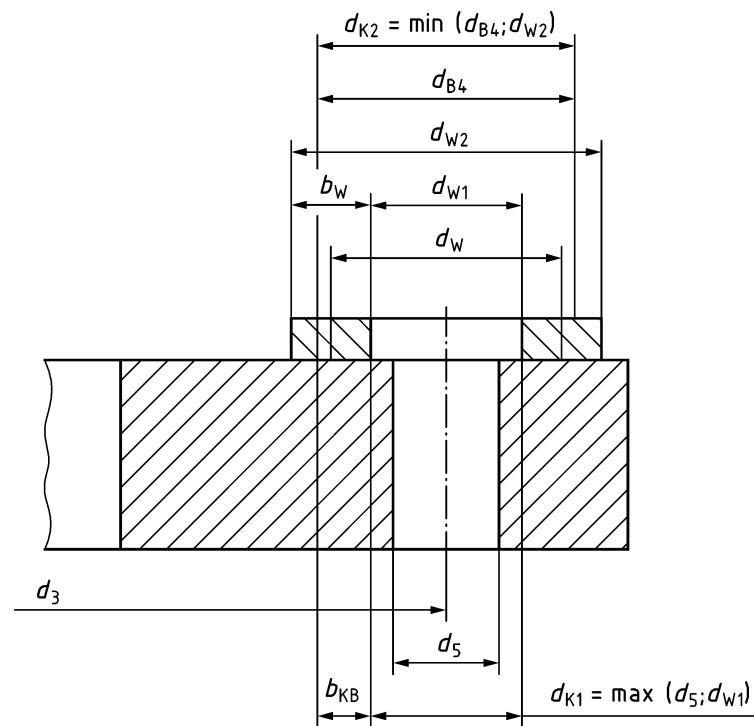
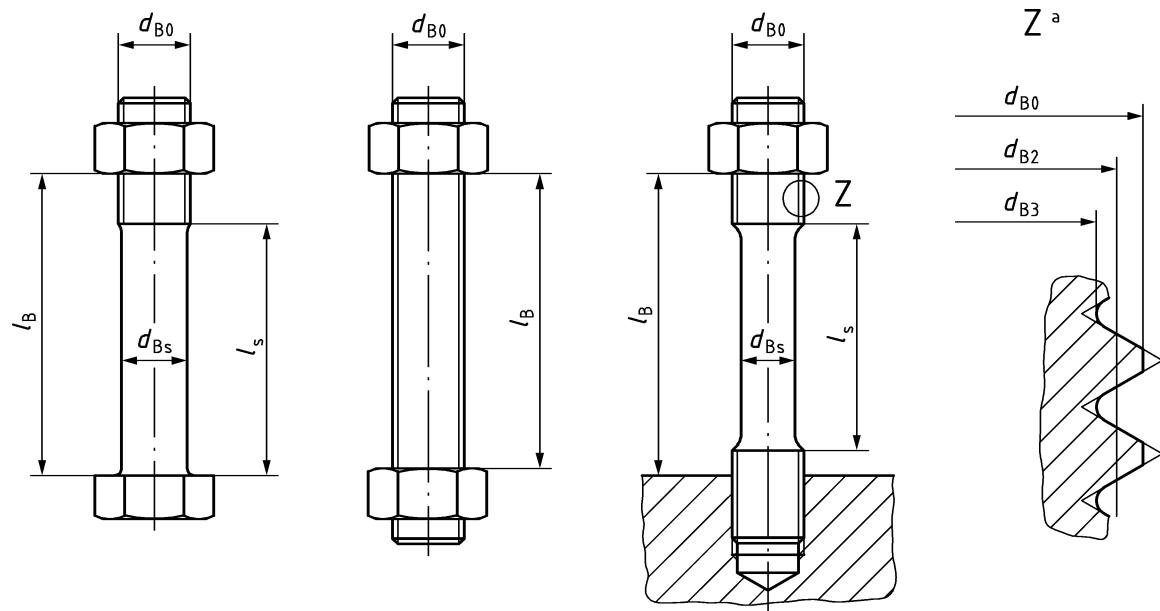
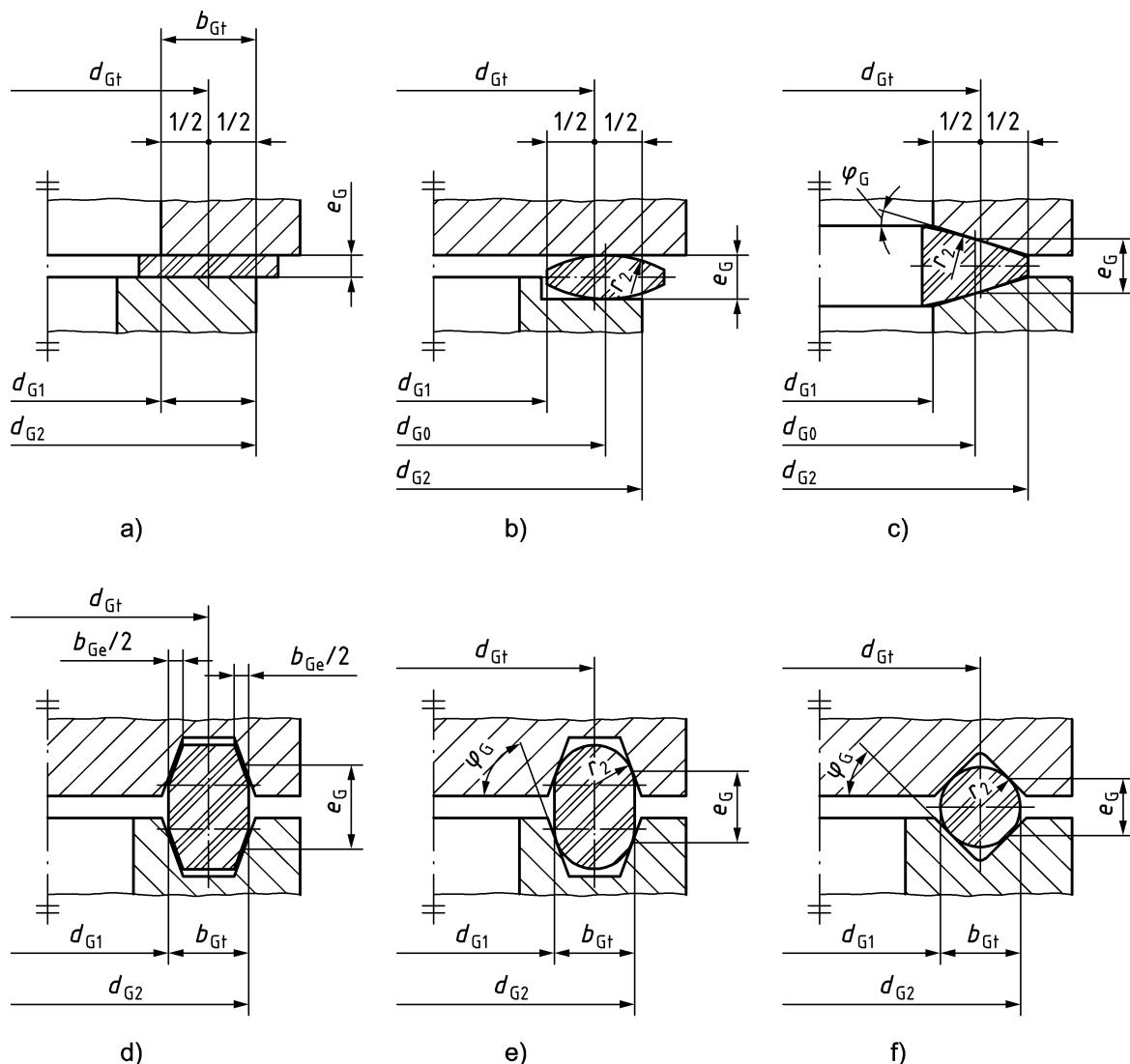


Figure 2 — Washer or spacer

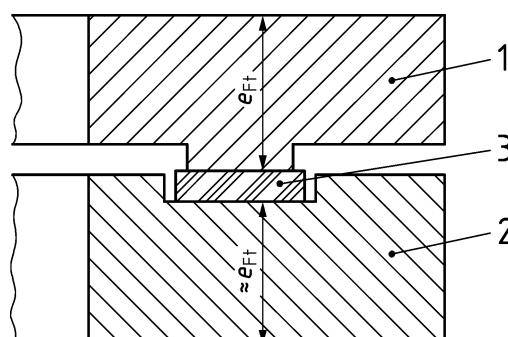


$$l_e = l_B - l_s$$

Figure 3 — Bolts



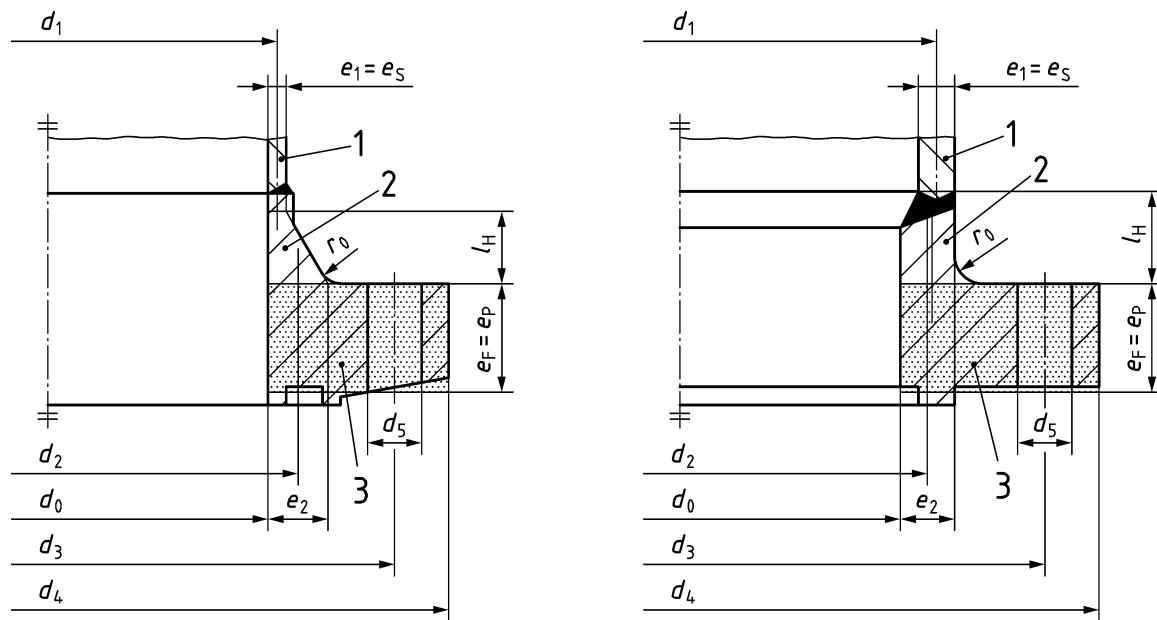
**Figure 4 — Gaskets**



**Key**

- 1 male flange (tongue)
- 2 female flange (groove)
- 3 gasket

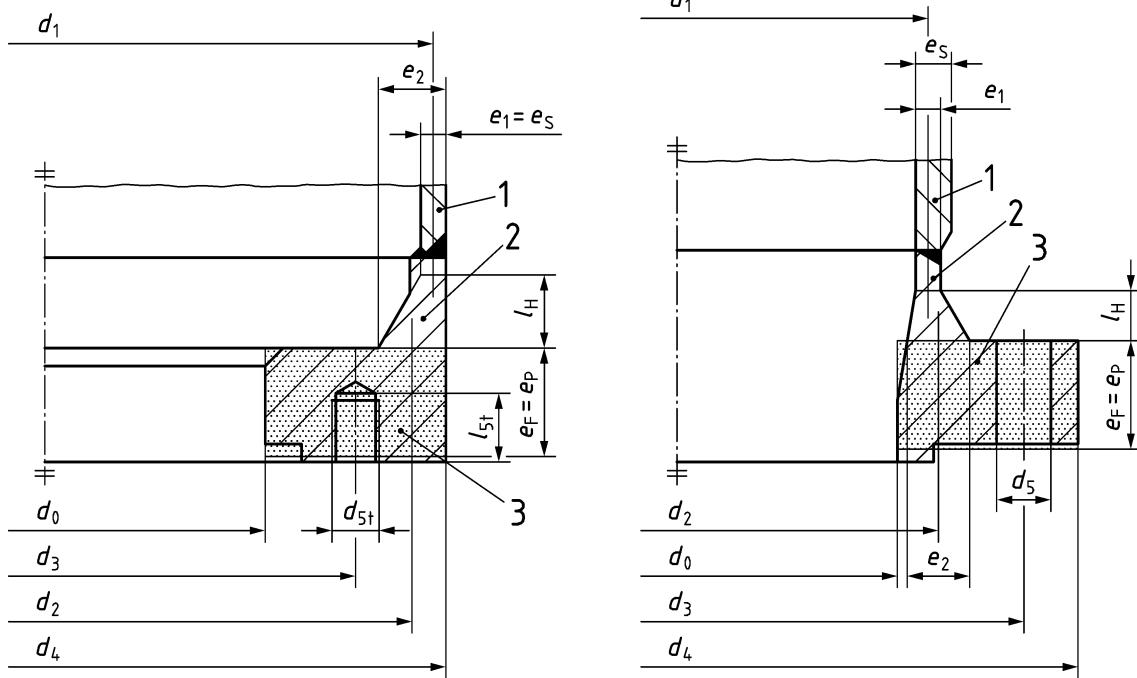
**Figure 5 — Details for tongue and groove facing**



**Key**

- 1 shell
- 2 hub
- 3 ring

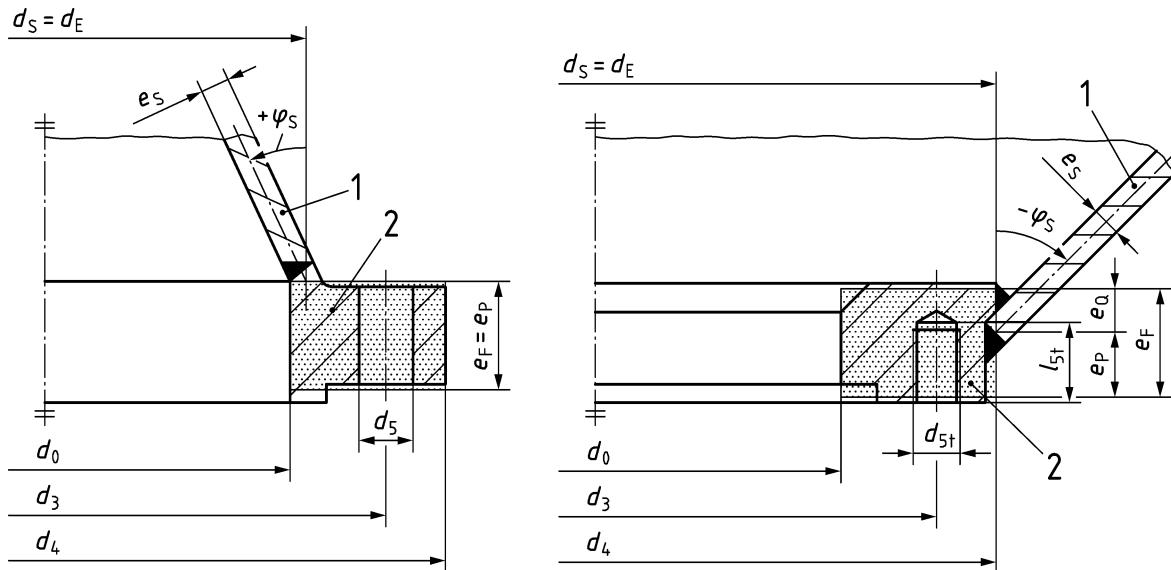
**Figure 6 — Weld-neck flanges with cylindrical shells (example 1)**



**Key**

- 1 shell
- 2 hub
- 3 ring

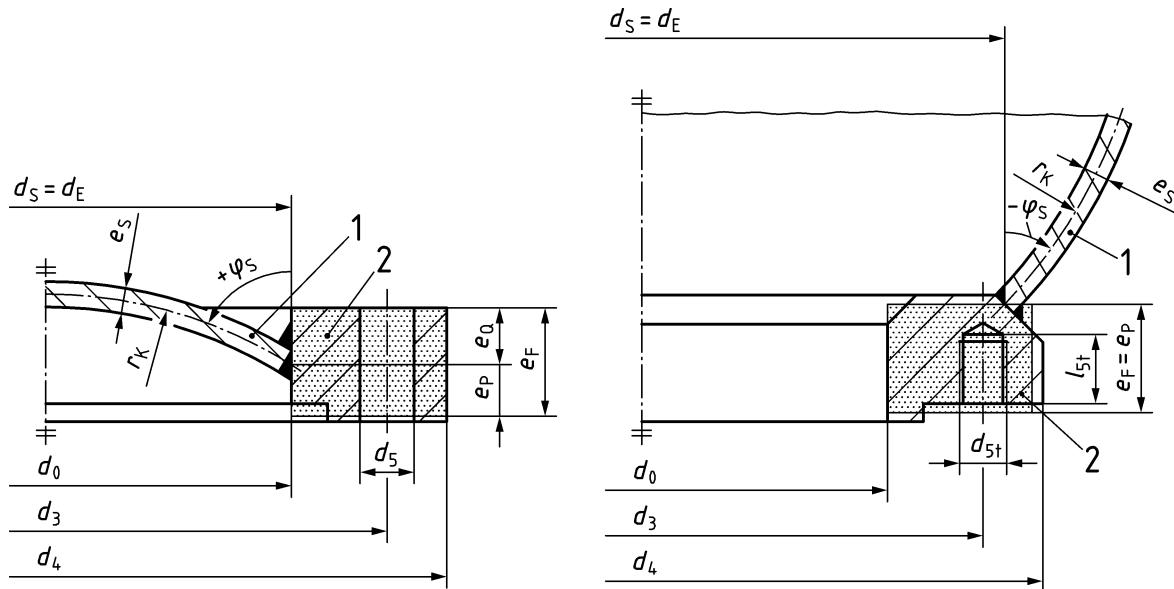
**Figure 7 — Weld-neck flanges with cylindrical shells (example 2)**



**Key**

- 1 shell
- 2 ring

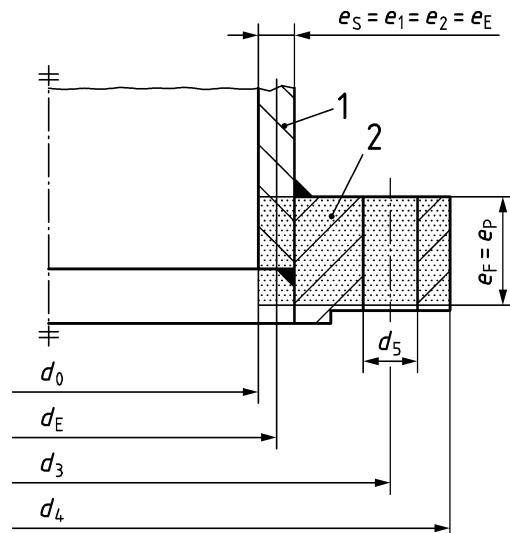
**Figure 8 — Flanges welded to conical shells**



**Key**

- 1 shell
- 2 ring

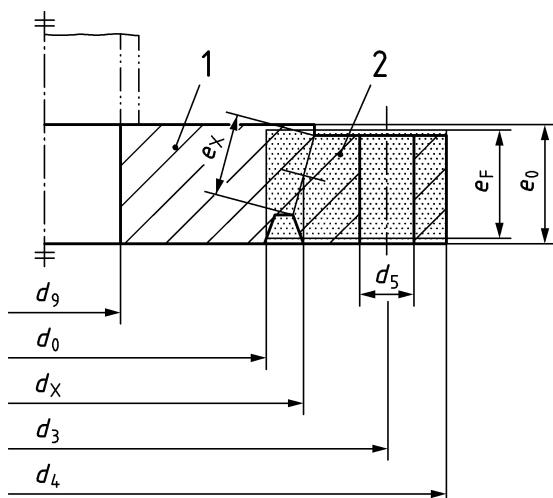
**Figure 9 — Flanges welded to spherical shells**



**Key**

- 1 shell
- 2 ring

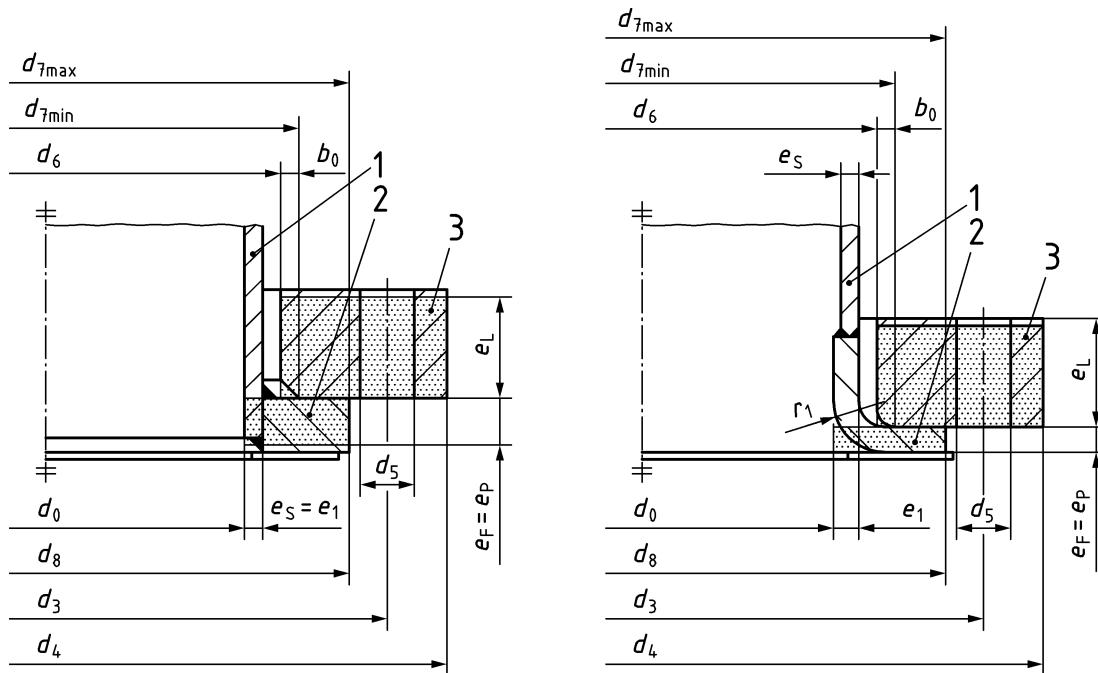
**Figure 10 — Weld-on plate flange**



**Key**

- 1 plate
- 2 ring

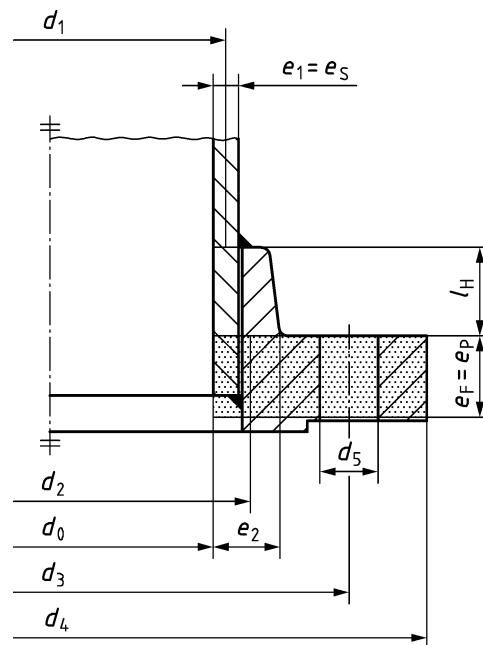
**Figure 11 — Blank flange**



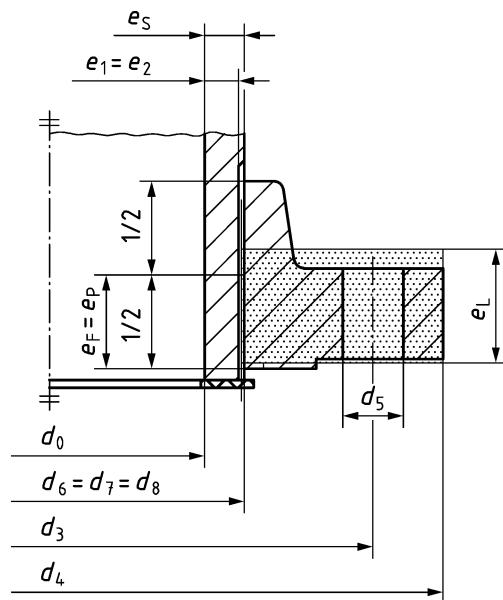
**Key**

- 1 shell
- 2 collar
- 3 loose flange

**Figure 12 — Collar with loose flanges**



**Figure 13 — Hubbed slip-on welded flange**



**Figure 14 — Hubbed threaded flange**

### 3.2 Subscripts and special marks

#### 3.2.1 Subscripts

*A* – Additional ( $F_A, M_A$ )

*B* – Bolt

*D* – Equivalent cylinder (tapered hub + connected shell) for load limit calculation

*E* – Equivalent cylinder (tapered hub + connected shell) for flexibility calculation

*F* – Flange

*G* – Gasket

*H* – Hub

*I* – Load condition identifier (taking values 0, 1, 2 ...)

*L* – Loose flange, Lateral ( $F_{Ll}$ )

*M* – Moment

*N* – Nut

*P* – Fluid pressure

*Q* – Net axial force due to pressure

*R* – Net axial force due to external force

*S* – Shell, Shear

*T* – Shell, modified

*TG* – Torsion ( $M_{TG}$ )

*X* – Flange weakest cross section

*W* – Washer

$\Delta$  – Symbol for change or difference

*av* – average

*c* – calculated

*e* – effective

*i* – Interim value

*max* – maximum

*min* – minimum

*nom* – nominal

*opt* – optimal

*req* – required

*s* – non-threaded part of bolt

*specified* – refers to the case of calculation performed for a given (specified) initial bolt load (Annex F)

*t* – theoretical, torque, thread

*0* – initial bolt-up condition ( $I = 0$ , see subscript I)

### 3.2.2 Special marks

$\sim$  – Accent placed above symbols of flange parameters that refers to the second flange of the joint, possibly different from the first.

### 3.3 Symbols

Where units are applicable, they are shown in brackets. Where units are not applicable, no indication is given.

$A_B$  Effective total cross-section area of all bolts [ $\text{mm}^2$ ], Formulae (39), (52), (121), (B.3)

$A_F, A_L$  Gross radial cross-section area (including bolt holes) of flange ring, loose flange [ $\text{mm}^2$ ], Formulae (8), (11) and (14)

$A_{Ge}, A_{Gt}$  Gasket area, effective, theoretical [ $\text{mm}^2$ ], Formulae (54), (51), (126)

$A_Q$	Effective area for the axial fluid-pressure force [mm <sup>2</sup> ], Formula (88)
$E_B, E_F, E_L, E_W$	Modulus of elasticity of the part designated by the subscript, at the temperature of the part [MPa] Formulae (60), (63), (97) to (100), (C.1), (C.2)
$E_G$	Modulus of elasticity of the gasket for unloading/reloading at the considered temperature, considering the initial compressed thickness [MPa] Formulae (56), (64), (65), (67), (68), (72), (73), (98)
$F_A$	Additional external axial force [N], tensile force > 0, compressive force < 0, see Figure 1, Formulae (90) and (94)
$F_B$	Bolt force (sum of all bolts) [N] (120), (121), (146), (148), (C.2)
$F_G$	Gasket force [N] (52), (55), (63), (69), (73), (108), (118), (119), (120), (126), (127), (135), (C.1)
$F_{G\Delta}$	Minimum gasket force in assembly condition [N] that guarantees, after all load changes, to subsequent conditions the required gasket force, Formulae (103), (104)
$F_L$	Force resulting from the additional radial forces [N], Formula (91) and (102)
$F_Q$	Axial fluid-pressure force [N], Formulae (89), (102), (103), (104), (118), (119), (120), (127), (135), (151), (C.1)
$F_R$	Force resulting from the additional external loads [N], Formulae (94), (102), (103), (104), (106), (116), (118), (119), (120), (127), (135), (151), (C.1)
$F_X, F_Y, F_Z$	Additional forces along X, Y and Z-axis at gasket interface [N], Formulae (90) and (91)
I	Load condition identifier, for assembly condition I = 0, for subsequent conditions I = 1, 2, 3, ...
$I_B$	Plastic torsion modulus of bolt shanks $\left\{ I_B = \frac{\pi}{12} \times \min(d_{Be}; d_{Bs})^3 \right\}$ [mm <sup>3</sup> ], Formula (121)
$M_A$	Resulting external bending moment [N × mm], Figure 1, Formulae (92) and (102)
$M_{t,nom}$	Nominal bolt assembly torque [N × mm], Formulae (B.4) and (B.5)
$M_{tB}$	Twisting moment [N × mm] applied to bolt shanks as a result of application of the nominal bolt assembly torque $M_{t,nom}$ Formula (121), Formula (B.9)
$M_{TG}$	Additional external torsion moment due to friction, Formula (93) and (102)
$N_R$	Number of re-assemblies and re-tightenings during service life of joint, Formulae (117), (F.2)
$P$	Pressure of the fluid [MPa], internal pressure > 0, external pressure < 0 (1 bar = 0,1 MPa), Formula (89)

NOTE  $P$  in this standard is equal to the maximum allowable pressure PS according to the PED.

$P_{QR}$	Creep relaxation factor which is the ratio of the residual and the original gasket surface pressure at load conditions [-] Formulae (103), (104), (118), (119), (C.7), (C.8). (see EN 13555:2014 for more details)
$Q_{G0}$	Gasket surface pressure in assembly condition [MPa] Formula (55)
$Q_A$	Gasket surface pressure at assembly prior to the unloading which is necessary for the validity of the corresponding $Q_{Smin(L)}$ in all subsequent conditions [MPa], Formula (101). The lowest acceptable value for $Q_A$ is $Q_{min(L)}$ from EN 13555:2014.
$Q_{0,min}$	Gasket surface pressure required at assembly prior to the unloading when no specific leak rate is requested [MPa], replacement of $Q_A$ in Formula (101), Annex G
$Q_{min(L)}$	Minimum level of gasket surface pressure required for tightness class L at assembly (on the effective gasket area) from EN 13555:2014 test results [MPa] (see 6.4.2 NOTE 1)
$Q_{Smin(L)}$	Minimum level of gasket surface pressure required for tightness class L in service conditions (after off-loading) (on the effective gasket area) from EN 13555:2014 test results [MPa], Formula (102)
$Q_{Smax}$	Maximum allowable gasket surface pressure that can be safely imposed upon the gasket at the considered temperature without damage [MPa], Formulae (63), (67), (68), (72), (73), (126) and (151)
$T_B, T_F, T_G, T_L, T_W$	Temperature (average) of the part designated by the subscript [°C] or [K], Formula (95)
$T_0$	Temperature of joint at assembly [°C] or [K] (usually + 20 °C), Formula (95)
$W_F, W_L, W_X$	Resistance of the part and/or cross-section designated by the subscript [N × mm], Formulae (127), (129), (144) to (148), (150)
$X_B, X_G, X_W$	Axial flexibility modulus of bolts, gasket, washer [1/ mm], Formulae (40), (41), (47), (48), (61), (97), (98)
$Y_B, Y_G, Y_Q, Y_R$	Axial compliance of the bolted joint, related to $F_B, F_G, F_Q, F_R$ [mm/N], Formulae (97), (98), (99), (100), (103), (104), (118), (119)
$Z_F, Z_L$	Rotational flexibility modulus of flange, loose flange [mm <sup>-3</sup> ], Formulae (32), (36), (33), (37), (38), (60), (63), (97) to (100)
$b_0$	Width of chamfer (or radius) of a loose flange such that: $d_{7min} = d_6 + 2 \times b_0$ [mm], Figure 12, Formula (83)
$b_F, b_L$	Effective width of flange, loose flange [mm], Formulae (5), (6), (9), (12), (23), (32), (38), (129), (139), (145), (150), see 4.2 d) 1)
$b_{Gi}, b_{Ge}, b_{Gt}$	Gasket width (radial), interim, effective, theoretical [mm], Formulae (49), (51), (53), (54), (61) to (63), (66), (67), (68), (70), (72) and (73)

$b_{KB}$	Contact widths bolt side [mm], Formulae (46) to (48), Figure 2
$b_W$	Width of a washer [mm], Formulae (42), (47), (48), Figure 2
$c_A, c_B, c_F, c_M, c_S$	Correction factors [-], Formulae (26), (121) to (125), (133), (134)
$d_0$	Inside diameter of flange ring [mm] and outside diameter of central part of blank flange (with thickness $e_0$ ), in no case greater than inside diameter of gasket [mm], Figures 6 to 14, Formulae (7) to (9), (22), (128), (145)
$d_1$	Average diameter of hub, thin end [mm], Figures 6, 7, 13
$d_2$	Average diameter of hub, thick end [mm], Figures 6, 7, 13
$d_3, d_{3e}$	Bolt circle diameter, real, effective [mm], Figures 6 to 14, Formulae (4) ,(146)
$d_4$	Outside diameter of flange [mm], Figures 6 to 14, Formulae (7), (8), (128), (147), (149)
$d_5, d_{5t}, d_{5e}$	Diameter of bolt hole, pierced, blind, effective [mm], Figures 6 to 14, Formulae (2), (3)
$d_6$	Inside diameter of loose flange [mm], Formulae (83), (149), Figures 12, 14
$d_7, d_{70}, d_{7min}, d_{7max}$	Diameter of position of reaction between loose flange and stub or collar, initial, minimal, maximal [mm], Figure 1, Figure 12, Formulae (59), (82) to (87) and (151)
$d_8$	Outside diameter of collar [mm], Formulae (9), (10), (84), Figures 12 and 14
$d_9$	Diameter of a central hole in a blank flange [mm], Formula (34), Figure 11
$d_{B0}, d_{Be}, d_{Bs}$	Diameter of bolt: nominal diameter, effective diameter, shank diameter [mm], Formulae (39), (40), Figure 3, Table A.1
$d_{B2}, d_{B3}$	Basic pitch diameter, basic minor diameter of thread [mm], see Figure 3, Table A.1
$d_{B4}$	Maximum possible outside contact diameter between bolt head or nut and flange or washer [mm], Formula (45), Figure 2
$d_{Gi}, d_{Ge}, d_{Gt}$	Diameter of gasket, interim, effective, theoretical [mm], Figure 4, Formula (51), (54), (57) to (59), (63), (66), (69), (71), (74), (75), (77), (78), (79), (85), (88), (102)
$d_{K1}, d_{K2}$	Extreme contact diameters (inside, outside) [mm], Formulae (44) and (45), Figure 2, 5.3.4.2 Note 2
$d_{G0}, d_{G1}, d_{G2}$	Real, theoretical inside, theoretical outside contact diameters [mm], Formulae (49), (50), (63), (66), (69), (151), Figure 4
$d_E, d_F, d_L, d_S, d_X$	Average diameter of part or section designated by the subscript [mm], Formulae (6), (7), (10), (13), (20), (22), (24), (27), (32), (34), (35), (36), (38),

(75), (77), (78), (80), (86), (129), (131), (132), (139), (146), (147), (151),  
Figures 1, 2, 8, 9, 10, 11

$d_{w1}, d_w, d_{w2}$	Inside, Mean, Outside diameter of washer [mm], Formulae (42) to (45), Figure 1, 2
$e_0$	Wall thickness of central plate of blank flange within diameter $d_0$ [mm], Formulae (36) and (145), Figure 11
$e_1$	Lowest wall thickness at thin end of hub or of connected shell [mm], Formula (18), Figures 6, 7, 10, 13, 14
$e_2$	Wall thickness at thick end of hub [mm], Formula (18), Figures 6, 7, 10, 13, 14
$e_D, e_E$	Wall thickness of equivalent cylinder for load limit calculations, for flexibility calculations [mm], Formulae (15), (16), (18), (24), (27), (129), (131), (132), (139)
$e_F, e_L$	Effective axial thickness of flange, loose flange [mm], Formulae (8), (11), (14), (24), (25), (27), (28), (32), (36), (38), (95), (96), (129), (139), (140), (145), (147), (150), (151), 4.2 ) 1), Figures 6 to 14
$e_{Fb}$	Thickness of flange ring at diameter $d_3$ (bolt position) [mm], Formula (3)
$e_{Fr}$	Thickness of flange ring at diameter $d_{Ge}$ (gasket force position), relevant for thermal expansion [mm], Formulae (95) and (96), Figure 2
$e_G(Q_{G0})$	Compressed gasket thickness under contact pressure $Q_{G0}$ [mm], Formulae (61), (63), (95), (96), (104), (119), can be obtained from the tests according to EN 13555:2014
$e_{G(A)}$	Compressed thickness of gasket after all the conditions (including plastic deformation) [mm], Formulae (104), (119) and Annex H
$e_{Gt}$	Initial theoretical uncompressed thickness of gasket [mm], Figure 4
$e_N$	Nut thickness, Formula (125)
$e_P, e_Q$	Part of flange thickness with ( $e_P$ ), without ( $e_Q$ ) radial pressure loading [mm], such that $e_P + e_Q = e_F$ , Formulae (25) and (139), Figures 6 to 10 and 12 to 14,
$e_S$	Thickness of connected shell [mm], Formula (19), 4.2 d) 2), Figures 6 to 10, 12 to 14
$e_W$	Washer thickness [mm], Formulae (47) and (48), Figure 1
$e_X$	Flange thickness at weak section [mm], Formula (147), Figure 11
$f_B, f_E, f_F, f_L, f_N, f_S$	Nominal design stress [MPa] of the part designated by the subscript, at design temperature [°C] or [K], as defined and used in pressure vessel codes (see Formulae (121), (125), (129) to (132), (139), (145), (147), (150) and (151))

$h_G, h_H, h_L$	Lever arms [mm], Figure 1, Formulae (57), (58), (63), (79) to (81) and (85) to (87), (97) to (100), (127),(135),(144), (151), (C.1), C.2)
$h_P, h_Q, h_R, h_S, h_T$	Lever arm corrections [mm], Formulae (27) to (29), (35), (75), (77), (78), (99), (100), (127),(135), (C.1)
$j_M, j_S$	Sign number for moment, shear force (+1 or 1), Formulae (135) and (136)
$k_Q, k_R, k_M, k_S$	Correction factors, Formulae (30), (31), (77), (129), (137) to (139), Table 2
$l_B, l_s$	Bolt axial dimensions [mm], Figure 3, Formulae (95), (96) and (40)
$l_e$	$l_e = l_B - l_s$ , Formula (40)
$l_H$	Length of hub [mm], Figures 6, 7, 13, Formulae (15), (16)
$m$	tightness factor for subsequent conditions ( $I>0$ ) [-], (Annex G)
$n_B$	Number of bolts, Formulae (1), (4), (39), (40), (B.1) to (B.5) and (B.9)
$p_B$	Pitch between bolts [mm], Formula (1)
$p_t$	Pitch of bolt thread [mm], Table A.1
$r_0, r_1$	Radii [mm], Figures 6, 12
$r_2$	Radius of curvature in gasket cross-section [mm], Figure 4
$\Delta U^T$	Differential thermal axial expansions [mm], Formulae (95), (103), (104), (118), (119)
$\theta_F, \theta_L$	Rotation of flange, loose flange, due to applied moment [rad], Annex C, Formulae (C.1), (C.2)
$\Psi$	Load ratio of flange ring due to radial force, Formula (139)
$\Psi_z$	Particular value of $\Psi$ , Formula (129), Table 2
$\Phi_B, \Phi_F, \Phi_G, \Phi_L, \Phi_X$	Load ratio of part and/or cross-section designated by the subscript, to be calculated for all load conditions, Formulae (121), (127), (144), (151), (126), (148), (146)
$\Phi_{max}$	Maximum allowable value of $\Phi_F$ and $\Phi_L$ (129), (149)
$\alpha_B, \alpha_F, \alpha_G, \alpha_L, \alpha_W$	Thermal expansion coefficient of the part designated by the subscript, averaged between $T_0$ and $T_B, T_F, T_G, T_L, T_W$ [ $K^{-1}$ ], Formula (95)
$\beta, \gamma, \delta, \nu, \kappa, \lambda, x, \vartheta$	Intermediate variables, Formulae (17), (23) to (25), (60), (133), (134)
$\varepsilon_{1+}, \varepsilon_{1-}$	Scatter of initial bolt load of a single bolt, above nominal value, below nominal value, Annex B, Table B.1
$\varepsilon_+, \varepsilon_-$	Scatter for the global load of all the bolts above nominal value, below nominal value, Annex B, Formulae (B.1), (B.2)

$\mu$	Friction factor for bolting, see Annex B
$\mu_G$	Friction factor between the gasket and the flange facing, Table E.1 and Formula (102)
$\pi$	Numerical constant ( $\pi = 3,141593$ )
$\rho$	Diameter ratio as given in Formulae (34) to (36), (144), (145)
$\varphi_G$	Angle of inclination of a sealing face [rad or deg], Figure 4c), 4e), 4f), Formulae (67), (68), (72), (73)
$\varphi_S$	Angle of inclination of connected shell wall [rad or deg], Figures 8, 9, Formulae in 4.2 d) 2), Formulae (23), (24), (29) to (31), (77), (131), (132), (139)

## 4 Requirements for use of the calculation method

### 4.1 General

Where permitted, the calculation method is an alternative to design validation by other means, e.g.:

- special testing;
- proven practice;
- use of standard flanges within permitted conditions.

The calculation method can also be used to assess the behaviour and admissibility of a bolted flange connection for a specified initial bolt force (see Annex F).

### 4.2 Geometry

The calculation method is applicable to the configurations having:

- a) flanges whose section is given or may be assimilated to those given in Figure 6 to Figure 14;
- b) four or more identical bolts uniformly distributed;
- c) gasket whose section and configuration after loading can be assimilated by one of those given in Figure 4 and Figure 5;
- d) flange dimension which meet the following conditions:

$$1) \quad 0,2 \leq \frac{b_F}{e_F} \leq 5,0; \quad 0,2 \leq \frac{b_L}{e_L} \leq 5,0$$

$$2) \quad \cos \varphi_S \geq \frac{1}{1 + 0,01 \times d_s / e_s}$$

NOTE 1 For explanations of symbols, see Clause 3.

NOTE 2 The condition  $b_F/e_F \leq 5,0$  need not be met for collar in combination with loose flange.

Where corrosion allowance has been applied in the design it should be subtracted for the calculation on the area in contact with the fluid. For minus tolerances, reference should be made to other codes, for example EN 13445 and EN 13480.

The following configurations are outside the scope of the calculation method:

- flanges of essentially non-axisymmetric geometry, e.g. split loose flanges, web reinforced flanges;
- flange connections having direct or indirect metal to metal contact between flanges inside and/or outside the gasket, inside and/or outside the bolt circle.

#### 4.3 Material

Values of nominal design stresses are not specified in this calculation method. They depend on other codes which are applied, for example these values are given in EN 13445 and EN 13480.

Nevertheless, since all significant design parameters are accounted for, the use of low safety factors is made possible by special use of nominal design stresses:

- for assembly conditions the nominal design stresses have the same values as for the hydraulic pressure tests (normally higher than for operating conditions);
- the nominal design stresses for the bolts are determined by the same rules as relevant for the flange and shell material e.g. same safety factor on yield stress.

#### 4.4 Loads

This calculation method applies to the following load types:

- fluid pressure: internal or external;
- external loads: axial and lateral forces as torsion and bending moments;
- axial expansion of flanges, bolts and gasket, in particular due to thermal effects.

All conditions shall be taken into account (start-up, test, service, cleaning, maintenance, shut down, and other exceptional conditions) within the calculation as far as they have influence on the design.

Minimum required are calculations for the assembly conditions, the main operating and the initial test conditions. If the test shall not be repeated at any time, the calculations may be separated into two sets:

- A: Assembly + operating
- B: Assembly + test

The higher assembly bolt load shall be applied.

### 5 Calculation parameters

#### 5.1 General

The parameters defined in this clause are effective dimensions, areas and stiffness parameters.

## 5.2 Flange parameters

### 5.2.1 General

The formulae given in 5.2 shall be used for each of the two flanges and where applicable, the two collars of a joint.

Specific flange types are treated as follows:

- Integral flange: calculated as an equivalent ring with rectangular cross-section, dimensions  $b_F \times e_F$  connected at effective average diameter  $d_E$  to an equivalent shell of constant effective wall thickness  $e_E$ .
- Blank flange: calculated as an equivalent ring with rectangular cross-section, dimensions  $b_F \times e_F$ , connected at diameter  $d_E = d_0$  to a plate of constant thickness  $e_0$ . It may have a central opening of diameter  $d_9$ . If a nozzle is connected at the opening the nozzle is not taken into account in the calculation.
- Loose flange: calculated as an equivalent ring with rectangular cross-section dimensions  $b_L \times e_L$  without connection to a shell.
- Screwed flange: calculated as a loose flange with inside diameter equal to load transmission diameter, i.e. average thread diameter.
- Collar: The collar is treated in the same way as an integral flange.

In Figure 6 to Figure 14, the equivalent ring is sketched by shaded area.

### 5.2.2 Flange ring

#### 5.2.2.1 Bolt holes

Pitch between bolts:

$$\frac{p_B}{n_B} = \frac{\pi \times d_3}{n_B} \quad (1)$$

Effective diameter of bolt hole:

$$d_{5e} = d_5 \times \sqrt{\frac{d_5}{p_B}} \quad (2)$$

Diameter of blind holes is assumed to be:

$$d_5 = d_{5t} \times \frac{l_{5t}}{e_{Fb}} \quad (3)$$

Effective bolt circle diameter:

$$d_{3e} = d_3 \times \left(1 - \frac{2}{n_B^2}\right) \quad (4)$$

NOTE 1  $p_B$  and  $\tilde{p}_B$  are equal as well as  $d_{3e}$  and  $\tilde{d}_{3e}$ .

NOTE 2 Formulae (1) to (4) do not apply to collars.

### 5.2.2.2 Effective dimensions of flange ring

The effective thickness  $e_F$  or  $e_L$  used below is the average thickness of the flange ring. It can be obtained by dividing the cross-section area of the ring  $A_F$  or  $A_L$  (including bolt holes) by the actual radial width of this section.

Since there is a large variety of shapes of flange cross-sections, formulae for the calculation of  $A_F$  or  $A_L$  are not given for specific flange types.

Integral flange and blank flange (see Figure 6 to Figure 11).

$$b_F = \frac{d_4 - d_0}{2} - d_{5e} \quad (5)$$

$$b_L = d_L = e_L = 0 \quad (6)$$

$$d_F = \frac{d_4 + d_0}{2} \quad (7)$$

$$e_F = 2 \times \frac{A_F}{d_4 - d_0} \quad (8)$$

Loose flange with collar (see Figure 12).

For collar:

$$b_F = \frac{d_8 - d_0}{2} \quad (9)$$

$$d_F = \frac{d_8 + d_0}{2} \quad (10)$$

$$e_F = 2 \times \frac{A_F}{d_8 - d_0} \quad (11)$$

For flange:

$$b_L = \frac{d_4 - d_6}{2} - d_{5e} \quad (12)$$

$$d_L = \frac{d_4 + d_6}{2} \quad (13)$$

$$e_L = 2 \times \frac{A_L}{d_4 - d_6} \quad (14)$$

### 5.2.3 Connected shell

#### 5.2.3.1 Flange with tapered hub

A cylindrical shell (constant wall thickness  $e_S$ , average diameter  $d_S$ ) integral with a tapered hub is treated as being an equivalent cylindrical shell of effective wall thickness  $e_E$  and effective average diameter  $d_E$ :

$$e_E = e_1 \times \left\{ 1 + \frac{(\beta-1) \times l_H}{\left( \frac{\beta}{3} \right) \times \sqrt{d_1 \times e_1} + l_H} \right\} \quad (15)$$

$$e_D = e_1 \times \left\{ 1 + \frac{(\beta-1) \times l_H}{\sqrt[4]{(\beta/3)^4 \times (d_1 \times e_1)^2 + l_H^4}} \right\} \quad (16)$$

$$\beta = \frac{e_2}{e_1} \quad (17)$$

$$d_E = \frac{\{ \min(d_1 - e_1 + e_E; d_2 + e_2 - e_E) + \max(d_1 + e_1 - e_E; d_2 - e_2 + e_E) \}}{2} \quad (18)$$

### 5.2.3.2 Flange without hub

For a shell (cylindrical or conical or spherical, constant wall thickness  $e_s$ , angle  $\varphi_s$  and diameter  $d_s$  at junction with flange) directly connected to a flange ring, the effective dimensions are:

$$e_E = e_s \quad (19)$$

$$d_E = d_s \quad (20)$$

Formulae (19) and (20) are not applicable when a nozzle is connected to the central opening of a blank flange. This case is covered by 5.2.3.3.

### 5.2.3.3 Blank flange

For a blank flange, the effective dimensions to be used are:

$$e_E = 0 \quad (21)$$

$$d_E = d_0 \quad (22)$$

Formulae (21) and (22) apply whatever the blank flange configuration (without opening, with opening without nozzle, with opening with nozzle).

### 5.2.3.4 Collar

The formulae which are applicable are those of 5.2.3.1 or 5.2.3.2 depending on whether or not the collar has a hub.

## 5.2.4 Flexibility-related flange parameters

### 5.2.4.1 Integral flange and collar

$$\gamma = e_E \times \frac{d_F}{(b_F \times d_E \times \cos \varphi_s)} \quad (23)$$

$$\vartheta = 0,55 \times \cos \varphi_s \times \frac{\sqrt{d_E \times e_E}}{e_F} \quad (24)$$

$$\lambda = 1 - \frac{e_P}{e_F} = \frac{e_Q}{e_F} \quad (25)$$

NOTE  $e_P$  and  $e_Q$  are defined in Figures 6 to 10, 12, 13 (when  $e_P = e_F$  then  $e_Q = 0$ ).

$$c_F = \frac{(1+\gamma \times \vartheta)}{\{1+\gamma \times \vartheta \times [4 \times (1-3 \times \lambda + 3 \times \lambda^2) + 6 \times (1-2 \times \lambda) \times \vartheta + 6 \times \vartheta^2] + 3 \times \vartheta^2 \times \vartheta^4\}} \quad (26)$$

$$h_S = 1,1 \times e_F \times \sqrt{\frac{e_E}{d_E}} \times \frac{(1-2 \times \lambda + \vartheta)}{(1+\gamma \times \vartheta)} \quad (27)$$

$$h_T = e_F \times \frac{(1-2 \times \lambda - \gamma \times \vartheta^2)}{(1+\gamma \times \vartheta)} \quad (28)$$

$$h_R = h_S \times k_R - h_T \times 0,5 \times \tan \varphi_S \quad (29)$$

$$k_Q = \left\{ \begin{array}{l} + \frac{0,85}{\cos \varphi_S} \text{ for conical or cylindrical shell} \\ + \frac{0,35}{\cos \varphi_S} \text{ for spherical shell} \end{array} \right\} \quad (30)$$

$$k_R = \left\{ \begin{array}{l} - \frac{0,15}{\cos \varphi_S} \text{ for conical or cylindrical shell} \\ - \frac{0,65}{\cos \varphi_S} \text{ for spherical shell} \end{array} \right\} \quad (31)$$

$$Z_F = 3 \times d_F \times \frac{c_F}{(\pi \times b_F \times e_F^3)} \quad (32)$$

$$Z_L = 0 \quad (33)$$

#### 5.2.4.2 Blank flange

Diameter ratio:

$$\rho = \frac{d_9}{d_E} \quad (34)$$

NOTE Reminder: for a blank flange,  $d_E = d_0$  (according to Formula (22)).

$$h_R = \left( \frac{d_E}{4} \right) \times (1 - \rho^2) \times \frac{(0,7+3,3 \times \rho^2)}{[(0,7+1,3 \times \rho^2) \times (1 + \rho^2)]} \quad (35)$$

$$Z_F = 3 \times \frac{d_F}{\left\{ \pi \times [b_F \times e_F^3 + d_F \times e_0^3 \times \frac{(1-\rho^2)}{(1,4+2,6 \times \rho^2)}] \right\}} \quad (36)$$

$$Z_L = 0 \quad (37)$$

#### 5.2.4.3 Loose flange with collar

For the collar use Formulae (23) to (33); for the loose flange use the following formula:

$$Z_L = 3 \times d_L / (\pi \times b_L \times e_L^3) \quad (38)$$

### 5.3 Bolt and washer parameters

#### 5.3.1 General

The bolt dimensions are shown in Figure 3. Diameters of standard metric series bolts are given in Annex A.

#### 5.3.2 Effective cross-section area of bolts

$$A_B = \{ \min(d_{be}; d_{bs}) \}^2 \times n_B \times \pi / 4 \quad (39)$$

### 5.3.3 Flexibility modulus of bolts

$$X_B = (l_s/d_{BS}^2 + l_e/d_{Be}^2 + 0,8/d_{B0}) \times 4/(n_B \times \pi) \quad (40)$$

The thickness of washers possibly present in the joint shall be included in lengths  $l_s$  and  $l_e$ .

### 5.3.4 Geometric parameters for washers and contact surfaces

NOTE Formulae presented for washers are also applicable to expansion sleeves.

#### 5.3.4.1 Absence of washers

If there are no washers,

$$X_W = \tilde{X}_W = 0 \quad (41)$$

And ignore Formulae (42) to (48).

#### 5.3.4.2 Presence of washers

$$b_W = \frac{d_{W2} - d_{W1}}{2} \quad (42)$$

$$d_W = \frac{d_{W2} + d_{W1}}{2} \quad (43)$$

$$d_{K1} = \max(d_5; d_{W1}) \quad (44)$$

$$d_{K2} = \min(d_{B4}; d_{W2}) \quad (45)$$

$$b_{KB} = \frac{d_{K2} - d_{K1}}{2} \quad (46)$$

NOTE 1 These formulae also apply for washer of flange number 2.

NOTE 2 In the usual case,  $d_{K1} = d_5$  and  $d_{K2} = d_{B4}$ .

### 5.3.5 Flexibility modulus of washers

$$X_W = \frac{e_W}{n_B \times \pi \times d_W \times b_W} \times \frac{\frac{2 \times b_W}{(b_W + b_{KB})} + \frac{e_W}{(b_W - b_{KB})}}{1 + \frac{e_W}{(b_W - b_{KB})}} \quad (47)$$

$$\tilde{X}_W = \frac{\tilde{e}_W}{n_B \times \pi \times \tilde{d}_W \times \tilde{b}_W} \times \frac{\frac{2 \times \tilde{b}_W}{(\tilde{b}_W + \tilde{b}_{KB})} + \frac{\tilde{e}_W}{(\tilde{b}_W - \tilde{b}_{KB})}}{1 + \frac{\tilde{e}_W}{(\tilde{b}_W - \tilde{b}_{KB})}} \quad (48)$$

NOTE  $X_W$  includes an estimated correction factor for different axial stresses in different sections.

### 5.4 Gasket parameters

#### 5.4.1 General

The notation for dimensions of gaskets is given in Figure 4.

#### 5.4.2 Theoretical dimensions

$$b_{gt} = (d_{g2} - d_{g1})/2 \quad (49)$$

$$d_{gt} = (d_{g2} + d_{g1})/2 \quad (50)$$

$$A_{gt} = \pi \times d_{gt} \times b_{gt} \quad (51)$$

NOTE The theoretical gasket width  $b_{gt}$  is the maximum which can result from a very high  $F_G$ .

#### 5.4.3 Effective dimensions

The effective gasket width  $b_{ge}$  depends on the force  $F_G$  applied to the gasket for many types of gasket. The value  $b_{ge}$  is determined iteratively for the assembly condition with  $F_G = F_{G0}$  and assumed to be unchanged for subsequent conditions.

NOTE 1 For a flat gasket, the effective gasket width is equal to twice the distance separating the outside diameter of the sealing face from the point of application of the gasket reaction (i.e. the resultant of compressive stress over the gasket width).

The value  $F_{G0}$  used for this determination represents the minimum required force which shall be reached in assembly condition, to meet the leak-tightness criteria given in 6.4.

This minimum required force is not known when starting the calculation. It will be obtained through the iterative calculation process beginning at this point and ending with 6.5.1, Formula (108).

To start calculation, any arbitrary value may be chosen for  $F_{G0}$ . Nevertheless, the use of a realistic value is recommended. In the case where the method is used with a specified initial bolt load, this initial value is given by the Formula (F.1) from Annex F. In other cases, the value from Formula (52) below is recommended.

$$F_{G0} \leq A_B \times f_{B0} / 3 - F_{R0} \quad (52)$$

where

$F_{R0}$  is as given by 6.2.2.2.

Interim gasket width  $b_{gi}$  shall be determined from the formulae in Table 1, starting with the first approximation given in this table.

Effective gasket width:

$$b_{ge} = \min\{b_{gi}; b_{gt}\} \quad (53)$$

Effective gasket diameter:

The effective gasket diameter  $d_{ge}$  is the diameter where the gasket force acts. It is determined from Table 1.

NOTE 2 For flat gaskets,  $d_{ge}$  varies with  $b_{ge}$ . In that case,  $b_{ge}$  is twice the distance between the outside contact diameter of the gasket and the effective gasket diameter.

Effective gasket area:

$$A_{ge} = \pi \times d_{ge} \times b_{ge} \quad (54)$$

NOTE 3 The method is not taking into account the effect on the gasket thickness if the gasket stress rises above the assembly level in a subsequent condition. The modification on the gasket thickness in such a case is considered to have negligible impact. If this phenomenon has to be taken into account, the alternative possible method given in Annex H can be used.

Gasket stress at assembly:

$$Q_{G0} = F_{G0}/A_{Ge} \quad (55)$$

$$E_{G0} = E_G(Q_{G0}) \quad (56)$$

Lever arm:

$$h_{G0} = \frac{(d_{3e} - d_{Ge})}{2} \text{ for integral or blank flange} \quad (57)$$

$$h_{G0} = \frac{(d_{70} - d_{Ge})}{2} \text{ for collar with loose flange} \quad (58)$$

$$d_{70} = \min\{\max\{d_{7\min}; (d_{Ge} + \chi \times d_{3e})/(1 + \chi)\}; d_{7\max}\} \quad (59)$$

$$\chi = \frac{(Z_L \times E_{F0})}{Z_F \times E_{L0}} \quad (60)$$

NOTE 4 Formulae (59) and (60) only apply to loose flanges on a collar.

Formulae (53) to (60) are re-evaluated iteratively until the value  $b_{Ge}$  (from (62) to (74)) is constant within the required precision.

A precision of 5 % is enough. To obtain results almost independent of the operator, a precision of 0,1 % is however recommended.

#### 5.4.4 Axial flexibility modulus of gasket

$$X_G = (e_G(Q_{G0})/A_{Gt}) \times (b_{Gt} + e_G(Q_{G0})/2) / (b_{Ge} + e_G(Q_{G0})/2) \quad (61)$$

The value of the compressed gasket thickness at assembly phase  $e_G(Q_{G0})$  for the associated gasket stress  $Q_{G0}$  shall be determined from gasket compression curve obtained following test performed according to EN 13555:2014.

**Table 1 — Effective gasket geometry**

Type	Gasket form	Formulae
1	Flat gaskets, of low hardness, composite or pure metallic, materials Figure 4 a)	<p>First approximation: <math>b_{Gi} = b_{Gt}</math> (62)</p> <p>More accurate:</p> $b_{Gi} = \sqrt{\frac{e_G(Q_{G0})/(\pi \times d_{Ge} \times E_{Gm})}{h_{G0} \times Z_F/E_{F0} + \tilde{h}_{G0} \times \tilde{Z}_F/\tilde{E}_{F0}} + \left[ \frac{F_{G0}}{\pi \times d_{Ge} \times Q_{Smax}} \right]^2} \quad (63)$ <p><math>E_{Gm} = E_{G0}</math> for flat metallic ring gaskets with rectangular cross section. (64)</p> <p><math>E_{Gm} = 0,5 \times E_{G0}</math> for non metallic flat gaskets (65)</p> <p>In all cases: <math>d_{Ge} = d_{G2} - b_{Ge}</math> (66)</p> <p><math>Q_{Smax}</math> shall be taken at assembly phase temperature here</p> <p>NOTE An alternative (more precise and more complex), calculation method for <math>b_{Gi}</math> is given in Annex H.</p>
2	Metal gaskets with curved surfaces, simple contact, Figures 4 b), 4 c)	<p>First approximation:</p> $b_{Gi} = \sqrt{6 \times r_2 \times \cos \varphi_G \times b_{Gt} \times Q_{Smax}/E_{G0}} \quad (67)$ <p>More accurate:</p> $b_{Gi} = \sqrt{\frac{6 \times r_2 \times \cos \varphi_G \times F_{G0}}{\pi \times d_{Ge} \times E_{G0}} + \left[ \frac{F_{G0}}{\pi \times d_{Ge} \times Q_{Smax}} \right]^2} \quad (68)$ <p>In all cases: <math>d_{Ge} = d_{G0}</math> (69)</p>
3	Metal octagonal section gaskets see Figure 4 d)	<p>In all cases:</p> $b_{Gi} = \text{length } b_{Ge} \text{ according to Figure 4d} \quad (70)$ <p>(Projection of contacting surfaces in axial direction.)</p> $d_{Ge} = d_{Gt} \quad (71)$
4	Metal oval or circular section gaskets, double contact see Figures 4 e), 4 f)	<p>First approximation:</p> $b_{Gi} = \sqrt{12 \times r_2 \times \cos \varphi_G \times b_{Gt} \times Q_{Smax}/E_{G0}} \quad (72)$ <p>More accurate:</p> $b_{Gi} = \sqrt{\frac{12 \times r_2 \times \cos \varphi_G \times F_{G0}}{\pi \times d_{Ge} \times E_{G0}} + \left[ \frac{F_{G0}}{\pi \times d_{Ge} \times Q_{Smax}} \right]^2} \quad (73)$ <p>In all cases: <math>d_{Ge} = d_{Gt}</math> (74)</p>

## 5.4.5 Lever arms

### 5.4.5.1 All flanges

$$h_P = \frac{[(d_{Ge} - d_E)^2 \times \frac{(2 \times d_{Ge} + d_E)}{6} + 2 \times e_P^2 \times d_F]}{d_{Ge}^2} \quad (75)$$

For blank flanges:

$$e_P = 0 \quad (76)$$

### 5.4.5.2 Integral flange and collar

$$h_Q = \left\{ h_S \times k_Q + h_T \times \left( 2 \times d_F \times \frac{e_P}{d_E^2} - 0,5 \times \tan \varphi_S \right) \right\} \times \left( \frac{d_E}{d_{Ge}} \right)^2 \quad (77)$$

### 5.4.5.3 Blank flange

$$h_Q = \left( \frac{d_E}{8} \right) \times (1 - \rho^2) \times \frac{(0,7+3,3 \times \rho^2)}{(0,7+1,3 \times \rho^2)} \times (d_E/d_{Ge})^2 \quad (78)$$

### 5.4.5.4 Integral flange and blank flange

$$h_G = \frac{(d_{3e} - d_{Ge})}{2} \quad (79)$$

$$h_H = \frac{(d_{3e} - d_E)}{2} \quad (80)$$

$$h_L = 0 \quad (81)$$

NOTE These formulae do not apply to collars.

### 5.4.5.5 Collar with loose flange

$$d_{7min} \leq d_7 \leq d_{7max} \quad (82)$$

$$d_{7min} = d_6 + 2 \times b_0 \quad (83)$$

$$d_{7max} = d_8 \quad (84)$$

$$h_G = \frac{(d_7 - d_{Ge})}{2} \quad (85)$$

$$h_H = \frac{(d_7 - d_E)}{2} \quad (86)$$

$$h_L = \frac{(d_{3e} - d_7)}{2} \quad (87)$$

As the value of  $d_7$  is not known in advance, the following hypotheses can be made:

- For the flexibility calculations (i.e. up to the end of Clause 6), take for  $d_7$  the value  $d_{70}$  given by Formula (59).

NOTE It follows that  $h_G$ ,  $h_H$  and  $h_L$  can vary with each iteration necessary to calculate  $b_{Ge}$  and  $d_{Ge}$  (see 5.4.3).

- For the calculation of load ratios (Clause 7), the most favourable value between  $d_{7min}$  and  $d_{7max}$  can be used, as given in 7.6.

## 6 Forces

### 6.1 General

Different load conditions are indicated by the value of indicator "I". Case I = 0 is the assembly condition; higher values (I = 1,2,...) are different test conditions, operating conditions and so on. The number of load conditions depends on the application. All potentially critical load conditions shall be calculated.

### 6.2 Applied loads

#### 6.2.1 Assembly condition (I = 0)

Fluid pressure (internal or external) is zero:  $P_0 = 0$

External bending moments and axial force combine to give a net force  $F_{R0}$  as in Formula (94) (load case I = 0), whereas lateral forces and torsion moment are equal to zero at assembly.

All temperatures are equal to the initial uniform value  $T_0$ .

#### 6.2.2 Subsequent conditions (I = 1, 2 ...)

##### 6.2.2.1 Fluid pressure

$$A_Q = \frac{\pi \times d_{Ge}^2}{4} \quad (88)$$

NOTE  $d_{Ge}$  is the location of the forces acting on the gasket and not the location where the leak tightness is achieved. This is conservative, overestimating the load coming from the pressure of the fluid for large gasket width.

Internal fluid pressure

Unpressurised condition

$$\left. \begin{array}{l} P_I > 0 \\ P_I = 0 \\ P_I < 0 \end{array} \right\} F_{QI} = A_Q \times P_I \quad (89)$$

##### 6.2.2.2 Additional external loads

The connection can be submitted to 6 components of external loads:  $F_{XI}$ ,  $F_{YI}$ ,  $F_{ZI}$ ,  $M_{XI}$ ,  $M_{YI}$ ,  $M_{ZI}$ . The revolution axis of the assembly is named as the Z-axis, thus we have:

$$\text{Axial force:} \quad F_{AI} = F_{ZI} \quad (90)$$

$$\text{Resultant lateral force:} \quad F_{LI} = \sqrt{F_{XI}^2 + F_{YI}^2} \quad (91)$$

$$\text{Resulting bending moment:} \quad M_{AI} = \sqrt{M_{XI}^2 + M_{YI}^2} \quad (92)$$

$$\text{Torsion moment (due to friction):} \quad M_{TGI} = M_{ZI} \quad (93)$$

Additional external loads combine to give a net force  $F_{RI}$  as follows:

$$\begin{array}{ll} \text{Axial tensile force} & F_{RI} = F_{AI} \pm \left( \frac{4}{d_{3e}} \right) \times M_{AI} \\ \text{Axial compression} \\ \text{force} & \end{array} \quad (94)$$

Select the sign in Formula (94) giving the more severe condition.

NOTE In the presence of external bending moment  $M_A$ , the most severe condition may be difficult to foresee because:

- on the side of the joint where the moment induces an additional tensile load (sign + in Formula (94), load limits of flanges or bolts may govern, as well as minimum gasket compression);
- on the side of the joint where the moment induces an additional compression load (sign - in Formula (94), load limit of gasket may be decisive).

Therefore, for good practice, it is suggested to consider systematically two load conditions (one for each sign in Formula (94) whenever an external moment is applied, with different indices I being assigned to each case.

### 6.2.2.3 Thermal loads

Axial thermal expansion relative to the assembly condition (uniform temperature  $T_0$ ) is treated by the formula below.

$$\Delta U^T_I = l_B \times \alpha_{BI} \times (T_{BI} - T_0) - e_{Ft} \times \alpha_{FI} \times (T_{FI} - T_0) - e_L \times \alpha_{LI} \times (T_{LI} - T_0) - e_W \times \alpha_{WI} \times (T_{WI} - T_0) - e_G(Q_{G0}) \times \alpha_{GI} \times (T_{GI} - T_0) - \tilde{e}_{Ft} \times \tilde{\alpha}_{FI} \times (\tilde{T}_{Ft} - T_0) - \tilde{e}_L \times \tilde{\alpha}_{LI} \times (\tilde{T}_{LI} - T_0) - \tilde{e}_W \times \tilde{\alpha}_{WI} \times (\tilde{T}_{WI} - T_0) \quad (95)$$

with

$$e_{Ft} + \tilde{e}_{Ft} + e_L + \tilde{e}_L + e_G(Q_{G0}) + e_W + \tilde{e}_W = l_B \quad (96)$$

## 6.3 Compliance of the joint

Lever arms are calculated from 5.4.5. For loose flanges, the assumption of Formulae (59) and (60) shall be used.

The following formulae (97) to (100) apply for all load conditions ( $I = 0, 1, 2, \dots$ ) except (99) that does not apply for  $I=0$ . For load conditions ( $I=1,2,\dots$ ) where  $F_{RI} = 0$ , the value of  $Y_{RI}$  will not be evaluated. For load conditions ( $I=1,2,\dots$ ) where  $P_I = 0$ , the value of  $Y_{QI}$  will not be evaluated. In (98),  $Q_{G0} = \frac{F_{G0}}{A_{Ge}}$  shall be used for the determination of  $E_{Gi}$ .

$$Y_{BI} = Z_L \times h_L^2 / E_{LI} + \tilde{Z}_L \times \tilde{h}_L^2 / \tilde{E}_{LI} + X_B / E_{BI} + X_W / E_{WI} + \tilde{X}_W / \tilde{E}_{WI} \quad (97)$$

$$Y_{GI} = Z_F \times h_G^2 / E_{FI} + \tilde{Z}_F \times \tilde{h}_G^2 / \tilde{E}_{FI} + Y_{BI} + X_G / E_{GI} \quad (98)$$

$$Y_{QI} = Z_F \times h_G \times (h_H - h_P + h_Q) / E_{FI} + \tilde{Z}_F \times \tilde{h}_G \times (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P + \tilde{h}_Q) / \tilde{E}_{FI} + Y_{BI} \quad (99)$$

$$Y_{RI} = Z_F \times h_G \times (h_H + h_R) / E_{FI} + \tilde{Z}_F \times \tilde{h}_G \times (\tilde{h}_H + \tilde{h}_R) / \tilde{E}_{FI} + Y_{BI} \quad (100)$$

NOTE In Formulae (97) to (100):

- only one term in which the parameters Z and E have the subscript F relates to each integral flange (or blank flange); for the same gasket side (side without ~, side with ~), any term in which Z and E have the subscript L is not applicable;

- two terms always relate to each loose flange;
- the first relates to the flange itself (term in which Z and E have the subscript L);
- the second relates to its collar (term in which Z and E have the subscript F).

If there is neither loose flange nor washers only one term exists (for the bolts) in Formula (97).

## 6.4 Minimum forces necessary for the gasket

### 6.4.1 Assembly condition ( $I = 0$ )

Minimum gasket force:

$$F_{G0min} = A_{Ge} \times Q_A \quad (101)$$

If no specific leak rate is requested, then use  $Q_{0,min}$  (from Annex G) instead of  $Q_A$ .

### 6.4.2 Subsequent conditions ( $I = 1, 2, \dots$ )

Force required ensuring:

- leak-tightness
- no loss of contact at bolts or nuts due to external compression axial load on the joint, to thermal unloading or to negative fluid pressure
- sufficient axial load on the gasket in order to counter its potential sliding due to external torsion moments and radial forces by friction at flange/gasket interface

$$F_{GImin} = \max \left\{ A_{Ge} \times Q_{Smin(L),I}; - (F_{QI} + F_{RI}); \frac{F_{LI}}{\mu_G} + \frac{2 \times M_{TGI}}{\mu_G \times d_{Gt}} - \frac{2 \times M_{AI}}{d_{Gt}} \right\} \quad (102)$$

For gaskets according to Figure 4c) to Figure 4f), the first part of the third term ( $\frac{F_{LI}}{\mu_G}$ ) of Formula (102) should be neglected.

If no specific leak rate is requested, then use  $m \times |P_l|$  (with m from Annex G) instead of  $Q_{Smin(L),I}$ .

When no specific data are available for the value of  $\mu_G$ , the generic values from Table E.1 can be taken as an approximation.

**NOTE 1** It is essential that the selection of  $Q_{Smin(L),I}$  depends on the initial gasket surface pressure  $Q_A$  which is applied in the assembly condition.  $Q_A$  and  $Q_{Smin(L),I}$  are a pair of variables which are determined in a leakage test according to EN 13555:2014 and which belong together. The lowest acceptable value of  $Q_A$  is equal to  $Q_{min(L),I}$ , in this case  $Q_{Smin(L),I} = Q_A$ . The higher  $Q_A$  can be chosen, the lower  $Q_{Smin(L),I}$  can get.

**NOTE 2** A calculation can be performed with no specified leakage rate using the values of  $Q_{0,min}$  and m in the table of Annex G. The expected leakage rate can be assessed from the average gasket surface pressure ( $F_{GI}/A_{Ge}$ ) obtained in the first calculation for the considered condition and using the EN 13555:2014 leakage diagram for the relevant gasket (type) and test conditions.

## 6.5 Internal forces in assembly condition ( $I = 0$ )

### 6.5.1 Required forces

To guarantee that the gasket force in subsequent conditions never falls below the value  $F_{G\min}$  given by Formula (102) the gasket force in the assembly condition shall be at least the following:

$$F_{GA} = \max_{all \ I \neq 0} \left\{ \frac{F_{GI \ min} \times Y_{GI} + F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I}{(Y_{G0} \times P_{QRI})} \right\} \quad (103)$$

Formula (103) does not take into account plastic deformation that can happen in the subsequent conditions of assembly phase. Where this plastic deformation is considered significant, it is recommended to replace Formula (103) by Formula (104) below and that method detailed in Annex H or equivalent is used.

$$F_{GA} = \max_{all \ I \neq 0} \left\{ \frac{F_{GI \ min} \times Y_{GI} + F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I + [e_G(Q_{G0}) - e_{G(A)}]}{(Y_{G0} \times P_{QRI})} \right\} \quad (104)$$

The above alternative Formula (104) enables to take plastic deformation into account, by introducing the difference between the compressed gasket thickness after assembly  $e_G(Q_{G0})$  and the gasket compressed thickness after all conditions have occurred  $e_{G(A)}$ .

- When no plastic deformation happens in the subsequent condition after assembly we have  $e_G(Q_{G0}) = e_{G(A)}$  and Formula (104) is equivalent to Formula (103).
- When plastic deformation happens in the subsequent condition after assembly we have  $e_G(Q_{G0}) > e_{G(A)}$ .

Taking into account what is also necessary for seating of the gasket the required gasket force and the corresponding bolt load are as follows:

$$F_{G0 \ req} = \max\{F_{G0 \ min}; F_{GA}\} \quad (105)$$

$$F_{B0 \ req} = F_{G0 \ req} + F_{R0} \quad (106)$$

If the value  $F_{G0\text{req}}$  given by Formula (105) is higher than the value  $F_{G0}$  assumed up to this step, the calculation shall be repeated from Formula (52), using a higher value for  $F_{G0}$  until:

$$F_{G0 \ req} \leq F_{G0} \quad (107)$$

On the contrary, if the value  $F_{G0\text{req}}$  given by Formula (105) is lower than the value  $F_{G0}$  assumed up to this step, this value is acceptable, because it gives a higher approximation of the true  $F_{G0\text{req}}$ .

The true value  $F_{G0\text{req}}$  may be found through a number of iterations great enough so that:

$$F_{G0} \approx F_{G0\text{req}} \quad (108)$$

Within the required precision.

A precision of 5 % is enough, with  $F_{G0}$  greater than  $F_{G0\text{req}}$ . To obtain a result almost independent of the operator, a precision of 0,1 % is however recommended.

### 6.5.2 Accounting for bolt-load scatter at assembly

The actual force,  $F_{B0}$  is limited as follows:

$$F_{B0\min} \leq F_{B0} \leq F_{B0\max} \quad (109)$$

where

$$F_{B0\min} = F_{B0\text{av}} \times (1 - \varepsilon_-) \quad (110)$$

$$F_{B0\max} = F_{B0\text{av}} \times (1 + \varepsilon_+) \quad (111)$$

Annex B, gives theoretical indicative values of scatter of initial bolt load of a single bolt ( $\varepsilon_-, \varepsilon_+$ ) in Table B.1, as possible Formulae enabling to assess the scatter for the global load of all the bolts bolt ( $\varepsilon_-, \varepsilon_+$ ).

After assembly, the actual bolt force achieved shall be not less than the required minimum bolt force  $F_{B0\text{req}}$ :

$$F_{B0\min} \geq F_{B0\text{req}} \quad (112)$$

Consequently, the scatter of the bolt-tightening shall be taken account of in the following way:

a) nominal bolt assembly force, used to define the bolting-up parameters:

1) for bolt-tightening methods involving control of bolt-load:

$$F_{B0\text{nom}} \geq \frac{F_{B0\text{req}}}{(1 - \varepsilon_-)} \quad (113)$$

2) for bolt-tightening methods involving no control of bolt-load:

The value to be selected for  $F_{B0\text{nom}}$  is the average bolt load  $F_{B0\text{av}}$  that can really be expected in practise for the method used, independently of  $F_{B0\text{req}}$ .

The following condition shall be met:

$$F_{B0\text{nom}} = F_{B0\text{av}} \geq \frac{F_{B0\text{req}}}{(1 - \varepsilon_-)} \text{ where } \varepsilon_1 = 0,5 \quad (114)$$

If not, the bolt-tightening method initially chosen is not valid and shall be changed.

NOTE For the common case of manual bolt-tightening, Annex B gives an estimate of  $F_{B0\text{av}}$ .

b) maximum forces to be used for load ratios calculation (Clause 7) in assembly condition:

They shall be based on the nominal bolt assembly force selected according to a) above:

$$F_{B0\max} = F_{B0\text{nom}} \times (1 + \varepsilon_+) \quad (115)$$

$$F_{G0\max} = F_{B0\max} - F_{R0} \quad (116)$$

The effective gasket width  $b_{Ge}$  shall not be recalculated for  $F_{G0\max}$ .

## 6.6 Internal forces in subsequent conditions ( $I = 1, 2, \dots$ )

To prevent leakage, the gasket force in all subsequent conditions shall be at least the minimum required  $F_{GI\min}$  from Formula (102).

This corresponds to a gasket assembly force equal to  $F_{GA}$  from Formula (103) or (104).

If the admissibility of the forces in the connection has been proved for this value of the gasket forces in the assembly conditions, and in practise a higher bolt load involving  $F_{G0} > F_{GA}$  is applied, plastic deformations may occur in subsequent load conditions. In case of frequent re-assembly (which each of them may generate a bolt load  $F_{GA} + F_{R0}$ ) it is important to avoid accumulation of the plastic deformations that may occur at start-up after each re-assembly. This is obtained by checking the load limits of the flange connection, in subsequent conditions, for an assembly gasket force  $F_{G0d}$  defined by the formula below.

$$F_{G0d} = \max\{F_{GA}; (2/3) \times (1 - 10/N_R) \times F_{B0\max} - F_{R0}\} \quad (117)$$

Subsequent gasket force and bolt load for load limit calculations then are

$$F_{GI} = \{F_{G0d} \times Y_{G0} \times P_{QRI} - [F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I]\}/Y_{GI} \quad (118)$$

Formula (118) does not take into account plastic deformation that can happen in the subsequent conditions of assembly phase. Where this plastic deformation is considered significant, it is recommended to replace Formula (118) by Formula (119) below and that method detailed in Annex H or equivalent is used.

$$F_{GI} = \{F_{G0d} \times Y_{G0} \times P_{QRI} - [F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I] - [e_G(Q_{G0}) - e_G(A)]\}/Y_{GI} \quad (119)$$

The above alternative Formula (119) enables to take it into account, by introducing the difference between the compressed gasket thickness after assembly  $e_G(Q_{G0})$  and the gasket compressed thickness after all conditions have occurred  $e_G(A)$ .

- When no plastic deformation happens in the subsequent condition after assembly we have  $e_G(Q_{G0}) = e_G(A)$  and Formula (119) is equivalent to Formula (118).
- When plastic deformation happens in the subsequent condition after assembly we have  $e_G(Q_{G0}) > e_G(A)$ .

From values calculated from Formulae (118) or (119), the bolt force in subsequent conditions shall be calculated as follows:

$$F_{BI} = F_{GI} + (F_{QI} + F_{RI}) \quad (120)$$

Then in Clause 7 the admissibility is checked with the following approach:

- For assembly condition,  $F_{B0\max}$  and  $F_{G0\max}$  shall be used.
- For subsequent conditions,  $F_{BI}$  and  $F_{GI}$  shall be used.

## 7 Load limits

### 7.1 General

Loads on the joint system shall be within safe limits at all times. These limits are expressed in calculated load ratios.

Each load ratio  $\Phi$  ... shall be less than or equal to unity for all conditions ( $I = 0, 1, 2 \dots$ ).

The index I for the load condition is omitted in the following for simplification.

Nominal design stresses in assembly condition are the same as in test condition (see 4.3).

NOTE It is reminded that for bolting-up condition ( $I = 0$ ), the forces to be considered are the maximum forces (see 6.5.2 b).

## 7.2 Bolts

Nominal design stress of bolts shall be determined by the same rules as used for nominal design stress of flanges and shells (see 4.3).

Bolt load ratio:

$$\Phi_B = \frac{1}{f_B \times c_B} \sqrt{\left(\frac{F_B}{A_B}\right)^2 + 3 \times \left(c_A \times \frac{M_{tB}}{I_B}\right)^2} \leq 1,0 \quad (121)$$

Where  $c_A$  and  $c_B$  defined as follows:

- $c_A = 1$  in assembly condition, for bolt material with minimum rupture elongation  $A \geq 10\%$  (122)

- $c_A = 4/3$  in assembly condition, for bolt material with minimum rupture elongation  $A < 10\%$  (123)

- $c_A = 0$  in assembly conditions when no torque is applied on the bolt (tensioner) and in all the subsequent conditions (124)

NOTE 1 The value  $c_A = 1$  is based on a plastic limit criterion. Due to this criterion, some limited plastic strains may occur at periphery of the bolts in assembly condition.

Use of this criterion has been validated by industrial experience, for bolt material with sufficient ductility ( $A \geq 10\%$ ).

The value  $c_A = 4/3$  is based on an elastic limit criterion. Even with sufficiently ductile bolt material, it may be selected if a strict elastic behaviour of the bolts is wished in assembly condition.

Concerning  $c_B$ , it is recommended to apply nuts with specified proof load values not less than the minimum proof load values of the screws on which they are mounted ( $e_N \times f_N \geq 0,8 \times d_{B0} \times f_B$ ). If bolts are screwed in the flange, the engagement length of screws in threaded holes shall be sufficiently large ( $l_{5t} \geq 0,8 \times d_{B0} \times f_B/f_F$ ). These two aspects are taken into account by introducing a correction factor  $c_B \leq 1$ , determined as follows:

$$c_B = \min \left\{ 1,0; e_N \times \frac{f_N}{(0,8 \times d_{B0} \times f_B); l_{5t}} \times \frac{f_F}{0,8 \times d_{B0} \times f_B} \right\} \quad (125)$$

NOTE 2 If  $c_B < 1,0$  the design can be improved.

For good practice, a minimum load ratio should be observed and determined according to bolt material class (for example,  $\Phi_{B0\min} = 0,3$  for commonly used bolt material).

## 7.3 Gasket

Gasket load ratio:

$$\Phi_G = \frac{F_G}{A_{Gt} \times Q_{smax}} \leq 1,0 \quad (126)$$

## 7.4 Integral flange and collar

Load ratio for flange, or collar

$$\Phi_F = |F_G \times h_G + F_Q \times (h_H - h_P + h_Q) + F_R \times (h_H + h_R)| / W_F \leq \Phi_{max} \quad (127)$$

With

$$\Phi_{max} = \begin{cases} \min \left( 1,0; 0,6 + \frac{1}{\sqrt{[5,25 + (\frac{d_4}{d_0} - 1)^2]}} \right) & \text{for integral flanges having } \frac{d_4}{d_0} > 2,0 \\ 1,0 & \text{for other integral flanges} \\ 1,0 & \text{for collars} \end{cases} \quad (128)$$

$$W_F = (\pi/4) \times \{f_F \times 2 \times b_F \times e_F^2 \times (1 + 2 \times \Psi_{opt} \times \Psi_Z - \Psi_z^2) + f_E \times d_E \times e_D^2 \times c_M \times j_M \times k_M\} \quad (129)$$

$$f_E = \min(f_F; f_S) \quad (130)$$

$$\delta_Q = P \times d_E / (f_E \times 2 \times e_D \times \cos \varphi_S) \quad (131)$$

$$\delta_R = F_R / (f_E \times \pi \times d_E \times e_D \times \cos \varphi_S) \quad (132)$$

$$c_M = \begin{cases} \sqrt{1,33 \times [1 - 0,75 \times (0,5 \times \delta_Q + \delta_R)^2] \times [1 - (0,75 \times \delta_Q^2 + 1 \times \delta_R^2)]} & \text{for conical and cylindrical shell} \\ \sqrt{1,33 \times [1 - 0,75 \times (0,5 \times \delta_Q + \delta_R)^2] \times [1 - (0,25 \times \delta_Q^2 + 3 \times \delta_R^2)]} & \text{for spherical shell} \end{cases} \quad (133)$$

$$c_S = \begin{cases} \frac{\pi}{4} \times \sqrt{1 - 0,75 \times (0,5 \times \delta_Q + \delta_R)^2} + j_s \times (0,5 \times \delta_R - 0,75 \times \delta_Q) & \text{for conical and cylindrical shell} \\ \frac{\pi}{4} \times \sqrt{1 - 0,75 \times (0,5 \times \delta_Q + \delta_R)^2} + j_s \times (1,5 \times \delta_R - 0,25 \times \delta_Q) & \text{for spherical shell} \end{cases} \quad (134)$$

$$j_M = \frac{F_G \times h_G + F_Q \times (h_H - h_P + h_Q) + F_R \times (h_H + h_R)}{|F_G \times h_G + F_Q \times (h_H - h_P + h_Q) + F_R \times (h_H + h_R)|} \quad (135)$$

$j_M$  is equal to +1 or -1 depending on the sign of the expression below:

$$F_G \times h_G + F_Q \times (h_H - h_P + h_Q) + F_R \times (h_H + h_R) \\ j_s = \pm 1 \quad (136)$$

$$-1 \leq k_M \leq +1 \quad (137)$$

$$0 \leq k_S \leq 1 \quad (138)$$

$$\begin{aligned} \Psi_{(j_S, k_M, k_S)} &= \left( \frac{f_E \times d_E \times e_D \times \cos \varphi_S}{f_F \times 2 \times b_F \times e_F} \right) \\ &\times \left\{ (0,5 \times \delta_Q + \delta_R) \times \tan \varphi_S - \delta_Q \times 2 \times \frac{e_P}{d_E} + j_S \times k_S \times \sqrt{\frac{e_D \times c_M \times c_S \times (1+j_S \times k_M)}{d_E \times \cos^3 \varphi_S}} \right\} \end{aligned} \quad (139)$$

The values of  $j_S$ ,  $k_M$  and  $k_S$  to be used are defined in the calculation sequence described following Table 2.

$$\Psi_{\text{opt}} = j_M \times (2 \times e_P / e_F - 1) \text{ with } (-1 \leq \Psi_{\text{opt}} \leq +1) \quad (140)$$

$$\Psi_0 = \Psi_{(0,0,0)} \quad (141)$$

$$\Psi_{\text{max}} = \Psi_{(+1,+1,+1)} \quad (142)$$

$$\Psi_{\text{min}} = \Psi_{(-1,-1,+1)} \quad (143)$$

The value  $\Psi_z$  in Formula (129) depends on  $j_M$  and  $\Psi_{\text{opt}}$  as given in Table 2.

**Table 2 — Determination of  $\Psi_z$**

$j_M$	Range of $\Psi_{\text{opt}}$	$k_M$	$\Psi_z (j_S, k_M, k_S)$
$j_M = +1$	$\Psi_{\text{max}} \leq \Psi_{\text{opt}}$	$k_M = +1$	$\Psi_z = \Psi_{\text{max}}$
	$\Psi_0 \leq \Psi_{\text{opt}} < \Psi_{\text{max}}$	$k_M = +1$	$\Psi_z = \Psi_{\text{opt}}$
	$\Psi_{\text{opt}} < \Psi_0$	$k_M < +1$	$\Psi_z = \Psi_{(-1, k_M, +1)}$
$j_M = -1$	$\Psi_{\text{opt}} \leq \Psi_{\text{min}}$	$k_M = -1$	$\Psi_z = \Psi_{\text{min}}$
	$\Psi_{\text{min}} < \Psi_{\text{opt}} \leq \Psi_0$	$k_M = -1$	$\Psi_z = \Psi_{\text{opt}}$
	$\Psi_0 < \Psi_{\text{opt}}$	$k_M > -1$	$\Psi_z = \Psi_{(+1, k_M, +1)}$

The sequence of calculation shall be as follows:

a) Calculate  $e_D$  from Formula (16),  $\beta$  having previously been calculated by Formula (17).

b) Calculate  $f_E$ ,  $\delta_Q$ ,  $\delta_R$ ,  $c_M$  from Formulae (130) to (133).

(If the value in the root giving  $c_M$  is negative the hub is overloaded).

c) Calculate  $c_s (j_S = +1)$ ,  $c_s (j_S = -1)$ ,  $j_M$ ,  $\Psi_{\text{opt}}$ ,  $\Psi_0$ ,  $\Psi_{\text{max}}$ ,  $\Psi_{\text{min}}$ , from Formulae (134) to (143).

(If  $\Psi_{\text{max}} < -1$  or  $\Psi_{\text{min}} > +1$  the ring is overloaded).

- d) Determine  $k_M$  and  $\Psi_z$  according to Table 2. When that table gives  $k_M < +1$  or  $k_M > -1$ , the value of  $k_M$  shall be determined so that  $W_F$  according to Formula (129) reaches the maximum value in e). The value of  $\Psi_z$  associated with  $k_M$  is given in Formula (139);
- e) Calculate  $W_F$  and  $\Phi_F$  from Formulae (129), (127).

## 7.5 Blank flange

Load ratio for blank flange:

$$\Phi_F = \max \left\{ \begin{array}{l} \left| F_B \times h_G + F_Q \times (1 - \rho^3) \times \frac{d_{Ge}}{6} + F_R \times (1 - \rho) \times \frac{d_{Ge}}{2} \right|; \\ \left| F_B \times h_G + F_Q \times (1 - \rho^3) \times \frac{d_{Ge}}{6} \right|; \\ \left| F_R \times (1 - \rho) \times \frac{d_{Ge}}{2} \right|; \end{array} \right\} / W_F \leq 1,0 \quad (144)$$

$$W_F = (\pi/4) \times f_F \times \{2 \times b_F \times e_F^2 + d_0 \times (1 - \rho) \times e_0^2\} \quad (145)$$

If there is a possible critical section where  $e_X < e_F$  (see Figure 11), then calculate additionally the following load ratio:

$$\Phi_X = F_B \times (d_3 - d_X) / (2 \times W_X) \leq 1,0 \quad (146)$$

$$W_X = (\pi/4) \times f_F \times \{(d_4 - 2 \times d_{5e} - d_X) \times e_F^2 + d_X \times e_X^2\} \quad (147)$$

## 7.6 Collar with loose flange

Load ratio for loose flange:

$$\Phi_L = F_B \times h_L / W_L \leq \Phi_{max} \quad (148)$$

With

$$\Phi_{max} = \left\{ \begin{array}{l} \min \left( 1,0; 0,6 + \frac{1}{\sqrt{[5,25 + (\frac{d_4}{d_6} - 1)^2]} } \right) \text{ for loose flanges having } \frac{d_4}{d_6} > 2,0 \\ 1,0 \text{ for other loose flanges} \end{array} \right\} \quad (149)$$

$$W_L = \left( \frac{\pi}{2} \right) \times f_L \times b_L \times e_L^2 \quad (150)$$

Load ratio for collar can be evaluated arbitrarily from 7.4 or from Formula (151). The more favourable result (i.e. the smaller of both  $\Phi_F$  values) is valid.

Formula (151) only applies to connections using a flat gasket with  $(d_{G2} - d_7) > 0$ .

$$\Phi_F = \frac{|F_Q + F_R| \times h_H}{(\pi/4) \times d_E \times [f_E \times \min\{e_E^2, e_F^2\} + \min\{f_F \times e_F^2, Q_{Smax} \times (d_{G2} - d_7)^2 / 4\}]} \leq 1,0 \quad (151)$$

The lever arms  $h_G, h_H, h_L$  may be determined by variation of the diameter  $d_7$  in such a way that Formulae (148), (150), (151) and (127), (129) to (143) all give the most favourable result, i.e.  $\max(\Phi_L, \Phi_F)$  is minimum.

In the case of  $F_Q + F_R > 0$  the most favourable result is generally obtained near  $d_7 \text{ min}$  according to Formulae (82). In the assembly condition (with  $F_Q = 0$  and  $F_R = 0$ ), in contrast the optimum is near  $d_7 \text{ max}$  calculated with Formula (84).

Diameter  $d_7$  may be different depending on the load condition. For the assembly condition ( $I = 0$ ) the load limit calculations may be performed with a value  $d_7$  differing from the value  $d_{70}$  given in Formula (59). However, the limit values of  $d_7$  and  $d_{70}$  according to Formulae (83) and (59) must be observed.

**Annex A**  
(informative)

**Dimensions of standard metric bolts**

**Table A.1 — Metric bolt meters**

Bolt size <sup>a</sup>	$d_{B0}$	$d_{Be}$ <sup>b</sup>	$d_{Bs}$	
			c	d
M6 x 1	6	5,06	-	5,3
M8 x 1,25	8	6,83	-	7,1
M10 x 1,5	10	8,59	-	9,0
M12 x 1,75	12	10,36	8,5	10,8
M14 x 2 <sup>e</sup>	14	12,12	10,0	12,7 <sup>f</sup>
M16 x 2	16	14,12	12,0	14,7
M18 x 2,5 <sup>e</sup>	18	15,65	-	16,3 <sup>f</sup>
M20 x 2,5	20	17,65	15,0	18,3
M22 x 2,5 <sup>e</sup>	22	19,65	-	20,3 <sup>f</sup>
M24 x 3	24	21,19	18,0	22,0
M27 x 3	27	24,19	20,5	25,0 <sup>f</sup>
M30 x 3,5	30	26,72	23,0	27,7
M33 x 3,5 <sup>e</sup>	33	29,72	25,5	30,7 <sup>f</sup>
M36 x 4	36	32,25	27,5	33,4
M39 x 4	39	35,25	30,5	36,4 <sup>f</sup>
M42 x 4,5	42	37,78	32,5	39,0
M45 x 4,5	45	40,78	35,5	42,0 <sup>f</sup>
M48 x 5	48	43,31	37,5	44,7
M52 x 5	52	47,31	41,0	48,7 <sup>f</sup>
M56 x 5,5	56	50,84	44,0	52,4
M60 x 5,5 <sup>e</sup>	60	54,84	-	56,4
M64 x 6	64	58,37	51,0	60,1
M68x 6 <sup>e</sup>	68	62,37	-	64,1
M72 x 6	72	66,37	58,5	68,1
M76 x 6 <sup>e</sup>	76	70,37	-	72,1
M80 x 6	80	74,37	66,0	76,1
M90 x 6	90	84,37	75,0	86,1
M100 x 6	100	94,37	84,0	96,1

<sup>a</sup> For M6 to M64, the pitch  $p_t$  is that of the normal series (according to ISO 261); up to and including M64 the nominal dimensions conform to EN ISO 4014 and EN ISO 4016.

<sup>b</sup> The value of  $d_{Be}$  corresponds to the following definition:

$$d_{Be} = (d_{B2} + d_{B3})/2 \text{ (see Figure 3); } d_{Be} = d_{B0} - 0,9382 \times p_t$$

<sup>c</sup> Diameter of neck for necked-down bolts (dimensions not standardized by EN or ISO)

<sup>d</sup> Body diameter for rolled thread (approximately equal to the basic pitch diameter  $d_{B2}$  according to ISO 724).

<sup>e</sup> Non-preferred sizes.

<sup>f</sup> Dimensions not standardized by EN or ISO.

## Annex B (informative)

### Tightening

#### B.1 Scatter of initial bolt load of a single bolt — Indicative values $\varepsilon_{1-}$ and $\varepsilon_{1+}$ for a single bolt

**Table B.1 — Scatter of initial bolt load of a single bolt — Indicative values  $\varepsilon_{1-}$  and  $\varepsilon_{1+}$  for a single bolt**

Bolting up (tightening) method; Measuring method	Factors affecting scatter	Scatter value	
		$\varepsilon_{1-}$	$\varepsilon_{1+}$
Wrench: operator feel or uncontrolled	Friction, Stiffness, Qualification of operator	$0,3 + 0,5 \times \mu$	$0,3 + 0,5 \times \mu$
Impact wrench	Friction, Stiffness, Calibration	$0,2 + 0,5 \times \mu$	$0,2 + 0,5 \times \mu$
Torque wrench = Wrench with measuring of torque (only)	Friction, Calibration, Lubrification	$0,1 + 0,5 \times \mu$	$0,1 + 0,5 \times \mu$
Hydraulic tensioner; Measuring of hydraulic pressure	Stiffness, Bolt length, Calibration	0,2	0,4
Wrench or hydraulic tensioner; Measuring of bolt elongation	Stiffness, Bolt length, Calibration	0,15	0,15
Wrench, Measuring of turn of nut (nearly to bolt yield)	Stiffness, Friction, Calibration	0,10	0,10
Wrench, Measuring of torque and turn of nut (nearly to bolt yield)	Calibration	0,07	0,07

<sup>a</sup> Very experienced operators can achieve scatter less than given values (e.g.  $\varepsilon = 0,2$  instead of  $\varepsilon = 0,3$  with torque wrench); for inexperienced operators scatter can be greater than shown.  
<sup>b</sup> Tabulated scatter values are for a single bolt, the scatter of the total bolt load will be less, for statistical reasons, see B.2.  
<sup>c</sup> With hydraulic tensioner,  $\varepsilon_{1+}$  et  $\varepsilon_{1-}$  are not equal, due to the fact that an additional load is supplied to the bolt while turning the unit to contact, prior to load transfer to the nut.  
<sup>d</sup>  $\mu$  is the friction coefficient which can be assumed between bolt and nut.

#### B.2 Scatter for the global load of all the bolts

All bolt-tightening methods involve some degree of inaccuracy. The resulting scatter values for a set of  $n_B$  bolts are  $\varepsilon_+$  and  $\varepsilon_-$ , respectively above and below the target value. Table B.1 gives indicative values  $\varepsilon_{1+}$  and  $\varepsilon_{1-}$  for single bolts.

When the accuracy of the tightening of one bolt is not influenced by the other bolts, the scatter values  $\varepsilon_+$  and  $\varepsilon_-$  for the total bolt load are reasonably expressed in terms of  $n_B$ ,  $\varepsilon_{1+}$  and  $\varepsilon_{1-}$  as described below.

$$\varepsilon_+ = \varepsilon_{1+} \times \frac{\left(1 + \frac{3}{\sqrt{n_B}}\right)}{4} \quad (\text{B.1})$$

$$\varepsilon_- = \varepsilon_{1-} \times \frac{\left(1 + \frac{3}{\sqrt{n_B}}\right)}{4} \quad (\text{B.2})$$

### B.3 Manual uncontrolled tightening

By manual use of standard ring wrenches (without additional lever arm, without hammer impacts and without measuring of force or torque), the achieved average initial bolt force is limited by the wrench length (about  $20 \times d_{B0}$ ), the power of the operator (maximum value about 1000 N) and the friction at the bolts ( $\mu_B > 0,1$ ).

For  $d_{B0} < 24$  mm, an initial bolt stress greater than 600 MPa may be achieved and the bolt may be destroyed if the operator has no feeling.

For  $d_{B0} > 36$  mm, the achieved initial bolt stress is less than 200 MPa, what is not sufficient in most cases.

For manual uncontrolled tightening by sufficient experienced operators the following estimate for the average total bolt force may be made:

$$F_{B0\ av} = \min(A_B \times f_{B0}; n_B \times 200000) \quad (\text{B.3})$$

Where  $A_B$  is expressed in  $\text{mm}^2$ ,  $f_{B0}$  in [MPa] and  $F_{B0\ av}$  in [N].

However, such uncontrolled tightening is not recommended.

### B.4 Assembly using torque wrench

The nominal torque applied to tighten bolt is:

$$M_{t,nom} = k_B \times F_{B0nom}/n_B \quad (\text{B.4})$$

Hence the nominal bolt assembly force is:

$$F_{B0nom} = n_B \times M_{t,nom}/k_B \quad (\text{B.5})$$

The general formula for  $k_B$  is:

$$k_B = p_t/(2 \times \pi) + \mu_t \times d_t/(2 \times \cos \alpha) + \mu_n \times d_n/2 \quad (\text{B.6})$$

where

$d_n$  mean contact diameter under nut or bolt head;

$d_t$  mean contact diameter on thread;

$\mu_n$  friction coefficient under nut or bolt head;

$\mu_t$  friction coefficient on thread;

$p_t$  thread pitch;

$\alpha$  half thread-angle.

In Formula (B.6), the first term is due to inclination of the thread helix angle, the second is due to friction between threads, and the third is due to friction under the nut (or bolt head).

For threads of ISO triangular profile, the expression of  $k_B$  becomes:

$$k_B = 0,159 \times p_t + 0,577 \times \mu_t \times d_{B2} + 0,5 \times \mu_n \times d_n \quad (\text{B.7})$$

where

$d_{B2}$  is the mean thread diameter (see Figure 3).

The values given below for  $\mu_t$ ,  $\mu_n$ , are very rough estimated values, the highest being for austenitic steels. Precise friction coefficients shall be gathered from the lubricant manufacturer, knowing the precise used lubricant reference.

- 0,10 to 0,15 for smooth, lubricated surfaces
  - 0,15 to 0,25 for average, "normal" conditions
  - 0,20 to 0,35 for rough, dry surfaces
- (B.8)

NOTE Use of simple torque wrench without torque multiplier device is limited to about  $M_{t,nom} \approx 1\,000 \text{ Nm}$ .

### Nominal twisting moment on bolt shanks

This moment is approximately equal to the part of assembly torque due to the friction coefficient on threads. From Formulae (B.4) and (B.7), it writes:

$$M_{tB} = \begin{cases} (0,159 \times p_t + 0,577 \times \mu_t \times d_{B2}) \times F_{B0nom}/n_B & \text{for ISO threads} \\ \left(0,159 \times p_t + \frac{\mu_t \times d_t}{2 \times \cos \alpha}\right) \times F_{B0nom}/n_B & \text{for other kind of threads} \end{cases} \quad (\text{B.9})$$

## B.5 Assembly using bolt tensioner

When assembling and tightening a joint using Hydraulic Bolt Tensioning the factors affecting the achieved scatter and achieved residual bolt load are different to torquing.

The most significant factor in bolt tensioning is Tool Load Loss, this should be determined as follows.

To achieve a Nominal Bolt force  $F_{B0 nom}$  in all cases of Hydraulic tensioning a Tool load loss factor should be added to determine the Applied Bolt Force required to produce the required Nominal Bolt force  $F_{B0nom}$ . This additional Applied Force should be considered when selecting Bolt material and tightening method to ensure that the applied load in a bolt will not take the bolt into plastic deformation.

Tool Load loss occurs due to the transfer loss when the pressure is released from the Hydraulic tensioner by the load transfers from the threads of the tensioner to the threads of the nut. This causes thread

deflection in the nut and consequent load loss. (An additional but smaller load loss occurs as the nut settles onto the flange nut spot face as load transfers to the nut.)

Tool load loss is dependent upon the diameter of bolt, the thread pitch and the load and increases in significance as the L/D ratio (Effective length/ root diameter of the bolt) reduces.

When the L/D ratio is below 4 generally torque is more accurate.

Alternative methods of calculating tool load loss factor are described in standards such as Norsok L005.

Tensioning offers the advantage of multiple tools tightening bolts simultaneously with a direct axial pull, this gives even gasket compression. However on most standard flanges it is impossible to fit tensioning tools on every bolt on one side of the joint (one flange) due to clearance issues. Common practice has developed to apply 50 % tensioning to applications other than highly critical joints such as nuclear or high cost such as sub sea.

In typical applications, tensioner is fitted to every other bolt and 50 % of the bolts are then tightened. The tensioners are then moved to the other 50 % of bolts which are then tightened.

As the second set of bolts tighten the gasket compresses further resulting in load loss in the first set of bolts. Therefore for speed i.e. to complete tightening in two passes it is common practice to apply a Flange Load Loss Factor to the first set of bolts and tighten them to a higher level to allow for the loss as the gasket compresses.

This factor and procedure is often referred to as Flange Load loss factor and shall be planned and considered when tensioning bolts to ensure that neither the flange gasket nor bolt is taken beyond desired stress /Load limits during assembly /tightening or at any phase.

Where Flange load loss factor creates an issue then the 100 % figure can be used with repeat passes until no nut movement occurs. This should be done system by system to ensure no foul play.

## Annex C (informative)

### Flange rotations

#### C.1 General

The flange rotations which can be expected in practice are dependent among other parameters, on the true initial bolt force applied at bolting-up. Also, some (small) plastic deformation may occur, both at bolting-up and in subsequent conditions. Therefore:

- only lower and upper limits to the rotations can be evaluated, assuming successively minimum and maximum possible values of initial bolt load;
- only the elastic part of the rotations can be calculated.

#### C.2 Use of flange rotation

If the gasket manufacturer specifies a maximum acceptable value of flange rotation for the gasket, then the calculated values shall be checked to ensure that they are less than the maximum acceptable value.

Measured values of  $\theta_F + \tilde{\theta}_F$ , respectively  $\theta_L + \tilde{\theta}_L$ , can be used to control the bolt load during assembly.

#### C.3 Calculation of flange rotations

The elastic rotation of each flange or collar may be calculated from the following Formula (C.1) and for loose flanges from Formula (C.2):

$$\theta_F = \frac{Z_F}{E_F} \times \left\{ F_G \times h_G + F_Q \times (h_H - h_P + h_Q) + F_R \times (h_H + h_R) \right\} \quad (\text{C.1})$$

$$\theta_L = (Z_L/E_L) \times F_B \times h_L \quad (\text{C.2})$$

The preceding formulae are applicable to all loading conditions ( $I = 0, 1, 2 \dots$ ) provided use of appropriate values of  $E_F, E_L, F_Q, F_R, F_G$  et  $F_B$  for each condition:

- $E_{F_I}, E_{L_I}$ : same values as elsewhere;
- $F_{Q_I}, F_{R_I}$ : values according to Formulae (89) and (94);
- $F_{G_I}, F_{B_I}$ : use minimum possible values of gasket and bolt loads to calculate minimum rotations, respectively maximum possible values to calculate maximum rotations.

These values are given by the following formulae:

- For bolting up condition ( $I = 0$ ):

$$F_{B0\min} = F_{B0\text{nom}} \times (1 - \varepsilon_-) \quad (\text{C.3})$$

$$F_{B0\max} = F_{B0\text{nom}} \times (1 + \varepsilon_+) \quad (\text{C.4})$$

$$F_{G0\min} = F_{B0\min} - F_{R0} \quad (C.5)$$

$$F_{G0\max} = F_{B0\max} - F_{R0} \quad (C.6)$$

— For subsequent conditions ( $I \neq 0$ ):

Minimum and maximum values of  $F_{GI}$ ,  $F_{BI}$  are obtained from the following formulae:

$$F_{GI\min} = \{F_{G0\min} \times Y_{G0} \times P_{QRI} - [F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I]\}/Y_{GI} \quad (C.7)$$

$$F_{GI\max} = \{F_{G0\max} \times Y_{G0} \times P_{QRI} - [F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I]\}/Y_{GI} \quad (C.8)$$

$$F_{BI\min} = F_{GI\min} + (F_{QI} + F_{RI}) \quad (C.9)$$

$$F_{BI\max} = F_{GI\max} + (F_{QI} + F_{RI}) \quad (C.10)$$

**Annex D**  
(informative)

**Use of the calculation method**

**D.1 Calculation method principle**

Calculation for sealing performance is based on elastic analysis of the load/deformation relations between all parts of the flange connection, corrected by a possible plastic behaviour of the gasket material. Calculation for mechanical resistance is based on (plastic) limit analysis of the flange-shell combination. Both internal and external loads are considered. Load conditions covered include initial assembly, hydrostatic test, and all significant subsequent operating conditions. The calculation steps are broadly as follows:

- a) First, the required minimum initial bolt load (to be reached at bolting-up) is determined, so that in any subsequent specified load condition, the residual force on the gasket will never be less than the minimum mean value required for the gasket (value is gasket data from EN 1591-2 for instance). The determination of this load is iterative, because it depends on the effective gasket width, which itself depends on the initial bolt load.
- b) Then, the internal forces that result from the selected value of initial bolt load are derived for all load conditions, and the admissibility of combined external and internal forces is checked as follows:
  - 1) bolting-up condition: the check is performed against the maximum possible bolt force that may result from the bolting-up procedure.
  - 2) test and operating conditions: checks are performed against the minimum necessary forces (except when using the special procedure involving a specified bolt load described in 1), to ensure that the connection will be able to develop these minimum forces without risk of yielding, except in highly localised areas. Higher actual initial bolting results in (limited) plastic deformation in subsequent conditions (test, operation). But the checks so defined assure that these deformations will not reduce the bolt force to a value less than the minimum required. To determine the limit of the initial bolt load leading to load ratio of 1.0 equation (F.2) can be used instead of (117). This approach does not consider the load reduction in subsequent conditions due to plastic deformation

If necessary, the flange rotations may be estimated in all load conditions, using Annex C, and the values obtained, compared with the relevant gasket limits which could apply.

EN 1591-1 is based upon the principle that a selected leakage rate is to be achieved. In that case, the gasket sealing coefficients have to be taken from results from tests performed according to EN 13555:2014 or directly from CEN/TR 1591-2:2020. The gasket leakage behaviour is measured according to EN 13555:2014, using Helium. Available, incomplete, models for leakage rate conversion and their limitations are given in Annex I.

But, where there is no requirement on limitation of leakage, the calculation can be performed using gasket coefficients not related to leakage rate (see table of Annex G), the other coefficients are to be obtained in accordance with EN 13555:2014 or directly from CEN/TR 1591-2:2020. In that case the attempted leakage rate can be estimated from the calculated gasket contact pressure and the leakage diagram obtain for that specific gasket type during EN 13555:2014 tests.

The load calculated by the procedures outlined in this standard represent the minimum bolt load that should be applied to the gasket to achieve the required tightness class. Increasing bolt load within acceptable load ratios of the flanges / bolt / gasket, reduces leak rates and produces a conservative design. The designer may choose a bolt load between the load to achieve the tightness class and the load limited by the load ratios.

## **D.2 Mechanical model**

The calculation method is based on the following mechanical model:

- a) Geometry of both flanges and gasket is axisymmetric. Small deviations such as those due to a finite number of bolts are permitted. Application to split loose flanges or oval flanges is not permitted.
- b) The flange ring cross-section (radial cut) remains undeformed. Only circumferential stresses and strains in the ring are treated; radial and axial stresses and strains are neglected. This presupposition requires compliance with condition 4.2 a).
- c) The flange ring is connected to a cylindrical shell. A tapered hub is treated as being an equivalent cylindrical shell of calculated wall thickness, which is different for elastic and plastic behaviour, but always between the actual minimum and maximum thickness. Conical and spherical shells are treated as being equivalent cylindrical shells with the same wall thickness; differences from cylindrical shell are explicitly taken into account in the calculation formula. At the connection of the flange ring and shell, the continuity of radial displacement and rotation is accounted for in the calculation.
- d) The gasket is modelled by elastic behaviour with a plastic correction. For gaskets in incompressible materials which permit large deformations (for example: flat gaskets with rubber as the major component), the results given by the calculation method can be excessively conservative (i.e. required bolting load too high, allowable pressure of the fluid too low, required flange thickness too large, etc.) because it does not take account of such properties.
- e) The gasket contacts the flange faces over a (calculated) annular area. The effective gasket width (radial)  $b_{Ge}$  may be less than the true width of gasket. This effective width  $b_{Ge}$  is calculated for the assembly condition ( $I = 0$ ) and is assumed to be unchanged for all subsequent load conditions ( $I = 1, 2 \dots$ ) even in the case where the gasket stress is higher in one of the subsequent conditions (involved  $E_G$  values modifications are not considered to be of importance for the calculation result). There is no chronological order specified for the subsequent conditions numbering. The calculation of  $b_{Ge}$  includes the elastic rotation of both flanges as well as the elastic and plastic deformations of the gasket (approximately) in assembly condition.
- f) The modulus of elasticity of the gasket at unloading ( $E_G$ ) may increase with the initial compressive stress  $Q_{G0}$  on the gasket. This modulus of elasticity is the unloading elasto-plastic secant modulus measured between 100 % and 33 % for several gasket stress levels. The calculation method uses the highest stress ( $Q_{G0}$ ) in assembly condition.
- g) Creep of the gasket under compression is approximated by a creep relaxation factor  $P_{QR}$ .
- h) Thermal and mechanical axial deformations of flanges, bolts and gasket are taken into account.
- i) Loading of the flange joint is axisymmetric. Any non-axisymmetric bending moment is replaced by an equivalent axial force, which is axisymmetric according to Formula (94).
- j) Load changes between load conditions cause internal changes of bolt and gasket forces. These are calculated with account taken of elastic deformations of all components. To ensure leaktightness, the

required initial assembly force is calculated (see 6.5) to ensure that the required forces on the gasket are achieved under all conditions (see 6.4 and 6.6).

- k) Load limit proofs are based on limit loads for each component. This approach prevents excessive deformations. The limits used for gaskets, which depend on  $Q_{S\max}$  are only approximations.
- l) The model does not take account of the following:
  - m) Bolt bending stiffness and bending strength. This is a simplification. However, the tensile stiffness of the bolts includes (approximately) the deformation within the threaded part in contact with the nut or threaded hole (see Formula (40)).
  - n) Creep of flanges and bolts (assuming that the materials have been selected in order to avoid excessive creep).
  - o) Different radial deformations at the gasket (this simplification has no effect for identical flanges).
  - p) Fatigue proofs (usually not taken into account by codes like this).

### D.3 Required checks

Checks for admissibility of loads imply safety factors which are those applied to material yield stress or strength in the determination of the nominal design stresses used in the calculation method.

The assembly bolt load shall be sufficiently large to ensure leak tightness for all subsequent load conditions. Additionally, it is recommended to specify the tightening procedure with the required parameters (e.g. torque, tension...).

- The load ratios for bolts, gasket and both flanges are to be checked for all load conditions (including assembly and load conditions).
- If no leakage rate is specified, the expected leakage rate can be determined from the calculated gasket load in all conditions, using gasket leakage data from test according to EN 13555:2014.

### D.4 Calculation sequence

The calculation sequence is detailed below in accordance with the clause numbers defined in this document.

#### 5 Calculation Parameters

##### 5.2 First flange and second flange parameters

5.2.2  $b_F, d_F, e_F$  (or  $b_L, d_L, e_L$ )<sup>2)</sup> and  $\tilde{b}_F, \tilde{d}_F, \tilde{e}_F$  (or  $\tilde{b}_L, \tilde{d}_L, \tilde{e}_L$ )<sup>1)</sup>  
 $d_{3e}$  ( $\tilde{d}_{3e} = d_{3e}$ )

5.2.3  $e_E, d_E$  and  $\tilde{e}_E, \tilde{d}_E$

5.2.4  $h_R$  and  $\tilde{h}_R$

$Z_F, Z_L$  and  $\tilde{Z}_F, \tilde{Z}_L$

---

2) Only in the case of loose flanges.

5.3 Bolts and washers parameters

5.3.2  $A_B$

5.3.3  $X_B$

5.3.4  $b_W, d_W, d_{K1}, d_{K2}, b_{KB}$

5.3.5  $X_W$  and  $\tilde{X}_W$

5.4 Gasket parameters

NOTE An alternative calculation method taking into account plastic deformation that can happen in the subsequent conditions of assembly phase is also proposed in Annex H. The application of this annex can replace the calculation sequence proposed from 5.4 to Clause 6. Then the calculation from Clause 7 can be applied.

5.4.2  $b_{Gt}, d_{Gt}, A_{Gt}$

5.4.3  $F_{G0}$  from Formula (52) (or from Formula (F.1) of Annex F. if an initial bolt force ( $F_{B0,specified}$ ) is specified)  
 $b_{Ge}, d_{Ge}, A_{Ge}$  (first approximation)  
 $E_{G0}, h_{G0}$  et  $\tilde{h}_{G0}$

5.4.4  $X_G$

Table1  $b_{Ge}, d_{Ge}, A_{Ge}$  (more precise)

5.4.5  $h_P, h_Q, h_G, h_H$  (and  $h_L$ )<sup>1)</sup> and  $\tilde{h}_P, \tilde{h}_Q, \tilde{h}_G (= \tilde{h}_{G0}), \tilde{h}_H$  (and  $\tilde{h}_L$ )<sup>1)</sup>

6 Forces

6.2 Applied loads

6.2.1  $T_0, F_{R0}$       ( $I = 0$ )

6.2.2  $A_Q, F_{Ql}, F_{Al}, F_{Ll}, M_{Al}, M_{TGl}, F_{Rl}, \Delta U^T_l (I > 0)$

6.3 Compliance of the joint  
 $Y_{Gl}, Y_{Ql}, Y_{Rl}, Y_{Bl}$

6.4 Minimum gasket forces  
 $F_{G0\min}, F_{Gl\min}$

6.5 Internal forces in assembly condition

6.5.1  $F_{G\Delta}$  (from Formula (103) or from Formula (104) associated to Annex H)  
 $F_{G0\text{ req}}, F_{B0\text{ req}}$  (if  $F_{G0\text{ req}} > F_{G0}$  then calculation shall be reinitiate from 5.4.3)  
6.5.2  $F_{B0\text{ nom}}, F_{B0\text{ max}}, F_{G0\text{ max}}$

6.6 Internal forces in subsequent conditions

$F_{G0d}$  (from Formula (117) or from Formula (F.2) if an initial bolt load is specified as described in Annex F

$F_{GI}$  (from Formula (118) or from Formula (119) associated to Annex H),  $F_{BI}$

7 Load limits

7.2 Bolts

$\Phi_B$

7.3 Gasket

$\Phi_G$

7.4/ First flange and second flange<sup>3)</sup>

7.5/ 7.6  $\Phi_F$  (or  $\Phi_L$ ), possibly  $\Phi_X$ , and  $\tilde{\Phi}_F$  (and  $\tilde{\Phi}_L$ ), possibly  $\tilde{\Phi}_X$

---

3) For simplicity, possible optimisation of d7 (if the flange is loose) is not shown (see 7.6).

**Annex E**  
(informative)

**Gasket/flange face friction coefficients examples**

**Table E.1 — Gasket/flange face friction coefficients examples**

Generic gasket type	Value for $\mu_G$
Filled PTFE based gaskets	0,23 <sup>a</sup>
ePTFE based gaskets	0,26 <sup>a</sup>
Graphite based gaskets	0,22 <sup>a</sup>
Fibre based gaskets	0,30 <sup>a</sup>
Rubber gaskets	0,25 <sup>b</sup>
Flat metallic gaskets	0,15 <sup>b</sup>

<sup>a</sup> These values are test results coming from an ESA research program [31]

<sup>b</sup> These friction factors are probably very conservative. An experimental determination of the friction factor should be performed in case more accurate data is required.

**NOTE** These lower limits tabulated values may lead to very conservative calculations because they do not take into account the specific roughness of the flange surfaces.

## Annex F (informative)

### Checking a specified assembly bolt force

The details of calculation method as the calculation process are detailed in Annex D.

EN 1591-1 is based upon the principal that a selected leakage rate is to be achieved. Nevertheless, in the case where the aim of the calculation is to check the design for a given (specified) value of the nominal tightening bolting force at assembly ( $F_{B0,specified}$ ), the calculation shall be started using Formula (F.1) below instead of Formula (52) in 5.4.3.

$$F_{G0} = F_{B0,specified} \times (1 - \varepsilon_-) - F_{R0} \quad (\text{F.1})$$

NOTE This formula involves the scatter of the bolting method in order to check the tightness criteria for the expected minimum value of tightening bolt force.

Then the calculation shall be performed in the usual way from Formula (53) to Formula (108). From the required initial gasket force calculated in Formula (105) two cases shall be considered:

- If the value  $F_{G0\text{req}}$  given by Formula (105) is higher than the initial value  $F_{G0}$  given by Formula (F.1), the value of  $F_{B0,specified}$  is not sufficient to insure the tightness criteria.
- If the value  $F_{G0\text{req}}$  given by Formula (105) is lower than the initial value  $F_{G0}$  given by Formula (F.1), the value of  $F_{B0,specified}$  is sufficient to insure the tightness criteria and therefore the calculation is continued using the value of  $F_{G0}$  calculated by Formula (F.1) as the gasket force in assembly condition ( $I=0$ ). In that case,  $F_{B0\text{nom}} = F_{B0,specified}$  and the bolt force at assembly can be much greater than the required one ( $F_{B0\text{req}}$ ).

NOTE In case the impact of the initial bolt load in the subsequent conditions is investigated, the Formula (F.2) can then be used instead of Formula (117) as a conservative approach. This approach does not consider the load reduction in subsequent conditions due to plastic deformation.

$$F_{G0d} = \max \left\{ F_{B0,specified} \times (1 - \varepsilon_-) - F_{R0}; \left( \frac{2}{3} \right) \times \left( 1 - \frac{10}{N_R} \right) \times F_{B0\text{max}} - F_{R0} \right\} \quad (\text{F.2})$$

**Annex G**  
(informative)

**Sealing gasket parameter when no leakage rate is specified**

**Table G.1 — Sealing gasket parameter when no leakage rate is specified**

Gasket type and material	$Q_{0\min}$ MPa	m
<b>Non-metallic flat gaskets (soft) and flat gaskets with metal insertion</b>		
Rubber	0,5	0,9
PTFE	10	1,3
Expanded PTFE (ePTFE)	12	1,3
Expanded graphite without metal insertion	10	1,3
Expanded graphite with perforated metal insertion	15	1,3
Expanded graphite with adhesive flat metal insertion	10	1,3
Expanded graphite with metallic sheet laminated in thin layers with standing high stresses	15	1,3
Non asbestos fibre with binder (thickness < 1mm)	40	1,6
Non asbestos fibre with binder (thickness >= 1mm)	35	1,6
<b>Grooved steel gaskets with soft layers on both sides</b>		
PTFE layers on soft steel	10	1,3
PTFE layers on stainless steel	10	1,3
Graphite layers on soft steel	15	1,3
Graphite layers on low alloy heat resistant steel	15	1,3
Graphite layers on stainless steel	15	1,3
Silver layers on heat resistant stainless steel	125	1,8
<b>Spiral wound gaskets with soft filler</b>		
Spiral wound gaskets with PTFE filler, outer support-ring only	20	1,6
Spiral wound gaskets with PTFE filler, inner and outer support-rings	20	1,6
Spiral wound gaskets with graphite filler, outer support-ring only	20	1,6
Spiral wound gaskets with graphite filler, inner and outer support-rings	50	1,6
<b>Solid metal gaskets</b>		
Aluminium (Al) (soft)	50	2,0
Copper (cu) or brass (soft))	100	2,0
Iron (Fe) (soft)	175	2,0
Steel (soft)	200	2,0
Steel, low alloy, heat resistant	225	2,0
Stainless steel	250	2,0
Stainless steel, heat resistant	300	2,0
<b>Covered metal-jacketed gaskets</b>		
Soft iron or steel jacket with graphite filler and covering	20	1,3
Low alloy steel (4 % to 6 % chrome) or stainless steel jacket with graphite filler and covering	20	1,3
Stainless steel jacket with expanded PTFE filler and covering	10	1,3
Nickel alloy jacket with expanded PTFE filler and covering	10	1,3
<b>Metal-jacketed gaskets</b>		
Aluminium (soft) jacket with graphite filler	50	1,6
Copper or brass (soft) jacket with graphite filler	60	1,8
Soft iron or steel jacket with graphite filler	80	2,0
Low alloy steel (4 % to 6 % chrome) or stainless steel jacket with graphite filler	100	2,2

## Annex H (informative)

### Alternative calculation procedure taking into account the plastic deformation of the gasket in subsequent load conditions procedures (after assembly)

#### H.1 Introduction

In the main part of this calculation method possible plastic deformations of the gasket should be taken into account only for assembly ( $e_{G(0)} \leq e_{G(N)} = e_{Gt}$ ); for subsequent load conditions they are neglected for simplicity.

However, if in a subsequent load condition the gasket stress rises above the assembly level (e.g. due to external fluid pressure) and/or if the resistance of the gasket material lowers (e.g. due to elevated temperature), then additional plastic deformations of the gasket occur.

From this follows  $[e_{G(0)} - e_{G(A)}] > 0$  to be applied in Formulae (104) and (119).

All dimensions of a gasket may be changed by loading, but they may also remain unchanged. The gasket thickness may change from  $e_{G(N)} = e_{Gt}$  (*new*) to  $e_{G(0)} = e_{G(Q0)}$  to  $e_{G(I)} = e_{Ge(I)}$ . The last change gives the deciding smallest gasket thickness  $e_{G(A)}$  (after all had applied).

The effective width  $b_{Ge}$  may also change by changed loading; it may be connected with a change of  $d_{Ge}$  and  $A_{Ge}$ . Finally the greatest width  $b_{Ge} = b_{Ge(A)}$  should be taken to get conservative results.

The theoretical width  $b_{Gt}$  may also change by loading (it may be increased if  $e_{Ge}$  is decreased); however this effect is not large and it is neglected for simplicity.

#### H.2 Calculation procedure

##### H.2.1 General description

The calculation of plastic deformations of the gasket should be based on the corresponding forces  $F_{G(I)}$ .

From a known actual gasket force after assemblage  $F_{G(0)}$  the corresponding actual force in all subsequent load conditions ( $I = 1, 2, \dots, I_{\max}$ ) may be calculated as follows:

$$F_{G(I)} = \{F_{G(0)} \times Y_{G(0)} - \Delta U_{G(I)} - \frac{[e_{G(0)} - e_{G(A)}]}{Y_{G(I)}}\} \quad (\text{H.1})$$

Herein:  $\Delta U_{G(I)} = [F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I]$

The iterative calculation starts with  $e_{G(A)} = e_{G(0)}$ .

A required precision for a minimum change of the gasket thickness should be assumed:

$$\Delta e_{G(A)} = e_{G(A),old} - e_{G(A),new} \quad \text{e.g.: } \Delta e_{G(A),min} = 0,02 \text{ mm} \quad (\text{H.2})$$

For all load conditions ( $I = 0, 1, 2, \dots I_{\max}$ ) the effective dimensions of the gasket ( $b_{Ge(I)}, d_{Ge(I)}, A_{Ge(I)}$  and  $e_{Ge(I)}$ ) should be determined according to one of the following subclauses H.3 to H.5.

## H.2.2 No additional plastic deformation

If no load condition is indicated  $e_{Ge} < e_{G(A)}$  then additional plastic deformation not occurs. The actual effective dimensions  $b_{Ge}, d_{Ge}, A_{Ge}$  and  $e_{G(A)}$  remain unchanged. The calculation continues within 6.4.

## H.2.3 Additional plastic deformation

If any load condition is indicated  $e_{Ge} < e_{G(A)} = e_{G(A),old}$  then some additional plastic deformation occurs. A new value  $e_{G(A)} = e_{G(A),new}$  should be assumed. The following rules are proposed:

- (a)  $e_{G(A),new} \approx 0,5 * \{min[e_{Ge(I)}] + e_{G(A),old}\}$  however:
- (b)  $e_{G(A),new} \geq 0,8 * e_{G(A),old}$  however:
- (c)  $e_{G(A),new} \leq e_{G(A),old} - \Delta e_{G(A),min}$

For changes  $\Delta e_{G(A)} \geq e_{G(A),min}$  the effective dimensions  $b_{Ge(I)}, d_{Ge(I)}, A_{Ge(I)}$  and  $e_{Ge(I)}$  should be calculated again. The calculation returns to 5.4.

For changes  $\Delta e_{G(A)} < \Delta e_{G(A),min}$  the smallest  $e_{G(I)} = e_{G(A)}$  and the greatest  $b_{Ge(I)}$ , with corresponding  $d_{Ge(I)}$  and  $A_{Ge(I)}$  should be applied for all further calculations.

The calculation continues within 6.4.

## H.3 Flat gaskets

### H.3.1 Flat gaskets with small or median deformations

#### H.3.1.1 Basic formulae

Due to the rotation of flanges ( $\theta_{F(1)} + \theta_{F(2)} = \theta_G$ ) the relative axial deformation of the gasket ( $\Psi$ ) is variable over the width (in radial direction).

If at a radius  $r_0$  the deformation is  $\Psi_0$ , then at a radius  $r_0 + \Delta r$  the deformation is:

$$\Psi = \Psi_0 + \theta_G * \frac{\Delta r}{e_{Gt}} \quad (\text{H.3})$$

$$\theta_G = H_G * F_G \quad (\text{H.4})$$

$$H_G = \left( h_G * \frac{Z_F}{E_F} \right)_{(1)} + \left( h_G * \frac{Z_F}{E_F} \right)_{(2)} \quad (\text{H.5})$$

From the axial deformation  $\Psi(r)$  results an axial compressive stress  $Q(r)$  (or vice versa). Equilibrium of axial force ( $\int Q(r) * dr$ ) and a moment ( $\int Q(r) * (r - r_0) * dr$ ) gives the effective gasket width ( $b_{Ge}$ ) and the corresponding diameter ( $d_{Ge}$ ) where the gasket force acts, and where also the actual effective gasket thickness ( $e_{Ge}$ ) should be found:

$$e_{Ge} = e_{Gt} * [1 - \Psi_0] - \theta_{G(I)} * \left( b_{Gt} - \frac{b_{Ge}}{2} \right) \quad (\text{H.6})$$

### H.3.1.2 Calculations for a general material law

The average (mean) gasket compressive stress  $Q_{av}$  as a function of the average deformation  $\Psi = 1 - \frac{e_G}{e_{Gt}}$  may be found by measurements according to EN 13555:2014 (gasket between rigid plates).

This function may be applied also to determine local variable compressive stress  $Q_{(\psi)}$  depending on local variable deformation (gasket between rotating flanges).

It is useful to have the function by a formula (not only by extended tables) e.g. as follows:

$$Q_{(\psi)} = \min \left\{ \frac{[(C_1 + (C_2 + C_3 * \Psi) * \Psi) * \Psi]}{[1 + (B_1 + B_2 * \Psi) * \Psi]}; Q_Y \right\} \quad (\text{H.7})$$

Other formulae are possible. Always should be expected  $\frac{dQ}{d\Psi} = D_G > 0$  for all  $\Psi$  ( $0 < \Psi < \Psi_{max}$ ).

The required integrals may be calculated by a numerical procedure for 6 points (5 sectors) over the theoretical gasket width:

$\Psi_0 = \Psi_{(0)}$  should be assumed.

$$\Psi_{(J)} = \max \{0; \Psi_0 + J * \Delta_\Psi\} \text{ for } J = 1, 2, 3, 4, 5. \quad (\text{H.8})$$

$$\Delta_\Psi = \Theta_G * \frac{b_{Gt}}{(5 * e_{Gt})} \quad (\text{H.9})$$

$$\Psi = \{\Psi_{(0)}, \Psi_{(1)}, \Psi_{(2)}, \Psi_{(3)}, \Psi_{(4)}, \Psi_{(5)}\} = \text{List } \Psi \quad (\text{H.10})$$

$$Q = \{Q_{(0)}, Q_{(1)}, Q_{(2)}, Q_{(3)}, Q_{(4)}, Q_{(5)}\} = \text{List } Q \quad (\text{H.11})$$

The average of  $Q_{(\psi)}$  over the theoretical gasket width and the effective gasket width should be as follows:

$$Q_{av} = 0,1 * Q_{(0)} + 0,2 * Q_{(1)} + 0,2 * Q_{(2)} + 0,2 * Q_{(3)} + 0,2 * Q_{(4)} + 0,2 * Q_{(5)} \quad (\text{H.12})$$

$$b_{Ge} = b_{Gt} * \frac{[0,2 * Q_{(0)} + 0,32 * Q_{(1)} + 0,24 * Q_{(2)} + 0,16 * Q_{(3)} + 0,08 * Q_{(4)} + 0,0 * Q_{(5)}]}{Q_{av}} \quad (\text{H.13})$$

If  $A_{Gt} * Q_{av} \neq F_G$  then the assumed value  $\Psi_0$  should be changed and the calculation should be repeated. (For continuation with H.2.3 a rough approximation for  $\Psi_0$  is sufficient).

If  $b_{Ge} > 0,8 * b_{Gt}$  then proceed to H.3.2.

Otherwise the effective gasket thickness  $e_{Ge}$  follows from Formula (H.6).

### H.3.1.3 Calculations for a simplified material law

The general material law according to Formula (H.7) should be simplified by  $B_1 = B_2 = 0$  and  $C_2 = C_3 = 0$ . Then it corresponds to a linear-elastic-ideal-plastic material ( $C_1 = D_G$ ):

$$Q_{(\psi)} = \min \{D_G * \Psi; Q_Y\} \quad (\text{H.14})$$

The required integrals may be calculated analytically. For small loading (elastic behaviour) and large theoretical gasket width, the contact width is  $b_{Gc} = b_{G0}$  (independent on the gasket force):

$$b_{G0} = \left\{ 2 * \frac{e_{Gt}}{[\pi * d_G * D_G * H_G]} \right\}^{\left(\frac{1}{2}\right)} \quad (\text{H.15})$$

For this case (elastic with  $b_{G0} = b_{Gt}$ ) results  $b_{Ge} = \binom{2}{3} * b_{G0}$ . For three other cases the results are different. They all should approximately collect as follows:

$$b_{Ge} = b_{Gt} * \max \left\{ \frac{\left[ 1 + 5 * \left( \frac{b_{Gt}}{b_{G0}} \right)^4 \right]^{\left( -\frac{1}{4} \right)}}{(A_{Gt} * Q_Y)}; F_G \right\} \quad (\text{H.16})$$

If  $b_{Ge} > 0,8 * b_{Gt}$  then proceed to H.3.2.

Otherwise the effective gasket thickness  $e_{Ge}$  follows from Formula (H.6) with:

$$\Psi_0 = (b_{G0} - b_{Gt}) * \frac{\theta_G}{e_{Gt}} \quad (\text{H.17})$$

It may be  $\Psi_0 < 0$ .

### H.3.2 Flat gaskets with greater deformations

If  $b_{Ge} \approx b_{Gc} \approx b_{Gt}$  then the axial gasket compressive stress becomes nearly uniform over the width.

If in such condition is  $F_{G(I)} > A_{Gt} * Q_{Y(I)}$ , then greater plastic deformations should be possible. They may be estimated as follows:

Determine a factor for support by radial friction (or shear respectively) at the gasket surfaces:

$$c_G = 1 + 0,5 * k_G * [1 + k_G] / [1 + \mu_G * k_G] \quad (\text{H.18})$$

If both radial boundaries of the gasket are open (free):

$$k_G = 1 * \mu_G * b_{Gt} / e_{Ge} \quad (\text{H.19})$$

If only one boundary of the gasket is open, the other should be closed:

$$k_G = 2 * \mu_G * b_{Gt} / e_{Ge} \quad (\text{H.20})$$

If both boundaries of the gasket are closed, then may be assumed:

$$c_G = 5 \quad (\text{H.21})$$

A boundary may be treated to be closed only if the radial gap between the two flanges is smaller than the actual gasket thickness.

For all load conditions the corresponding load ratio should be calculated (preliminary load limit check):

$$\Phi_{G(I)} = F_{G(I)} / (A_{Gt} * Q_{Y(I)} * c_G) \quad (\text{H.22})$$

If  $\Phi_{G(I)} < 1$  then no additional plastic deformation occurs.

If  $\Phi_{G(I)} > 1$  then some additional plastic deformation occurs.

The effective thickness of the gasket  $e_{Ge}$  decreases to a yet unknown value. This value should be found by repeated calculations with different assumed  $e_{Ge}$  until  $\Phi_{G(I)} \approx 1$ . However this should not be necessary, because a decrease of  $e_{G(A)} = e_{Ge}$  leads to a decrease of  $F_{G(I)}$ . Therefore at this point a very rough estimate should be sufficient:

$$e_{Ge,new} = e_{Ge,old}/\Phi_{G(I)} \quad (\text{H.23})$$

#### H.4 Metal gaskets with curved surfaces (Figures 4b, c, e, f)

The effective gasket width essential should depend on the gasket force.

$$b_{Gi} = \sqrt{\frac{6*k_c*r_2*cos \phi_G * F_{G(I)}}{\pi*d_{Ge}*E_{G(I)}} + \left[ \frac{F_{G(I)}}{\pi*d_{Ge}*Q_{Y(I)}} \right]^2} \quad (\text{H.24})$$

where

$E_G$  = Modulus of elasticity of the gasket for unloading/reloading at the considered temperature

$Q_y$  = yield stress of the gasket metal

Gasket with simple contact :

$$K_C = 1 \quad (\text{H.25})$$

$$d_{Ge} = d_{G0} \quad (\text{H.26})$$

Gasket with double contact:

$$K_C = 2 \quad (\text{H.27})$$

$$d_{Ge} = d_{Gt} \quad (\text{H.28})$$

Follow:  $b_{Ge}$ ,  $A_{Ge}$  from Formulae (74) to (76)

$$e_{G(I)} = e_{G(N)} - (b_{Ge}/k_C)^2/(4 * r_2 * (\cos \phi_G)^3) \quad (\text{H.29})$$

#### H.5 Metal gaskets with octagonal section (Figure 4d)

Effective dimensions determined for assembly in 5.4 (Table 1) should remain unchanged during all subsequent load cases. No additional deformations should occur.

## **Annex I** (informative)

### **Available, incomplete models for conversion of the leakage rates in different conditions (based on certain flow models)**

#### **I.1 Introduction and warning**

**WARNING** — At present, due to the incomplete understanding of involved mechanisms of leakage, this annex cannot be used to determine the on-site leakage rate. It shall be emphasised that the correlations given in the present document are based on a very simplified model where all the leaks are supposed to be concentrated in straight cylindrical capillaries. This is not realistic for the moment to use them without any high additional background. This annex is giving a sum-up of the general correlation trends that are available.

The calculation method developed in the EN 1591 standards suite, enables to design bolted flange connections for a given Tightness Class. The evaluation of the expected Tightness Class can also be performed by a post-calculation analysis in the case where no particular Tightness Class had been taken into account for the calculation.

The link between the Tightness Class rate and the gasket solicitations (contact pressure, internal fluid pressure and temperature) is performed by Lab-testing according to EN 13555:2014. This standard is specifying Helium as the test medium for the sealing test. For practical reasons, the gasket is compressed with non-deformable platens, and has specified dimensions. Moreover, a limited set of conditions (as internal fluid pressure or temperature) are investigated for performing the tests.

When performing a calculation according to EN 1591-1, the input parameter should be selected regarding the life conditions (internal pressure, temperature, external loads,...) for the bolted flange connection. As seen above, the leakage rates are assessed in Lab conditions that may be different from the real conditions on site. This raised the issue of assessment of the expected leakage rate in the real condition depending on the leakage rate measured in Lab.

After a brief introduction of the theory and formulae involved in the flow phenomena, highlighting the difficulties and restrictions of the correlation calculations, a practical method based on current available knowledge is described in this document.

#### **I.2 Flow theory fundamentals**

##### **I.2.1 Transport modes**

The transport of matter in the context of leakage through gasketed joints (bolted flange connections with gaskets) takes place by diffusion or permeation and by viscous flow. The driving force in diffusion is solely due to differences of concentration which cause matter to be transported in the direction of the lower concentration. Viscous flow on the other hand is triggered by pressure differences. In gasket problems both phenomena are inextricably superimposed. At low pressure differences between the sealed volume and the surroundings diffusion or molecular flow predominates whilst at higher pressure differences the viscous flow fraction prevails. A detailed discussion of these material transport phenomena in sealing problems may be found in [7] and [8].

The derivation of flow theory relationships is effected on the basis of a simplified modelling of gasket body through which seepage is occurring in the sealing face regions. To characterise the flow along the dividing surface between the gasket and flange sealing face reference [7] for example, resorted to a triangular groove as a model from [9] for flange face turning grooves. By means of this the boundary leakage of gasketed joints with compact gaskets e.g. metal gaskets can be modelled. For the description of flow through the body of fibre gaskets, especially those with long fibres, models with capillaries as leakage channels are suitable. To what extent these models are applicable to other jointing materials with different pore or leakage channel structures (Graphite, PTFE, Mica ...) can only be checked by experiment.

## I.2.2 Case of gases

### I.2.2.1 Parallel capillary model

The current gas transport laws determined on the basis of the “parallel capillary model” (introduced in [16] & [17]) are summarised in Table 1. The quantity which characterises flow is the mean free path of the gas atoms divided by the capillary diameter which is designated the Knudsen Number. At very small Knudsen Numbers laminar continuum flow (Hagen-Poiseuille) occurs whilst at very large values the flow is molecular and between the two mixed flow incorporating both components occurs.

**Table I.1 — Flow type depending on Knudsen number**

Knudsen Number $K_n$	Type of Flow	Calculation Formula
$K_n \ll 1$	Laminar	$\dot{m} = \frac{M}{RT} \frac{nr^4\pi}{16\eta L} (p_i^2 - p_o^2)$
$1 \leq K_n \leq 100$	mixed	$\dot{m} = \left( \frac{nr^4\pi}{8\eta} \bar{p} \frac{M}{RT} + \frac{4}{3} \psi \sqrt{\frac{2\pi M}{RT}} nr^3 \right) \Delta p / L$
$K_n \gg 100$	molecular	$\dot{m} = \frac{4nr^3}{3L} \sqrt{\frac{2\pi M}{RT}} \Delta p$

$K_n = l/d$	Mean free path length / capillary diameter	$R$	Universal gas constant
$\dot{m}$	Mass flow (Leak rate in gaskets)	$T$	Absolute temperature
$\psi$	Adzumi constant	$M$	Molar mass
$\eta$	Dynamic viscosity	$n$	Number of capillaries
$p_i - p_o$	External - , internal pressure	$r$	Radius of capillaries
$\bar{p}$	Mean pressure	$L$	Length of capillaries
$\Delta p$	Pressure difference		

As stated in EN 1779 [1] it is generally assumed that for Helium leakage rates below or equal to  $10^{-7}$  Pa·m<sup>3</sup>/s molecular flow takes place. The conditions for visco-laminar flow are given if the leakage rate is above  $10^{-5}$  Pa·m<sup>3</sup>/s. As seen through the formulae above, the dependence of the leakage rate on pressure, temperature and type of fluid will be different for both flow types.

### I.2.2.2 Dusty gas model

Another flow model is the dusty gas model [10] which according to [11] is better justified experimentally than the capillary model. In the dusty gas model the porous medium is represented by firmly anchored hard spheres (dust) which are distributed throughout the space. The interaction with these obstacles causes the gas transport resistance. The dusty gas model - originally derived for pure diffusion - can be extended to a viscous flow component at high pressure gradients or differences. [11] gives information on the application of this model for fibre based gaskets.

### I.2.3 Case of liquids: Parallel capillary model

As defined in [24], for liquid, the flow is considered laminar (not turbulent) through the capillary due to its diameter size. Thus, the liquid leakage rate will follow the Poiseuille's law.

$$L = n \times \rho \times \frac{\pi}{8} \times \frac{r^4}{\eta \times L} (p_i - p_o) \quad [\text{g.s}^{-1}] \quad (\text{I. 1})$$

(using the parameter definitions of I.2.2.1 and with  $\rho$ : density [ $\text{g.m}^{-3}$ ])

## I.3 Factors of influence on the leakage rate of gaskets and gasketed joints

### I.3.1 List of identified factors

According to both models described above ("parallel capillary model" and "dusty gas model") the important quantities influencing the leakage rate are:

- the absolute pressure and the pressure difference;
- the temperature;
- the molar mass and viscosity of the gas;
- the gasket geometry (width, thickness);
- the microstructure of the gasket (geometry, number of capillaries, specific permeability, structural constant).

### I.3.2 Limits and restriction of the proposed models

Although self-evident it has to be emphasised that the effect of the gasket stress in the bolted flange connection - probably the critical parameter - is not included directly in either model.

In view of the approximate description of actual gaskets and gasketed joints given by the above models, it cannot be expected that the derived mathematical relationships will allow quantitative statements concerning leakage rate to be made. Under specified conditions however qualitative statements on the effect of the aforementioned factors of influence on the leakage of gaskets can be produced.

A prerequisite for the validity of all mathematical relationships is of course, that no interaction (e.g. oxidation, swelling) between the medium being contained and the gasket occurs and furthermore that no change in the gasket material over time, caused in particular by higher temperatures, takes place (e.g. hardening of rubber-binded fibre gaskets). In such cases there is no correlation between the initial condition and the various stages of ageing.

Before discussing the individual dependencies it shall be stressed at the outset that even a merely approximately realistic theoretical understanding of the gasket structure is not possible with either model and will therefore not be pursued further. Along with this also stands the fact already mentioned in the relationship, that the effect of gasket stress in the form of a change of the gasket structure has not been included. With regard to this, experimental investigations are an indispensable requirement.

### I.3.3 Dependence on pressure

#### I.3.3.1 General

NOTE This subclause is based on [6].

According to Table I.1, for a given leak, whose geometrical dimensions are not varied by the pressure applied, the following relations have to be used in order to determine the effect of pressure variations on the leakage flow.

#### I.3.3.2 Definition

$p_{LOW,(ref)}$ and $p_{LOW,(act)}$	[Pa]	different low pressures for "reference" and "actual" conditions
$p_{HIGH,(ref)}$ and $p_{HIGH,(act)}$	[Pa]	different high pressures for "reference" and "actual" conditions
$L_{P,(ref)}$ and $L_{P,(act)}$	[mg/s]	leakage rates related to the pressure differences for "reference" and "actual" conditions

#### I.3.3.3 Molecular flow

$$L_{P,(act)} = L_{P,(ref)} \frac{\Delta p_{(act)}}{\Delta p_{(ref)}} \quad (\text{I. 2})$$

with pressure differences

$$\Delta p_{(act)} = p_{HIGH,(act)} - p_{LOW,(act)} \quad \text{with } p_{HIGH,(act)} \geq p_{LOW,(act)}$$

$$\Delta p_{(ref)} = p_{HIGH,(ref)} - p_{LOW,(ref)} \quad \text{with } p_{HIGH,(ref)} \geq p_{LOW,(ref)}$$

#### I.3.3.4 Visco-laminar flow

$$L_{P,(act)} = L_{P,(ref)} \frac{\Delta p_{(act)} * \bar{P}_{(act)}}{\Delta p_{(ref)} * \bar{P}_{(ref)}} \quad (\text{I. 3})$$

with pressure mean values

$$\bar{P}_{(ref)} = \frac{(p_{HIGH,(ref)} + p_{LOW,(ref)})}{2} \quad (\text{I. 4})$$

$$\bar{P}_{(act)} = \frac{(p_{HIGH,(act)} + p_{LOW,(act)})}{2} \quad (\text{I. 5})$$

### I.3.3.5 Practical use

Because the flow regime is rarely clearly identified (especially if the medium is not Helium), a practical conservative approach is proposed here to convert the leakage rate values depending on the pressure value based on VDI 2200: 2007 [12].

$$\text{If } \Delta p_{(act)} > \Delta p_{(ref)}, \text{ then } L_{P,(act)} = L_{P,(ref)} \frac{\Delta p_{(act)} * \bar{P}_{(act)}}{\Delta p_{(ref)} * \bar{P}_{(ref)}} \quad (\text{I. 6})$$

$$\text{If } \Delta p_{(act)} < \Delta p_{(ref)}, \text{ then } L_{P,(act)} = L_{P,(ref)} \frac{\Delta p_{(act)}}{\Delta p_{(ref)}} \quad (\text{I. 7})$$

### I.3.4 Dependence on temperature

#### I.3.4.1 General

NOTE This subclause is based on [1].

For a given leak, whose geometrical dimensions are not varied by temperature changes, the following relations have to be used in order to determine the effect of temperature variations on the leakage flow.

#### I.3.4.2 Definition

$L_{T,(ref)}$ and $L_{T,(act)}$	[mg/s]	leakage rates related to $T_{(\text{ref})}$ and $T_{(\text{act})}$ for “reference” and “actual” conditions
$T_{(\text{ref})}$ and $T_{(\text{act})}$	[K]	different absolute temperatures for “reference” and “actual” conditions
$\eta_{T,(ref)}$ and $\eta_{T,(act)}$	[Pa·s]	dynamic viscosities related to $T_{(\text{ref})}$ and $T_{(\text{act})}$ for “reference” and “actual” conditions

#### I.3.4.3 Molecular flow

$$L_{T,(act)} = L_{T,(ref)} \sqrt{\frac{T_{(\text{ref})}}{T_{(\text{act})}}} \quad (\text{I. 8})$$

#### I.3.4.4 Visco-laminar flow

$$L_{T,(act)} = L_{T,(ref)} \frac{\eta_{T,(ref)}}{\eta_{T,(act)}} \quad (\text{I. 9})$$

#### I.3.4.5 Practical use

Because the differentiation between the type of flow is most of the time a problem, (especially if the medium is not Helium), a practical conservative approach is proposed here to convert the leakage rate values depending on the temperature.

$$L_{T,(act)} = L_{T,(ref)} * MAX \left[ \sqrt{\frac{T_{(ref)}}{T_{(act)}}}, \frac{\eta_{T,(ref)}}{\eta_{T,(act)}} \right] \quad (I. 10)$$

### I.3.5 Dependence on the type of fluid

#### I.3.5.1 General

NOTE This subclause is based on [1].

For a given leak the relation of the leakage rate of two different gaseous fluids is determined by the following. It shall be noted that, these formulae do not take into account the change in the dimension of a leak path either the modifications in the gasket material due the interaction with the internal medium.

#### I.3.5.2 Definition

$L_{Media,(ref)}$  and  $L_{Media,(act)}$  [mg/s] leakage rates related to "reference" and "actual" gaseous medium

$M_{Media,(ref)}$  and [kg / Mol] Mol masses of "reference" and "actual" gaseous medium

$\eta_{Media,(ref)}$  and [Pa·s] Dynamic viscosities of "reference" and "actual" gaseous medium

#### I.3.5.3 Molecular flow

$$L_{Media,(act)} = L_{Media,(ref)} \cdot \sqrt{\frac{M_{Media,(act)}}{M_{Media,(ref)}}} \quad (I. 11)$$

#### I.3.5.4 Visco-laminar flow

$$L_{Media,(act)} = L_{Media,(ref)} \cdot \frac{\eta_{Media,(ref)}}{\eta_{Media,(act)}} \quad (I. 12)$$

#### I.3.5.5 Practical use

Because the differentiation between the type of flow is most of the time a problem, (especially if the medium is not Helium), a practical conservative approach is proposed here to convert the leakage rate values depending on the gaseous medium.

$$L_{Media,(act)} = L_{Media,(ref)} \cdot MAX \left[ \frac{\eta_{Media,(ref)}}{\eta_{Media,(act)}}, \sqrt{\frac{M_{Media,(act)}}{M_{Media,(ref)}}} \right] \quad (I. 13)$$

### I.3.6 Influence of the gasket thickness

NOTE This subclause is based on [15].

A comparison of the leakage rates from gaskets of the same type but of different thicknesses is generally of little use. Differences in manufacture lead to different microstructures which do not allow unambiguous dependence of the leakage rate on gasket thickness to be expected. In addition a shift in the

ratios of the contributions of boundary leakage along the interface and through the body of the gasket occurs. Furthermore the consolidation under compression and with it the change in microstructure, is thickness dependent.

As is to be expected experimental results with thicker gaskets for the most part show higher leakage rates under otherwise identical conditions. Occasionally an inversion of the relationship for the same gasket type has also been reported e.g. for CAF material [8], [11].

In view of this there appears to be no reliable correlation between leakage rate and gasket thickness and a reliable transfer of leakage rates to other gasket thicknesses seems to be ruled out.

### **I.3.7 Influence of gasket width**

NOTE This subclause is based on [15].

A pre-requirement for an inversely proportional relationship between leakage rate and gasket width for uniform homogenous compressive stress is a sufficiently wide gasket, in comparison with the leakage channel length.

For fibre based gaskets the characteristic leakage channel length (in the model the capillary length) can be treated as equivalent to the fibre length. Therefore the width of the gasket shall clearly be greater than the fibre length. If the width of the gasket is reduced beyond this then a disproportionately high increase of the leakage is to be seen as was shown in [8] for CAF material.

A deviation from the inverse proportional relationship can also occur with thick gaskets. In this case because of the smaller supporting effect the same compressive stress leads to a higher mean deformation of narrow gaskets.

In view of this, there appears to be no reliable correlation between leakage rate and gasket width directly usable for all the gasket types.

### **I.3.8 Influence of gasket stress**

NOTE This subclause is based on [15].

An inverse exponential relationship between leakage rate and pressure on the gasket face both for loading and unloading after pre-deformation in CAF materials was first demonstrated by Bierl [8] and subsequently confirmed approximately for CAF in [13] and also for other types of gaskets in [14].

But, due to the huge variety of gasket types, this relation cannot be generalised for all the gasket types. The influence of the gasket stress is taken into account by the Lab-test performed according to EN 13555:2014. The tabulated results in EN 1591-2, coming from the test performed according to EN 13555:2014 are giving the leakage rate values depending on the actual gasket stress as on the gasket stress at assembly.

The determination of the expected leakage rate depending on the gasket stress has to be performed using either:

- the leakage diagram obtained from EN 13555:2014;
- interpolation between data points in EN 1591-2 or other database (guidelines on the way to perform the interpolation are planned to be given in another document);

- a modelling of the leakage vs. gasket stress diagram obtained for that particular gasket type (if possible).

In view of this, there appears to be no general modelling for correlation between leakage rate and gasket stress currently available and directly usable for all the gasket types. The best that can be done is the creation of a specific model (including specific parameter values) for each specific gasket type or reference.

### I.3.9 Influence of other factors

As stated in [1], other factors as the direction of flow (internal pressure higher or lower than the external pressure) or the presence of humidity, oil, grease and other contamination can have an impact on the effective leakage rate. But, these factors will not be taken into account in the further conversion calculations due to their difficulty to be modelled.

### I.3.10 Conclusion on the factors of influence

As seen above, a prerequisite for the validity of all mathematical relationships developed above is of course, that no interaction (e.g. oxidation, swelling,...) between the medium being contained and the gasket occurs and furthermore that no change in the gasket material over time, caused in particular by higher temperatures or pressures, takes place. In such cases, there is no correlation between the initial condition and the various stages of ageing.

Due to the variety in the gasket types (material, structure, ...), the leak paths numbers, locations and shape and the number of parameters involve in the effective leakage rate, only rough qualitative statements on the effect of the aforementioned factors of influence on the leakage of gaskets can be produced. From the relationships derived on the basis of the dusty gas and capillary models developed here, it cannot be expected that the derived mathematical relationships will allow quantitative statements concerning leakage rate to be made. Moreover, several experiments performed in Lab had shown the limits of the direct application of this formula for pressure and medium dependence for example. With regard to this experimental investigations are an indispensable requirement to get the effective leakage rate in real conditions.

However, this sub-clause gives a list of the typical factors influencing the leakage rate values. When possible, formulae are given to evaluate "roughly" the evolution of the leakage rate depending on the variation of the considered parameter. Because only "rough" estimation could be extracted from the proposed conversion models, the influence factors introduced above are neglected when there is no associated straightforward and "universal" (for all the gasket types) model is available. There is no point to introduce a too high complexity in these conversion calculations knowing that the results will only give a "rough" estimation on the converted leakage rate value.

## I.4 Practical application for EN 1591-1 calculations

### I.4.1 General

The conversion principles and formulae described above can be used to convert the leakage rate values from a first set of conditions to another set of conditions. Considering the calculation of bolted flange connection, the conversion can be used to estimate "on site" (called "actual" condition) expected leakage rates from 'in Lab' (called "reference" condition) measured leakage rate during test according to EN 13555:2014 (see Table I.2).

This enables to get a "rough" trend for the "on site" expected leakage rate for the considered bolted flange connection and/or the considered group of bolted flange connections. The conversion rules can also be

used in the opposite way i.e. to determine the “reference” leakage rate that shall be used given the “on site’ leakage criteria (see Table I.3).

It shall be reemphasised here that the conversion tables presented here are based on the formulae developed above, and therefore have the same limits and level of imprecision. They are not valid for the estimation of “on-site” leakage rates.

#### I.4.2 Determination of a trend for the leakage rate for the flange connection in “actual” from “reference” conditions

**Table I.2 — Determination of a trend for the leakage rate for the flange connection in “actual” from “reference” conditions**

	<b>Step</b>	<b>Coefficient definition</b>	<b>result</b>	<b>unit</b>
<b>From “reference” to “actual” Leakage rate</b>	Determination of the “reference” leakage rate from EN 13555:2014 test results for each condition		$L_{[dG, P, T, \text{medium}](\text{ref})}$	mg/s/m
	Correction for real flange connection dimension	$K_D = \frac{d_{G\text{mean},(\text{act})}}{1000}$	$L_{[dG](\text{act}),[P, T, \text{medium}](\text{ref})}$	mg/s
	Correction for fluid pressure (only the pressure effect in the leak path is taken into account, the effect of pressure on the flange connection mechanical behaviour is not taken into account here)	If $\Delta p_{(\text{act})} > \Delta p_{(\text{ref})}$ , then $K_P = \frac{\Delta p_{(\text{act})} * \bar{P}_{(\text{act})}}{\Delta p_{(\text{ref})} * \bar{P}_{(\text{ref})}}$ If $\Delta p_{(\text{act})} < \Delta p_{(\text{ref})}$ , then $K_P = \frac{\Delta p_{(\text{act})}}{\Delta p_{(\text{ref})}}$	$L_{[dG, P](\text{act}),[T, \text{medium}](\text{ref})}$	mg/s
	Correction for temperature (only the temperature effect on the fluid is taken into account, the temperature effect on the gasket material behaviour is not taken into account)	$K_T = \text{MAX} \left[ \frac{\eta_{\text{Medium},(\text{ref})}}{\eta_{\text{Medium},(\text{act})}} ; \sqrt{\frac{T_{\text{Medium},(\text{ref})}}{T_{\text{Medium},(\text{act})}}} \right]$	$L_{[dG, P,T](\text{act}),[\text{medium}](\text{ref})}$	mg/s
	Correction for the medium and determination of the “actual” leakage rate.	$K_M = \text{MAX} \left[ \frac{\eta_{\text{Medium},(\text{ref})}}{\eta_{\text{Medium},(\text{act})}} ; \sqrt{\frac{M_{\text{Medium},(\text{act})}}{M_{\text{Medium},(\text{ref})}}} \right]$	$L_{[dG, P,T, \text{medium}](\text{act})}$	mg/s

$$L_{[dG, P,T, \text{medium}](\text{act})} = K_D * K_P * K_T * K_M * L_{[dG, P, T, \text{medium}](\text{ref})}$$

#### I.4.3 Determination of a trend for the leakage rate for the flange connection in “reference” from “actual” conditions

Table I.3 — Determination of a trend for the leakage rate for the flange connection in “reference” from “actual” conditions

From “reference” to “actual” Leakage rate	Step	Coefficient definition	result	unit
	Leakage rate criteria for real conditions		$L_{[dG, P, T, medium](act)}$	mg/s
	Correction for the medium and determination of the “actual” leakage rate.	$K'_M = \text{MAX} \left[ \frac{\eta_{\text{Medium},(act)}}{\eta_{\text{Medium},(\text{ref})}} ; \sqrt{\frac{M_{\text{Medium},(\text{ref})}}{M_{\text{Medium},(act)}}} \right]$	$L_{[dG, P, T](act),[\text{medium}](\text{ref})}$	mg/s
	Correction for temperature (only the temperature effect on the fluid is taken into account, the temperature effect on the gasket material behaviour is not taken into account)	$K'_T = \text{MAX} \left[ \frac{\eta_{\text{Medium},(act)}}{\eta_{\text{Medium},(\text{ref})}} ; \sqrt{\frac{T_{\text{Medium},(act)}}{T_{\text{Medium},(\text{ref})}}} \right]$	$L_{[dG, P](act),[\text{T}, \text{medium}](\text{ref})}$	mg/s
	Correction for fluid pressure (only the pressure effect in the leak path is taken into account, the effect of pressure on the flange connection mechanical behaviour is not taken into account here)	If $\Delta p_{(act)} < \Delta p_{(\text{ref})}$ , then $K'_P = \frac{\Delta p_{(\text{ref})} * \bar{P}_{(\text{ref})}}{\Delta p_{(act)} * \bar{P}_{(act)}}$ If $\Delta p_{(act)} > \Delta p_{(\text{ref})}$ , then $K'_P = \frac{\Delta p_{(\text{ref})}}{\Delta p_{(act)}}$	$L_{[dG](act),[P, T, medium](\text{ref})}$	mg/s
		$K'_D = \frac{d_{G\text{mean},(act)}}{1000}$	$L_{[dG, P, T, medium](\text{ref})}$	mg/s/m

$$L_{[dG, P, T, medium](\text{ref})} = K'_M * K'_T * K'_P * K'_D * L_{[dG, P, T, medium](act)}$$

with

- $K_D, K_P, K_T$  and  $K_M$  = correction coefficient for bolted flange dimension, internal pressure, temperature and medium change for conversion from “reference” to “actual” conditions;
- $K'_D, K'_P, K'_T$  and  $K'_M$  = correction coefficient for bolted flange dimension, internal pressure, temperature and medium change for conditions from “actual” to “reference” conditions;
- $L[X, Y](act), [Z, W](ref)$  = Leakage rate with X and Y parameters corresponding to “actual” conditions and with Z and W parameters corresponding to “reference” conditions [mg/s or mg/s/m];
- $d_{Gmean}(act)$ : Mean diameter of the gasket on the considered bolted flange connection = (internal gasket diameter + external gasket diameter)/2 [mm].

**Annex ZA**  
(informative)

**Relationship between this European Standard and the Essential Requirements of EU Directive 2014/68/EU Pressure Equipment Directive aimed to be covered**

This European Standard has been prepared under a Commission's standardization request M/071 "Mandate to CEN for standardization in the field of Pressure equipment" to provide one voluntary means of conforming to Essential Requirements of the New Approach Pressure Equipment Directive 2014/68/EU.

Once this standard is cited in the Official Journal of the European Union under that Directive, compliance with the normative clauses of this standard given in Table ZA.1 confers, within the limits of the scope of this standard, a presumption of conformity with the corresponding Essential Requirements of that Directive and associated EFTA regulations.

**Table ZA.1 — Correspondence between this European Standard and Directive 2014/68/EU on Pressure Equipment**

<b>Essential Safety Requirements (ERs) of Directive 2014/68/EU on Pressure Equipment, Annex I</b>	<b>Clause(s)/sub-clause(s) of this EN 1591-1</b>	<b>Qualifying remarks/Notes</b>
2		Design:
2.1		To be designed to ensure safety throughout intended life - to incorporate appropriate safety coefficients.
2.2		To be designed for adequate strength
2.2.1		To be designed for loadings appropriate to its intended use.
2.2.2	5, 6, 7	To be designed for appropriate strength based on a calculation method.
2.2.3 (a)		Requirements to be met by applying one of the following methods - design by formula.
2.2.3 (b)		Design calculations to establish the resistance of equipment, in particular - account to be taken of combinations of temperature and pressure; - maximum stresses and peak stresses to be within limits.

**WARNING 1** — Presumption of conformity stays valid only as long as a reference to this European Standard is maintained in the list published in the Official Journal of the European Union. Users of this standard should consult frequently the latest list published in the Official Journal of the European Union.

**WARNING 2** — Other Union legislation may be applicable to the product(s) falling within the scope of this standard.

## Bibliography

- [1] EN 1779:1999, *Non-destructive testing — Leak testing — Criteria for method and technique selection*
- [2] EN ISO 4014:2011, *Hexagon head bolts — Product grades A and B (ISO 4014:2011)*
- [3] EN ISO 4016:2011, *Hexagon head bolts — Product grade C (ISO 4016:2011)*
- [4] ISO 261:1998, *ISO general purpose metric screw threads — General plan*
- [5] ISO 724:1993, *ISO general-purpose metric screw threads — Basic dimensions*
- [6] CR 13642:1999, *Flanges and their joints — Design rules for gasketed circular flange connections — Background information*
- [7] Micheely, A:1997: Untersuchungen an Rohrleitungsflanschen bei Betriebsbedingungen unter besonderer Berücksichtigung des Leckverhaltens (Investigations on piping flanges under operating conditions with particular regard to leakage behaviour). Dissertation Universität Dortmund 1977
- [8] Bierl, A. 1978: Untersuchungen der Leckraten von Gummi-Asbest-Dichtungen in Flanschverbindungen (Investigations on the leakage rates of rubber-asbestos gaskets in flanged joints). Dissertation Ruhr-Universität Bochum 1978
- [9] Carlson, L.W; Irvine, T.F.:1961: Fully developed pressure drop in triangular ducts. - Trans. ASME Ser. C, J. Heat Transfer 83 (1961) pp 441/444
- [10] Jackson, R.:1977 - Transport in Porous Catalysts. Elsevier Scientific Publishing Comp. Amsterdam - Oxford - New York 1977
- [11] Kämpkes, W:1982.- Einflüsse der Dichtungsgeometrie auf die Gasleckage an Rohrleitungsflanschverbindungen mit IT-Flachdichtungen (Influence of gasket geometry on gas leakage in pipeline flanged joints with flat CAF gaskets) - Dissertation Universität Dortmund 1982
- [12] VDI 2200:2007. Tight flange connections – Selection, calculation, design and assembly of bolted flange connections
- [13] Tückmantel, H. J.:1988: Die Berechnung statischer Dichtverbindungen unter Berücksichtigung der maximal zulässigen Leckmenge auf der Basis einer neuen Dichtungstheorie (The design of static sealed joints in view of the maximum permissible leakage based on a new gasket theory) - Konstruktion 40 (1988) S. 116/120
- [14] Gusko, A.; Kockelmann, H. 1993: Dichtheitsuntersuchungen an Flanschverbindungen in Anlehnung an DIN E 28091 (Tightness investigations on flanged joints following DIN E 28091). VIII. Int. Dichtungskolloquium, TH Köthen, 21/22. April 1993
- [15] H. Kockelmann:1996: Leckageraten von Dichtungen für Flanschverbindungen - Einflußgrößen, Anforderungen, messtechnische Erfassung und leckageratenbezogene Dichtungskennwerte (leakage rate of gaskets in bolted flange connections based on flow theory) Chemie Ingenieur Technik 68 (1996) 219/227

- [16] J. Bear: 1972: Dynamics of Fluids in Porous Media, Amsterdam, 1972
- [17] J. Bear, Y. Bachmat 2007: Introduction to Modeling of Transport Phenomena in Porous Media, Springer-Verlag GmbH, February 2007
- [18] EN 1092-1:2007+A1:2013, *Flanges and their joints — Circular flanges for pipes, valves, fittings and accessories, PN designated — Part 1: Steel flanges*
- [19] EN 1092-2:1997, *Flanges and their joints — Circular flanges for pipes, valves, fittings and accessories, PN designated — Part 2: Cast iron flanges*
- [20] EN 1092-3:2003, *Flanges and their joints — Circular flanges for pipes, valves, fittings and accessories, PN designated — Part 3: Copper alloy flanges*
- [21] EN 1092-4:2002, *Flanges and their joints — Circular flanges for pipes, valves, fittings and accessories, PN designated — Part 4: Aluminium alloy flanges*
- [22] CEN/TR 1591-2:2020, *Flanges and their joints — Design rules for gasketed circular flange connections — Part 2: Gasket parameters*
- [23] 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*
- [24] ISO 12807:1996, *Safe transport of radioactive materials – Leakage testing on packages*
- [25] EN 1759-1:2004, *Flanges and their joint — Circular flanges for pipes, valves, fittings and accessories Class designated — Part 1: Steel flanges, NPS ½ to 24*
- [26] EN 1759-3:2003, *Flanges and their joints — Circular flanges for pipes, valves, fittings and accessories Class designated — Part 3: Copper alloy flanges*
- [27] EN 1759-4:2003, *Flanges and their joint — Circular flanges for pipes, valves, fittings and accessories Class designated — Part 4: Aluminium alloy flanges*
- [28] EN 13445-3, *Unfired pressure vessels — Part 3: Design*
- [29] EN 13480-3, *Metallic industrial piping — Part 3: Design and calculation*
- [30] NORSO L-005: 2006 Edition 2
- [31] ESA report on friction coefficients: <https://www.europeansealing.com/wp-content/uploads/2019/04/Valve-World-Manfred-Nov-2018.pdf>